

中央空调工程设计与施工

吴继红 李佐周编著

绪论

第一章 空气处理

第一节 湿空气的热力性质

第二节 湿空气的焓湿图及其应用

第三节 空气处理过程与设备

第四节 空气处理辅助设备

第二章 空调负荷与送风量

第一节 空气设计参数

第二节 空调负荷

第三节 送风状态的确定和送风量的计算

第三章 空调系统的分类、选择和组成

第一节 空调系统的分类

第二节 一次回风集中式系统

第三节 风机盘管加独立新风系统

第四节 集中冷却的分散型机组系统

第四章 空气处理方案与处理设备的选择计算

第一节 一次回风集中式系统方案与计算

第二节 风机盘管加新风系统方案与计算

第五章 空调水系统的设计与施工

第一节 空调水系统的分类及典型形式

第二节 水系统管材与管件

第三节 空调水系统设计

第四节 空调水系统施工

第五节 自调水系统的压力试验

第六章 空调风系统的设计与施工

第一节 送风口和回风口的型式

第二节 空调房间常用的气流组织形式

第三节 气流组织的设计计算

第四节 风管系统的设计计算

第五节	通风空调风管系统施工
第七章	空调中央机房设计
第一节	冷水机组的技术参数、分类和选择
第二节	中央空调热源的技术参数、分类和选择
第三节	中央空调机房的设计与布置
第八章	中央空调系统运行控制及节能
第一节	冷水机组的控制电路
第二节	中央空调系统控制
第三节	空调工程常用节能措施
第九章	空调建筑的排风与通风
第一节	中央空调排风系统
第二节	典型用途建筑区域通风系统
第十章	高层民用建筑及空调建筑的防火与防排烟
第一节	空调建筑的防火防烟措施
第二节	高层民用建筑的防排烟
第三节	空调设计常用防火、防排烟阀
第十一章	中央空调系统的测定与调整
第一节	空调测试常用仪器仪表
第二节	风量和水量的测定与调整
第三节	空调系统综合效果测定
第四节	测定调整中发现问题的分析和解决办法
第十二章	中央空调工程设计方法综述
第一节	空调工程设计前的准备
第二节	空调工程设计内容与设计步骤
第三节	空调工程设计文件
第十三章	中央空调工程设计实例
第一节	设备选型及系统设计计算
第二节	施工图设计文件
附录I	
附表1	国际单位制与工程单位制单位换算表
附表2	冷负荷系数法计算空调冷负荷资料表
附表3	局部阻力系数表
附录II	主要参考书目
附录III	部分厂家产品技术资料

绪 论

为了满足人们生活和生产科研活动对室内气候条件的要求,就需要对空气进行适当的处理,使室内空气的温度、相对湿度、压力、洁净度和气流速度等保持在一定的范围内。这种制造人工室内气候环境的技术措施,称为空气调节,简称空调。

根据服务对象的不同,空调分为舒适性空调和工艺性空调两大类。舒适性空调以室内人员为对象,着眼于制造应满足人体卫生要求,使人感到舒适的室内气候环境。民用建筑和公共建筑的空调多属于舒适性空调。工艺性空调主要以工艺过程为对象,着眼于制造符合工艺过程(包括物品贮存和设备运转)所要求的室内气候环境,同时尽量兼顾人体的卫生要求。车间、仓库、电子计算机房、程控交换机房等的空调属于工艺性空调。

将室内的温度和相对湿度保持在一定的范围内,是空调最基本的任务。空调房间要求的最佳温度和最佳相对湿度,分别称为温度基数和相对湿度基数;空调房间允许的温度和相对湿度的波动值,称为空调精度。例如,夏季电子计算机房的空调要求规定温度 $t = (23 \pm 2)^{\circ}\text{C}$,相对湿度 $\varphi = 50\% \pm 10\%$ 。这表明,夏季电子计算机房的温度基数为 23°C ,相对湿度基数为 50% ,空调精度分别为 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 和 $\pm 10\%$ 。按照这一要求,夏季电子计算机房的温度可在 $21 \sim 25^{\circ}\text{C}$ 范围内波动,而以 23°C 为最佳温度;相对湿度可在 $40\% \sim 60\%$ 的范围内波动,而以 50% 为最佳相对湿度。舒适性空调对空调精度无严格的规定;工艺性空调对空调精度则有明确的规定。各类空调房间对温度、相对湿度基数及空调精度的要求,可在有关设计规范中查取。

按空调设备设置情况的不同,空调系统可分为局部机组式、半集中式和集中式三类。

局部机组式的特点是将自成完整系统的独立式空调器(自身具有制冷系统)直接安装在各个要求有空调的房间内。例如,在各空调房间内分散安装窗式空调器或分体式空调器等。因此,局部机组式系统又称全分散系统。

半集中式系统的特点是将空调用冷热源装置集中安装在中央机房内,各空调房则采用不带制冷系统的非独立式空调器,如诱导器、风机盘管空调器或不带制冷系统的柜式空调器。这种系统需用输送冷热媒(冷水或热水)的管道,将中央机房内的冷源(冷水机组)、热源(热水器或中央热水机组)、循环水泵和空调房内的空调机换热器(水-空气换热器)盘管连接起来。

集中式系统的特点是设有专用的空调机房。新风(室外新鲜空气)和回风(室内循环空气)经由新风管和回风管或直接在机房上开设的新风口和回风口进入机房混合,再经空调机集中处理后,由送风管道输送到各送风口,送入空调房间。它可以是一个大型房间设一个或几个空调机房,也可以是多个中小型房间共用同一个空调机房。集中式系统采用的空调机,根据是否设中央机房集中生产和供应冷热媒,相应选用非独立式或独立式机组。

工程上通常将集中式和半集中式空调系统统称为中央空调系统。旅游宾馆和多功能大型综合楼的中央空调系统,一般都设有中央机房,并且楼中的餐厅、商场、舞厅、展览厅、营业厅、大会议室、半间隔的大统间办公室等多采用集中式系统;而中小型的会议室、办公室和客房等则采用

风机盘管加独立新风系统。局部机组式系统中的局部机组,如果其制冷系统冷凝方式为水冷却,那么可以通过水管将若干台局部机组串接起来形成一个系统,共用一台或一组冷却塔。这种集中冷却的系统组成方式,称之为集中冷却分散型机组系统,也可以视为是中央空调系统的一种。

本书介绍民用建筑舒适性中央空调工程的实用设计方法和施工中应注意的问题,其中包括:恰当选择空调系统(或空调方式)和合理分区,计算空调负荷和确定空调用冷源、热源的安装容量,确定空气处理方案和对空气处理设备作选择计算,空调水系统(冷水系统、冷却水系统、冷凝水排放系统)的设计与施工,空调风道系统(送风、回风、排风和新风)的设计与施工,空调用冷源、热源的选择和中央机房的设计与安装要求,中央空调系统的运行控制要求及控制方法,中央空调系统的节能措施,中央空调系统的测试与调整等。考虑到空调建筑中的一些非空调区域(如厨房、地下车库、各种动力或机械设备的机房等)的通风设计及空调建筑的防排烟设计等常交由空调设计者来作,所以本书对此也作了专门介绍。此外,为了让初学者对中央空调工程设计方法能有系统完整的了解,尽快熟悉中央空调工程的设计内容与设计步骤,本书还对中央空调工程设计方法作了综述,并从学习训练的角度,选择中等规模的一般空调建筑作为设计实例。

第一章 空气处理

空调就是对空气进行适当处理,以制造满足人们生活和生产需要的人工室内气候环境。认识湿空气的热力性质,掌握用于确定湿空气热力状态和表示空气状态变化过程的湿空气的焓湿图,熟悉空气的处理过程和设备,是进行空调工程设计与施工的基础。

第一节 湿空气的热力性质

一、湿空气与饱和空气

(一) 湿空气

通常空气中总是或多或少含有一些水蒸气,含有水蒸气的空气称为湿空气;完全不含水蒸气的空气称为干空气;湿空气是干空气和水蒸气的混合物,简称为空气。

干空气是氮、氧及其他少量气体的混合物。它在自然状态下,各种组分的比例基本稳定,其中氮约占 75.55%,氧约占 23.10%,二氧化碳约占 0.05%,其他稀有气体约占 1.30%。干空气通常可作为理想气体看待,其分子量为 28.97,气体常数 R_d (下角标 d 代表 dry) 为

$$R_d = \frac{R_0}{M} = \frac{8.314}{28.94} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

湿空气中所含水蒸气量通常很少,因此,湿空气中水蒸气的分压力很低,比体积很大。湿空气中的水蒸气也可视为理想气体(分子量为 18.02),其气体常数 R_v (下角标 v 代表 vapor) 为

$$R_v = \frac{8.314}{18.02} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = 0.461 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

式中 R_0 ——通用气体常数, $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$;

M ——千摩尔质量, kg/kmol 。

由于干空气和湿空气中的水蒸气都可作为理想气体,所以湿空气也可作为理想气体。

湿空气中所含水蒸气的比例常有变化,这对人类的的生活和生产都有重大影响。因此,空调除了要调节空气的温度外,还要调节空气的相对湿度。

根据人体的卫生要求与生产的工艺要求,空调还要注意空气的清洁度。空气的清洁度主要由含氧的比例是否正常(即新鲜程度)和所含粉尘及有害气体的浓度是否超过允许的量值(即洁净程度)两方面来衡量。为使空气的清洁度符合要求,空调系统应适当补充新风,并对空气进行过滤处理。

(二) 饱和空气

事实表明,在一定温度下,空气只能容纳一定数量的水蒸气,超过这一数量后,多余的水蒸气就会凝结为水从空气中析出来。

某温度下,一定量空气中所含水蒸气量达到最大值,这时的湿空气称为饱和空气,对应的状态称为饱和状态。湿空气饱和状态的参数符号常注角标 s 或 b,饱和状态下空气的温度称为饱和温度;饱和状态下湿空气中水蒸气的分压力达到当时温度所对应的饱和压力。

湿空气容纳水蒸气量的限度与温度有关,温度越高,空气能容纳的水蒸气量也越大。

二、湿空气的状态参数

湿空气的热力状态参数,除压力、温度、比容、焓和熵外,在空调中还经常用到含湿量 d 、相对湿度 φ 、露点温度 t_{dew} 和湿球温度 t_{wet} 等湿空气特有的状态参数,下面分别介绍。

(一) 总压力与分压力

湿空气的总压力一般就是当时当地的大气压力 B ,可用气压计测出。

湿空气由于空气和水蒸气混合组成。因此,湿空气的总压力是干空气的分压力 p_a 和水蒸气的分压力 p_v 之和,即

$$B = p_a + p_v \quad (1-1)$$

湿空气中所含水蒸气量越多,水蒸气的分压力就越大。因此,水蒸气分压力 p_v 的大小可反映湿空气中所含水蒸气量的多少。

(二) 绝对湿度与相对湿度

1. 绝对湿度。每立方米湿空气中所含水蒸气的质量,称为湿空气的绝对湿度。显然,绝对湿度的数值就等于水蒸气在其分压力和温度下的密度,即绝对湿度可表示为

$$\gamma_v = \frac{m_v}{V} = \frac{1}{v_v} \quad (1-2)$$

式中 v_v ——比体积, m^3/kg ;

m_v ——水蒸气质量, kg ;

V ——水蒸气体积, m^3 。

某温度下,空气达到饱和状态时,其水蒸气含量最大。因此,同温度下饱和空气的绝对湿度 $\gamma_{v,s}$ 最大。

绝对湿度只说明湿空气中实际所含水蒸气量的多少,它不能反映湿空气偏离饱和状态的程度和吸湿能力的大小。为此,需引入相对湿度的概念。

2. 相对湿度。湿空气中水蒸气的实际含量与相同温度下湿空气可具有的水蒸气的最大含量之比,称为湿空气的相对湿度。显然,相对湿度可用湿空气的绝对湿度 γ_v 与相同温度下饱和空气的绝对湿度 $\gamma_{v,s}$ 之比表示,即

$$\varphi = \frac{\gamma_v}{\gamma_{v,s}} \times 100\% \quad (1-3a)$$

相对湿度反映了湿空气中水蒸气含量接近饱和的程度。当 $\varphi = 100\%$ 时,空气达到饱和状态,即为饱和空气; $\varphi = 0$ 时,空气完全不含水蒸气,即为干空气。显然,相对湿度越小,湿空气偏离饱和的程度越远,它的干燥程度越高,吸收水蒸气的能力(即吸湿能力)也越大;反之,相对湿度越大,空气越接近饱和,它就越潮湿,吸湿能力就越小。 $\varphi = 100\%$ 时,空气中的水蒸气已达饱和,就完全没有吸湿能力了。从人的舒适感觉看,夏季空调室内的相对湿度应控制在 $40\% \sim 65\%$,

冬季空调室内相对湿度应控制在 40%~60%。

由理想气体的状态方程 $p_v = R_v T$, 可将式(1-3a)变换为水蒸气的分压力 p_v 与相同温度下水蒸气的饱和分压力 $p_{v,s}$ 之比, 即

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{v,s}} \times 100\% \quad (1-3b)$$

(三) 含湿量

湿空气的状态变化时, 湿空气中干空气的质量一般不会变化。因此, 在空气处理中进行热工计算时, 为方便起见, 常取 1 kg 干空气(用 kg DA 表示)作为计算基准。

含有 1 kg 干空气的湿空气所携带的水蒸气的克数, 称为湿空气的含湿量, 用 d 表示, 单位为 g/kg DA。设湿空气中干空气的质量为 m_d (kg), 水蒸气的质量为 m_v (kg), 则

$$d = \frac{m_v}{m_d} \times 1000 \quad (1-4a)$$

由理想气体的状态方程知, $m_v = \frac{p_v V}{R_v T}$, $m_d = \frac{p_d V}{R_d T}$, 代入式(1-4a), 并注意 $\frac{R_d}{R_v} = \frac{0.287}{0.461} = 0.622$, 则

$$d = 622 \frac{p_v}{p_d} \quad (1-4b)$$

由式(1-1)得 $p_d = B - p_v$; 式(1-3b)得 $p_v = \varphi p_{v,s}$, 代入式(1-4b)得

$$d = 622 \frac{p_v}{B - p_v} \quad (1-4c)$$

和

$$d = 622 \frac{\varphi p_{v,s}}{B - \varphi p_{v,s}} \quad (1-4d)$$

由式(1-4c)可见, 当大气压力 B 一定时, 含湿量 d 只取决于水蒸气的分压力 p_v 。含湿量随着水蒸气分压力的增大而增大。含湿量与水蒸气的分压力有着——对应的关系, 它们不能同时作为两个独立的参量。此外, 含湿量的大小还与大气压力的大小有关。因此, 在不同大气压力下, 以含湿量 d 和湿空气的焓 h (或 i) 为两坐标轴构成的湿空气焓湿图 ($h-d$ 图或 $i-d$ 图) 也是不同的。这一点在选用焓湿图时要引起注意。

(四) 露点温度

前已述及, 湿空气容纳水蒸气的限度与温度有关, 温度越高, 空气能容纳的水蒸气量也越大。因此, 若保持空气中水蒸气的含量 d 不变, 而降低空气的温度, 将使空气逐渐接近饱和。当温度降低到某一数值时, 空气就将达到饱和状态, 这时, 若让空气继续冷却, 便会有部分水蒸气凝结为露滴从湿空气中析出。这一与给定的含湿量 d 相对应、湿空气达到饱和时的温度, 称为露点温度, 用 t_{dew} 或 t_{lu} 表示。通俗地讲, 露点温度就是空气开始结露的温度。

露点温度与含湿量有着——对应的关系。这就是说, 一个露点温度对应一个含湿量; 反之, 一个含湿量对应一个露点温度。因此, 露点温度与含湿量也不能同时作为湿空气的两个独立参数。

从上面的分析可见, 空气达到露点温度时, 它就处于饱和状态。因此, 与露点温度对应的空气相对湿度 $\varphi = 100\%$ 。

在空气调节中,露点温度是一个很重要的参数。当物体的表面温度达到或低于空气的露点温度时,与物体接触的空气就会在物体的表面上结露,析出冷凝水,含湿量降低。空调器使空气冷却去湿的处理过程,就是利用这一原理而实现的。各种空调器的下部一般都装设有接水盘,就是用来接冷却去湿过程中析出的冷凝水的。空调器对空气作冷却去湿处理时的工况,称为湿工况。

空调中,还经常用到机器露点这一概念。在空气处理设备中,空气经过用冷水喷淋或表冷器冷却处理后,空气的温度逐渐降低,同时相对湿度将逐渐增大,当空气相对湿度增大到 $\varphi = 90\% \sim 95\%$ 时,空气已很接近饱和状态,这时空气的温度,称为机器露点。空调系统常采用控制机器露点的调节控制方法。

(五) 干球温度和湿球温度

干球温度就是用普通温度计测出的空气温度,用 t 表示,有些空调设备的产品样本用 DB 表示。

湿球温度是用湿纱布包着温泡(如水银球)的温度计测出的空气温度,用 t_{wet} 或 t_{sh} 表示。如图 1-1 所示,有些空调设备的产品样本用 WB 表示湿球温度。

如果温度计周围的空气是未饱和的,即 $\varphi < 100\%$,那么包住温泡的湿纱布表面附着的水分就将不断蒸发。开始时水分蒸发需要的热量是从湿温泡周围的水吸取的,致使水温(也就是湿球温度计指示的温度)下降,从而形成湿温泡与其周围空气的温差。由于有温差,周围的空气就要向湿纱布传热。在所传热量还不足以补偿水分蒸发需吸收的热量时,湿温泡周围的水温将继续下降,湿球温度计的指示温度也随之下降。待到温度下降到一定数值时,周围空气传给湿纱布的热量与水分蒸发所需吸收的热量恰好相等,湿温泡周围的水温便不再下降,湿球温度计的指示温度随之保持一稳定值,即是周围空气状态所对应的湿球温度。当湿球温度计的指示温度保持稳定时,贴近湿温泡表面的空气薄层达到饱和,因此,湿球温度也是这一饱和空气薄层的温度。

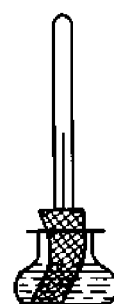


图 1-1 湿球温度测试

必须指出,对于给定的空气状态 A,其湿球温度 $t_{wet,A}$ 是一定的。湿球温度的形成过程是贴近湿温泡的空气薄层由与周围空气相同的状态 A 降温加湿变至饱和状态 B 的过程。在整个湿球温度的形成过程中,周围空气仍保持其原状态 A 不变,并始终对应着同一湿球温度 $t_{wet,A}$,只不过贴近湿温泡的空气薄层由未饱和达到饱和,此局部的饱和空气薄层的温度等于湿球温度 $t_{wet,A}$,而相对湿度 $\varphi = 100\%$ 。可见,与湿球温度的形成过程所对应的空气状态变化过程是等湿球温度过程。

综上所述可知,只要空气的相对湿度 $\varphi < 100\%$,空气的湿球温度就必然低于空气的干球温度。而且,相对湿度愈低,空气就愈干燥,湿纱布上的水分蒸发也就愈快,相应的空气湿球温度将会比干球温度低得愈多。根据测得的空气干球和湿球温度,可从专门的线图或表中查出空气相应的相对湿度,空调设计的室外室气计算参数、空调器的进风参数一般都用空气的干球温度和湿球温度表示。

当空气的相对湿度 $\varphi = 100\%$ 时,空气达到饱和,湿纱布上的水分不能蒸发,这时湿球温度和干球温度是相等的,也等于空气的露点温度。但在 $\varphi < 100\%$ 时,由于空气未达饱和,湿球温度虽然低于干球温度,但仍会高于空气所处状态对应的露点温度。这就是说,通常空气的湿球温度总

是介于干球温度和露点温度之间;对于饱和空气,干球、湿球和露点温度三者相同。

还应指出,由于水与空气之间的传热过程及水的蒸发过程(统称热湿交换)都与空气的流速有关,因而湿球温度计的指示温度也与空气的流速有关。实验表明,当空气不流动或流速很小时,湿纱布上的水与周围空气的热湿交换不充分,湿球温度计的测量结果误差较大;空气的流速愈大,热湿交换愈充分,所测湿球温度愈准确。因此,工程上采用装有一小通风机的通风干湿球温度计来测量空气的干球和湿球温度。

(六) 湿空气的焓

湿空气的焓应该是组成湿空气的干空气的焓与水蒸气的焓之和。湿空气的焓也以 1 kg 干空气作为计算基准,用 h_d 代表 1 kg 干空气的焓, h_v 代表 1 kg 水蒸气的焓。因为在含有 1 kg 干空气的湿空气中,水蒸气的含量为 $d \times 10^{-3}$ kg,所以含有 1 kg 干空气的湿空气,即 $(1 + d \times 10^{-3})$ kg 湿空气的焓 h (kJ/kgDA) 为

$$h = h_d + d \cdot h_v \times 10^{-3} \quad (1-5a)$$

通常规定 0℃ 的干空气和 0℃ 的水的焓为零,并且,在空调工程所涉及的温度范围内,干空气和水蒸气的比定压热容可视为定值,分别为 $c_{p,DA} = 1.01$ kJ/(kg·K) 和 $c_{p,v} = 1.85$ kJ/(kg·K),又水在 0℃ 时的汽化潜热 $r = 2501$ kJ/kg,因此,对 t ℃ 的空气有

$$h_d = c_{p,DA}(t - 0) = 1.01t$$

$$h_v = r + c_{p,v}(t - 0) = 2501 + 1.85t$$

将 h_d 和 h_v 代入式(1-5a)即得

$$h = 1.01t + d(2501 + 1.85t) \times 10^{-3} \quad (1-5b)$$

从式(1-5)可见,湿空气的焓包括显热和潜热两部分,其中潜热是水在 0℃ 时汽化所吸入的。因此,温度升高,空气的焓不一定增加,还要看含湿量 d 如何变化。若 d 也增加,则增加的水蒸气将给空气带入汽化潜热,湿空气的焓当然增加;若 d 减小,则减少的水蒸气将从湿空气中带走汽化潜热,因而使湿空气的焓可能增加,可能不变,也可能减少。

在空气处理过程中,对空气加热加湿或冷却去湿,空气的状态变化过程一般都可视为定压过程,因而供给空气或从空气移走的热流量应等于

$$\Phi = (h_2 - h_1)q_m \quad (1-6)$$

式中 Φ ——热流量, W;

q_m ——质量流量, kg/s。

可见,湿空气的焓可视为湿空气具有的能量。

第二节 湿空气的焓湿图及其应用

空调的主要任务,是对空气作适当的热湿处理,使之符合人的舒适要求或生产的工艺要求。对空气进行热湿处理的过程,是通过对空气加热加湿或冷却去湿,使空气的焓、含湿量或焓和含湿量两者一起发生变化,从而改变空气的状态,达到需要的温度和相对湿度。由此可见,若以空气的焓 h (或 i) 和含湿量 d 作两坐标轴,构成湿空气的状态参数坐标图——焓湿图 ($h-d$ 图或 $i-d$ 图),将它用于确定空气的状态,表示空气的状态变化过程和作热力计算,显然是很方便的。

一、焓湿图的组成

图 1-2 中,焓湿图以焓 h 和含湿量 d 作为两坐标轴,不过 h 、 d 两轴不像直角坐标系那样相互垂直,而是取夹角约为 135° ,以使图面更为开阔和清晰。图上 h 、 d 的取值都以含 1 kg 干空气的湿空气作为计算基准。

$h-d$ 图上绘有下列等值线簇和读数线:

(一) 等含湿量线(即等 d 线)

等 d 线是相互平行的纵线,读数分度等距标记在图边框的上部,单位为 g/kg DA 。

(二) 等焓线(即等 h 线)

等 h 线是与等 d 线夹角约 135° 的平行线,读数线位于 $\varphi=100\%$ 曲线的右下侧,与 h 线垂直,单位为 kJ/kg DA 。为了避免单位换算, h 读数线上有的同时绘有以 kcal/kg DA 为单位的分度。

(三) 等干球温度线(即等 t 线)

由式(1-5b)知,当温度 t 取值一定时,焓 h 和含湿量 d 成线性关系,因此,等 t 线为直线。在式(1-5b)中, $(2501 + 1.85t) \times 10^{-3}$ 是等 t 线的斜率,它随温度 t 的升高而增大。但在空调温度范围内, t 的变化很小,并且 $1.85t \ll 2501$, 因此,在 $h-d$ 图上,等温线是一簇近似水平的直线。在 $d=0$ 的纵线上和 $\varphi=100\%$ 的曲线上都绘有温度取值的分度线,以方便读数,单位为 $^\circ\text{C}$ 。

(四) 等相对湿度线(即等 φ 线)

由式(1-4d)知,在一定大气压力 B 下,当 φ 为定值时,含湿量 d 仅由水蒸气的饱和分压力 $p_{s,t}$ 决定,而 $p_{s,t}$ 与温度 t 有一一对应的关系,因此,对给定的 φ ,从饱和水蒸气表查出不同温度 t 所对应的 $p_{s,t}$,代入式(1-4d)算出相应的 d ,由所得各组 t 、 d 对应值,便可在 $h-d$ 图上确定若干个与给定的 φ 值对应的状态点,将这些点连成的曲线就是等 φ 线。等 φ 线是一簇自图面左下向右上延伸的下凹曲线,读数标在曲线上。 $\varphi=100\%$ 的等 φ 线上各点与空气的饱和状态对应,称为饱和线。某一条 d 线与饱和线交点对应的温度,就是与该含湿量 d 对应的露点温度。可见, $\varphi=100\%$ 的等 φ 线也就是露点轨迹线。因为 $\varphi=0$ 时, $d=0$, 所以 $\varphi=0$ 线与 $d=0$ 线重合。

(五) 水蒸气分压力 p_v 的读数线

由式(1-4c)知,水蒸气的分压力与含湿量有一一对应的关系,根据这种对应关系,有的 $h-d$ 图在图面 d 读数线的上方直接绘出了与各 d 值对应的 p_v 读数线(水平线);有的 $h-d$ 图则是在图的右侧边框下部标记 p_v 读数分度,同时在图面右下部绘有 p_v 读数变换线。过某一 d 线与 p_v 读数变换线交点的水平线所指的 p_v 读数值,即为与该 d 值对应的水蒸气分压力。

(六) 等湿球温度线(即等 t_{we} 线)

有的 $h-d$ 图上绘出了等湿球温度线,但由于工程上可将湿空气的等湿球温度变化过程,近似看作等焓过程,所以大多数 $h-d$ 图就用等焓线近似表示等湿球温度线。理由是:一方面湿球

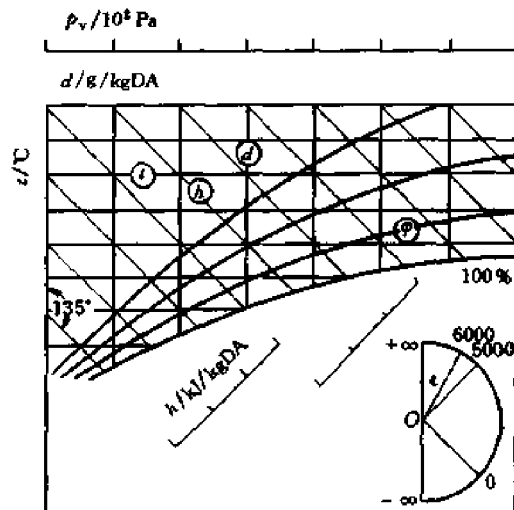


图 1-2 焓湿图

温度的形成过程是等湿球温度变化过程;另一方面,在湿球温度形成过程中,湿纱布上的水蒸发变为水蒸气加入到空气中时,同时给空气带入了汽化潜热(即水蒸发时吸收的热量),这就补偿了空气传热给水时所损失的能量,因而空气的焓值基本不变。因此,等湿球温度过程可近似为等焓过程。只说近似,是因为未考虑水蒸发到空气中时所带人的水自身原来具有的液体热,不过此液体热相对很小,可以忽略不计。于是,空气的焓 h 和湿球温度 t_{wet} 也一一对应。

必须注意, d 的大小与大气压力 B 有关[见式(1-4c)],因此,不同大气压力下 $h-d$ 图不同,使用时要根据大气压力值适当选择,大气压力的允许选择误差为 2 666 Pa。例如,广州地区夏季大气压力为 $1\,004.5 \times 10^2$ Pa,它与标准大气压 $1\,013.25 \times 10^2$ Pa 相差 8.75×10^2 Pa = 875 Pa < 2 666 Pa。因此,广州地区可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa(760 mmHg)的 $h-d$ 图。本书附录给出了 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa 的 $h-d$ 图,可供读者查用。

二、焓湿图的应用

(一) 确定湿空气的状态及其参数

已知空气的 t 、 φ 、 d (或 p_v 或 t_{dew})、 h (或 t_{wet})等独立参数中的任意两个,那么 $h-d$ 图上代表此二参数的等值线的交点就是空气的状态点。通过此状态点的其他等值线的标度值,就是空气在该状态下的其余参数值。

例 1-1 图 1-3 中,已知 $B = 993 \times 10^2$ Pa,室内空气温度 $t_N = 20\text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度 $\varphi_N = 60\%$,求空气的其他参数。

解 因为 $B = 993 \times 10^2$ Pa 与 $1\,013.25 \times 10^2$ Pa 相差 20×10^2 Pa < 26.7×10^2 Pa,所以可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2$ Pa 的 $h-d$ 图。如图 1-3 所示,在 $h-d$ 图上, $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ 的等温线与 $\varphi = 60\%$ 的等相对湿度线的交点即是空气的状态点 N。

查过 N 点的 d 线与 h 线读数得 $d_N = 8.7\text{ g/kg DA}$, $h_N = 42\text{ kJ/kg DA}$ 。

查与 d_N 线对应的 p_v 读数得 $p_{v,N} = 14 \times 10^2$ Pa。

查 d_N 线与 $\varphi = 100\%$ 线交点所对应的等温线读数得 $t_{dew,N} = 12\text{ }^\circ\text{C}$ 。

因为湿球温度的形成过程近似为等焓过程,且贴近湿温泡的空气薄层 $\varphi = 100\%$,所以过 h_N 线与 $\varphi = 100\%$ 线的交点的等温线的读数,即是状态 N 对应的湿球温度。查得 $t_{wet,N} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ 。

可见,当 $\varphi < 100\%$ 时, $t_{dew} < t_{wet} < t$ 。

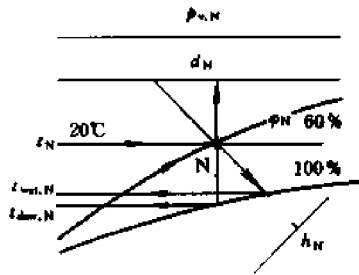


图 1-3 例 1-1

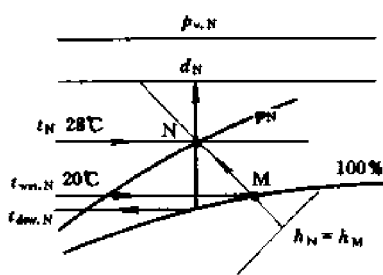


图 1-4 例 1-2

例 1-2 图 1-4 中,若从放置于室内的通风干湿球温度计测得干球温度 $t_N = 28\text{ }^\circ\text{C}$,湿球温度 $t_{wet,N} = 20\text{ }^\circ\text{C}$,且已知大气压力 $B = 1\,020 \times 10^2$ Pa,求空气的其余参数。

解 因为 $B = 1\,020 \times 10^2 \text{ Pa}$ 与 $1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 只相差 $6.8 \times 10^2 \text{ Pa} < 26.7 \times 10^2 \text{ Pa}$, 所以可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。

图 1-4 中, $t_M = t_{\text{wet},N} = 20^\circ\text{C}$ 与 $\varphi = 100\%$ 两线的交点 M 代表贴近湿温泡的饱和空气薄层的状态, 而 $h_N = h_M$, 所以 h_M 与 $t_N = 28^\circ\text{C}$ 两线的交点, 就是室内空气的状态点 N。查得 N 点的其他参数为

$h_N = 57 \text{ kJ/kg DA} = 13.6 \text{ kcal/kg DA}$, $d_N = 11.2 \text{ g/kg DA}$, $t_{\text{dew},N} = 15.9^\circ\text{C}$, $p_{v,N} = 17.6 \times 10^2 \text{ Pa} = 13.3 \text{ mmHg}$, $\varphi_N = 47\%$ 。

已知空气的状态点, 要确定空气的湿球温度; 或已知空气的湿球温度与另一参数(不是焓), 要确定空气的状态点, 初学者最易出错。从上面两例可见, 若已知空气的状态点 A, 要确定 $t_{\text{wet},A}$, 可从 A 点作等焓线, 此等焓线与 $\varphi = 100\%$ 线的交点所对应的温度就是 $t_{\text{wet},A}$; 反之, 已知 $t_{\text{wet},A}$ 和状态 A 的另一独立参数(例如 t_A), 则可由 $t = t_{\text{wet},A}$ 的等温线与 $\varphi = 100\%$ 饱和线的交点作等焓线, 此等焓线与 $t = t_A$ 的等温线交点就是空气的状态点 A。

注意, 露点和湿球温度的轨迹线虽然都是 $\varphi = 100\%$ 的饱和线, 但露点是 d 线与饱和线交点对应的温度; 而湿球温度则是 h 线与饱和线交点对应的温度。

(二) 表示空气状态变化的过程

设含有 1 kg 干空气的湿空气因加入热流量 Φ 和湿量 D 后, 由状态 1 (h_1, d_1) 变化到状态 2 (h_2, d_2), 在 $h-d$ 图上对应此两状态的两点 1 和 2 的连线, 就代表这一状态变化过程的方向。这一方向可用线段 $\overline{12}$ 的斜率 ϵ 来表示, 如图 1-5 所示。

在平面直角坐标系 xOy 中, 直线斜率为 $\frac{\Delta y}{\Delta x}$ 。与此类似, 在 $h-d$ 图中, 直线的斜率可表示为 $\frac{\Delta h}{\Delta d}$, 对应的单位是 kJ/g 。若将 ϵ 的单位改用 kJ/kg 时, 则斜率应为 $\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} \times 10^3 = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3$ 。

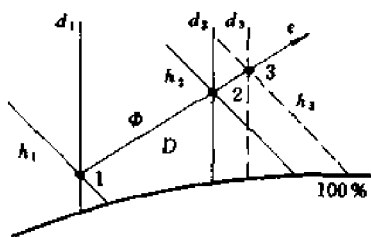


图 1-5 表示空气状态变化过程

由式(1-6)知, 加入空气的热流量 $\Phi = (h_2 - h_1)q_m$; 而加入的湿量应等于含湿量的改变, 质量用 kg 作单位时, $D = (d_2 - d_1)q_m \times 10^{-3}$ 。显然, Φ 与 D 之比值恰好与直线 $\overline{12}$ 的斜率 ϵ 相等。因此, 将过程线的斜率 ϵ 称为热湿比, 单位为 kJ/kg , 且

$$\epsilon = \frac{\Phi}{D} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3 \quad (1-7)$$

初态和终态都不相同的空气状态变化过程, 只要起点与终点连线的斜率相同, 或者说只要热湿比 ϵ 相同, 则变化过程的方向就相同, 在 $h-d$ 图上它们的变化过程线应彼此平行。例如, 对所有的等焓过程, $\Delta h = 0$, $\epsilon = 0$, 它们的过程线都与等焓线平行; 对所有的等湿过程, $\Delta d = 0$, $\epsilon = \pm \infty$, 它们的过程线都与等 d 线平行。为了便于确定过程线, 有些 $h-d$ 图如图 1-2 所示, 在其右下角处绘有热湿比辐射线(称 ϵ 线)。应用时, 若已知某空气状态变化过程的热湿比 ϵ (或从 $\epsilon = \frac{\Phi}{D}$ 先算出), 又已知初终两态中的任一态时, 则可在 $h-d$ 图上过已知的状态点, 作该 ϵ 值辐射线的平行线, 即为此状态变化过程的过程线。如果还已知初终两态中另一状态的某一参数, 则代

表这一参数的等值线与过程线的交点,就是另一状态的状态点。

应该注意,热湿比的单位用 kJ/kg 和用 kcal/kg 时,同一热湿比的数值是不同的,因此,必须根据所用单位来选用相应的热湿比辐射线。

$h-d$ 图上绘出的 ϵ 辐射线取值间隔较大,常会遇到算出的 ϵ 在图上找不到并且难以准确确定 ϵ 线方向的情况,或者有些 $h-d$ 图未绘出 ϵ 辐射线。这时,可采用假定法,过已知的状态点自行作出相应的 ϵ 线,说明如下:

空气由状态 1 变化到状态 2,如果 ϵ 值和状态 2 已知,并已知状态 1 的某一参数,这时可假定状态点 3 也位于此 ϵ 线上(即由 $1 \rightarrow 2$ 和由 $2 \rightarrow 3$ 对应同一热湿比 ϵ),则有

$$\epsilon = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} \times 10^3 = \frac{h_3 - h_2}{d_3 - d_2} \times 10^3$$

即
$$h_3 - h_2 = \epsilon \times 10^{-3} \times (d_3 - d_2)$$

因为 ϵ 值已知和 h_2, d_2 可在 $h-d$ 图上查出,又状态点 3 可以是相应 ϵ 线上的任意一点,为方便计,可再假定

$$d_3 - d_2 = 1$$

则有
$$\begin{cases} d_3 = d_2 + 1 \\ h_3 = h_2 + \epsilon \times 10^{-3} \end{cases}$$

这样,就可由算出的 h_3, d_3 ,在 $h-d$ 图上定出状态点 3。那么状态点 2 和 3 的连线就是与已知的 ϵ 相应的过程线,状态点 1 也应位于此过程线上。因此,代表状态 1 已知参数的等值线与连线 $\overline{23}$ 的交点就是状态点 1 了。

例 1-3 图 1-6 中,已知某空调房间要求室内空气的状态为 $t_N = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_N = 50\%$ 。为保持这一状态,通过空调器送风必须消去的余热 $\Phi = 10\,000\text{ kJ/h}$;必须消去的余湿 $D = 2\text{ kg/h}$ 。试确定空调器的送风状态与送风量。取送风温度为 12°C ,大气压力 $B = 1\,004.5 \times 10^2\text{ Pa}$ 。

解 室内的余热和余湿是由室外环境和室内人员、设备等向室内散热散湿引起的,它们干扰了室内空气温度和相对湿度的稳定。空调器通过向室内送入一定量(称送风量)和一定状态(称送风状态)的空气,吸收掉室内的余热和余湿,就可使室内温度和相对湿度稳定地保持要求的量值。这相当于空调器送入室内的空气在吸收热流量 Φ 和湿量 D 之后,由原来的送风状态 O 变至室内要求的状态 N。这一状态变化过程的热湿比为

$$\epsilon = \frac{\Phi}{D} = \frac{10\,000}{2} \text{ kJ/kg} = 5\,000 \text{ kJ/kg}$$

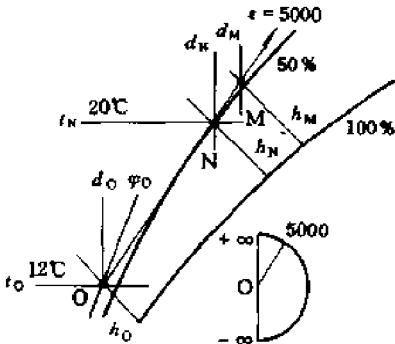


图 1-6 例 1-3

因为 $B = 1\,004.5 \times 10^2\text{ Pa}$,可选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2\text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。

图 1-6 中,由 $t_N = 20^\circ\text{C}$ 和 $\varphi_N = 50\%$,可定出状态 N。过点 N 作 $\epsilon = 5\,000\text{ kJ/kg}$ 的热湿比辐射线的平行线,即是空气的状态变化过程线。送风状态点 O 应在此过程线上。已知送风温度 $t_O = 12^\circ\text{C}$,因此, $t = t_O = 12^\circ\text{C}$ 的等温线与过 N 的 $\epsilon = 5\,000$ 的过程线的交点,就是所求的送风状态点 O。由 $h-d$ 图查得 $h_O = 22\text{ kJ/kg DA}$, $d_O = 4\text{ g/kg DA}$, $\varphi_O = 47.5\%$ 和 $h_N = 38.5\text{ kJ/}$

kg DA, $d_N = 7.3$ g/kg DA。

空调器送入含 1 kg 干空气的湿空气,由状态 O 变至状态 N,可吸收的热量为 $h_N - h_O$,或可吸收的湿量为 $d_N - d_O$ 。因此,要求每小时吸收余热 Φ 或余湿 D 所需送入的湿空气中应含的干空气量为

$$q_m = \frac{\Phi}{h_N - h_O} = \frac{10\,000}{38.5 - 22} \text{ kg/h} = 606 \text{ kg/h}$$

或
$$q_m = \frac{D}{d_N - d_O} \times 10^3 = \frac{2\,000}{7.3 - 4} \text{ kg/h} = 606 \text{ kg/h}$$

相应的湿空气量为

$$q'_m = (1 + d_O \times 10^{-3}) q_m = 1.004 q_m = 608 \text{ kg/h}$$

可见, q'_m 与 q_m 相差很少。为简化运算,工程上就取 q_m 为要求的送风量,今后类似的计算不再说明。此外,由于查图时的读数误差,用焓差和含湿量差计算的结果可能不完全相同,当结果相差较大时,应重新检查读数是否正确。

此题的 ϵ 线也可用假定法自行作出。假定 M 点位于 $\epsilon = 5\,000$ kJ/kg 的热湿比线上,设 $d_M = d_N + 1 = 7.3 + 1$ g/kg DA = 8.3 g/kg DA, 则 $h_M = h_N + \epsilon \times 10^{-3} (d_M - d_N) = 38.5 + 5 \times 1$ kJ/kg DA = 43.5 kJ/kg DA。由算得的 d_M 和 h_M 可在 $h-d$ 图上确定状态点 M。连结 NM 的直线就是 $\epsilon = 5\,000$ kJ/kg 的热湿比线。

(三) 求空气的混合状态

空调系统通常采用新风(室外新鲜空气)和室内回风(室内循环空气)混合,再经空调器处理后送风。设计计算或选择设备时,都需确定空气的混合状态。

在图 1-7 中,设新风状态点为 W,新风的焓和含湿量为 h_w, d_w ,新风量为 q_{m_w} ;回风状态点为 N,回风的焓和含湿量为 h_N, d_N ,回风量为 q_{m_N} ;混合后的状态点为 C,混合后空气的焓和含湿量为 h_C, d_C ,混合后的空气量为 q_{m_C} ,显然 $q_{m_C} = q_{m_w} + q_{m_N}$ 。

根据混合前后空气的能量守恒(称为热平衡),应有

$$q_{m_w} h_w + q_{m_N} h_N = (q_{m_w} + q_{m_N}) h_C \quad (1-8)$$

根据混合前后水蒸气的质量守恒(称为湿平衡),应有

$$q_{m_w} d_w + q_{m_N} d_N = (q_{m_w} + q_{m_N}) d_C \quad (1-9)$$

由式(1-8)和(1-9)可推导出

$$\frac{h_N - h_C}{h_C - h_w} = \frac{d_N - d_C}{d_C - d_w} = \frac{q_{m_w}}{q_{m_N}} \quad (1-10a)$$

或
$$\frac{h_N - h_C}{d_N - d_C} = \frac{h_C - h_w}{d_C - d_w} = \epsilon \quad (1-10b)$$

由式(1-10b)可见,空气由状态 N 变至状态 C,或由状态 W 变至状态 C,两过程的热湿比相同。因此,N、C、W 三状态点必在同一过程线上。这就是说,混合空气的状态点 C,必在混合前两种空气的状态点的连线上。

等焓线是平行线,等 d 线也是平行线。根据平行线分割其间两直线的对应线段成比例这一

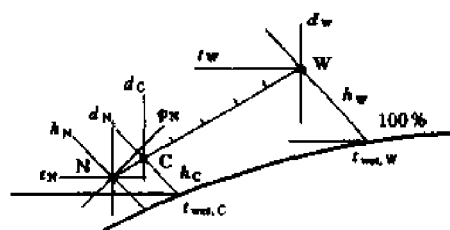


图 1-7 求空气的混合状态

几何原理,并结合式(1-10a)有

$$\frac{h_N - h_C}{h_C - h_W} = \frac{d_N - d_C}{d_C - d_W} = \frac{NC}{CW} = \frac{q_{m_W}}{q_{m_N}} \quad (1-11a)$$

由合比定理,式(1-11a)可变换为

$$\frac{NC}{NW} = \frac{q_{m_W}}{q_{m_W} + q_{m_N}} \text{ 或 } \frac{WC}{WN} = \frac{q_{m_N}}{q_{m_W} + q_{m_N}} \quad (1-11b)$$

由式(1-11)进一步可知,混合状态点C将混合前两状态点的连续分割成的两段的长度,和参与混合的两种气体量的大小成反比。

在图1-7中,若 $q_{m_N} = 5q_{m_W}$,则 $NC = \frac{1}{5}CW$;或者, $NC = \frac{1}{6}NW$ 。于是,可在 $h-d$ 图上将线段NW分成6等份。由于N状态空气量是W状态空气量的5倍,因而混合状态点C靠近N点,NC只占1等份,而CW占5等份。

若两种空气量之比不是整数,按比例确定混合状态点C的位置不易准确时,可由式(1-8)先计算 h_C ,即

$$h_C = \frac{q_{m_N} h_N + q_{m_W} h_W}{q_{m_N} + q_{m_W}}$$

算出 h_C ,则 $h = h_C$ 的等焓线与参与混合的两种气体状态点的连线的交点,就是混合状态点C。这种方法更为简便和准确。

空调工程中的风量常采用体积流量 $q_v(\text{m}^3/\text{h})$ 。在空调温度范围内,空气密度随温度的变化很小,因此,空气体积流量之比可认为与它们的质量流量之比相等。在体积流量与质量流量的换算中,一般取空气的平均密度 $\rho = 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ 进行计算。

例1-4 已知一台柜式空调机送风量为 $6000 \text{ m}^3/\text{h}$,回风量为 $5000 \text{ m}^3/\text{h}$,回风状态为 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\varphi_N = 60\%$;新风状态为 $t_W = 33.5^\circ\text{C}$, $t_{wet,W} = 27.7^\circ\text{C}$ 。新风与回风先混合再经空调机处理后送风。设 $B = 1005.23 \times 10^2 \text{ Pa}$,求空调机的进风参数 h_C 、 t_C 和 $t_{wet,C}$ 。

解 空调机处理的是新、回风的混合空气,所以空调机的进风状态就是新、回风的混合状态C。由题设 $B = 1005.23 \times 10^2 \text{ Pa}$ 知,可选用 $B = 1013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图计算。

从已知的 t_N 、 φ_N 和 t_W 、 $t_{wet,W}$ 可在 $h-d$ 图上确定N、W两状态点,并查得 $h_N = 52.5 \text{ kJ}/\text{kg DA}$ 和 $h_W = 88.7 \text{ kJ}/\text{kg DA}$ 。

送风量等于回风和新风量之和,即 $q_{v_W} + q_{v_N} = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$,又 $q_{v_N} = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。所以

$$\frac{q_{v_N}}{q_{v_N} + q_{v_W}} = \frac{q_{m_N}}{q_{m_N} + q_{m_W}} = \frac{CW}{NW} = \frac{5000}{6000} = \frac{5}{6}$$

将NW分为6等份,C点位于距W点5等份之处,如图1-7所示。

或由式(1-8)有

$$\begin{aligned} h_C &= \frac{q_{m_N} h_N + q_{m_W} h_W}{q_{m_N} + q_{m_W}} = \frac{5h_N + h_W}{6} = \frac{5 \times 52.5 + 88.7}{6} \text{ kJ}/\text{kg DA} \\ &= 58.5 \text{ kJ}/\text{kg DA} \end{aligned}$$

则 $h = h_c$ 的等焓线与 NW 连线的交点,也就是新、回风的混合状态点 C。

可查得 $t_c = 25.5^\circ\text{C}$, $t_{\text{wet},c} = 20.2^\circ\text{C}$,也可将进风的干球和湿球温度表示为 $DB/WB = 25.5/20.2$ 。

第三节 空气处理过程与设备

一、空气热湿处理的基本过程

(一) 等湿加热过程

等湿加热过程,是保持空气的含湿量 d 不变,对空气进行加热,令其温度升高的过程,即如图 1-8 所示的 A→O 过程。

等湿加热的处理设备为空气加热器,如热水或蒸汽加热器、电加热器等。热水或蒸汽加热器是在金属盘管的管内通热媒——热水或蒸汽,在管外加热空气;电加热器是用电阻丝直接加热空气。空气流经这些设备时,并不和热媒接触,空气里所含水蒸气量既不会增加也不会减少,因此 d 保持不变;但由于获得显热,空气的温度将升高。

非独立式空调器的盘管组中通热媒时,就起空气加热器的作用,对流经盘管外的空气作等湿加热处理。在有些空调器中,用电加热器对空气作等湿加热处理,使空气达到要求的送风状态。

因为 d 不变, $\Delta d = 0$, 所以等湿加热过程的热湿比 $\epsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} \times 10^3 = \infty$ 。由图 1-8 可见, $d_o = d_A$, $t_o > t_A$, $h_o > h_A$, $\phi_o < \phi_A$, 即等湿加热过程是焓增加、相对湿度降低的过程。

(二) 等湿冷却过程

等湿冷却过程,是保持空气的含湿量 d 不变,对空气进行冷却令其温度降低的过程。这是与等湿加热处理恰好相反的过程,即如图 1-9 所示的 A→2 过程。

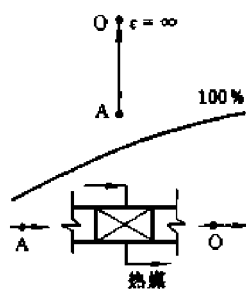


图 1-8 等湿加热

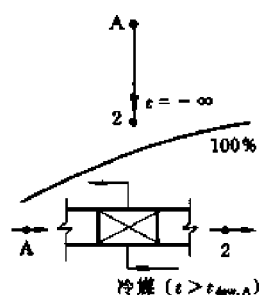


图 1-9 等湿冷却

用得最多的等湿冷却处理设备是水冷式表冷器或直接蒸发式表冷器。水冷式表冷器的盘管中通冷媒——冷水,在管外冷却空气。直接蒸发式表冷器就是空调制冷系统的蒸发器,制冷剂在其盘管内流动时,吸收流经管外的空气的热量而沸腾汽化,使管外空气冷却。只要表冷器表面的温度 t 高于空气的露点温度 $t_{\text{dew},A}$,空气流经表冷器时虽被冷却降温,但不会结露,因而含湿量不变,便可实现等湿冷却过程。

非独立式空调器的盘管组中通冷媒时,就是表冷器。独立式空调器制冷系统的蒸发器兼作

表冷器。表冷器对空气作等湿冷却处理时没有冷凝水析出,这种工况称为表冷器的干工况。

因为空气失热, $\Phi < 0$; 又 d 不变, $D = 0$, 所以等湿冷却过程的热湿比 $\epsilon = \frac{\Phi}{D} = -\infty$ 。由图 1-9 可见, $d_2 = d_A$, $t_2 < t_A$, $h_2 < h_A$, $\varphi_2 > \varphi_A$, 即等湿冷却过程空气的焓减少, 相对湿度增加。

(三) 冷却去湿过程

冷却去湿过程, 是对空气进行冷却令其温度降低的同时, 含湿量也减少的过程, 即如图 1-10 中的 A→1 过程。

采用最多的冷却去湿处理设备也是表冷器。与等湿冷却不同之处在于, 冷却去湿过程要求在表冷器盘管内流动的冷水温度较低, 或盘管内制冷剂的蒸发温度较低, 从而使得表冷器的表面温度 t 低于空气的露点温度 $t_{dew,A}$ 。这样, 流经表冷器的空气中所含的水蒸气就会有一部分在表冷器表面上凝结成水(即结露)析出。因此, 在空气被冷却降温的同时, 空气的含湿量也减少了。

空气由于失热, $\Phi < 0$; 又含湿量减少, $D < 0$ 。因而冷却去湿过程的热湿比 $\epsilon = \frac{\Phi}{D} > 0$ 。由图 1-10 可见, $t_1 < t_A$, $d_1 < d_A$, $h_1 < h_A$, 但 $\varphi_1 > \varphi_A$, 即冷却去湿过程空气的焓减少, 相对湿度增加。注意, 冷却去湿的含义是指使空气的含湿量减少, 而不是指相对湿度的变化。

空调器的表冷器大多其表面温度都低于室内空气的露点温度, 表面上会有冷凝水析出, 即对空气作冷却去湿处理, 处于湿工况。

(四) 等温加湿过程

等温加湿过程, 是指使空气的含湿量增加, 而温度可保持不变的过程, 即如图 1-11 所示的 A→6 过程。

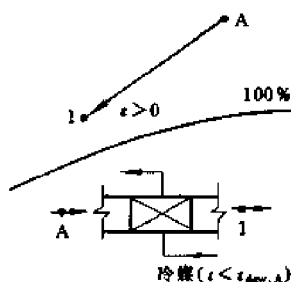


图 1-10 冷却去湿

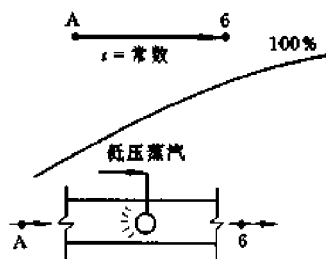


图 1-11 等温加湿

通常采用的等温加湿处理设备是蒸汽加湿器。它用多孔管把水蒸气直接喷入到被处理的空气中, 或用外界热源(电或蒸汽)把水加热产生的水蒸气加入到被处理的空气中。由于加入到空气中的是低压水蒸气, 而且加入量极少, 对空气温度的影响非常小, 所以可认为这种处理过程空气的温度不变, 而含湿量增加。

等温加湿的过程线 A→6 与等温线平行。由图 1-11 可见, $t_6 = t_A$, $d_6 > d_A$, $h_6 > h_A$, $\varphi_6 > \varphi_A$, 且 $\epsilon > 0$ 。

二、用喷水室对空气作热湿处理

夏季雨后会使人感到凉爽, 这种生活经验启发人们可以用喷水室对空气进行热湿处理。

让空气流经喷水室,在喷水室内用喷嘴把一定温度的水喷成雾状与被处理的空气直接接触,通过水滴和空气之间的热湿交换,便可使空气的状态按照需要发生变化。

空气流经喷水室后,状态发生何种变化,都取决于空气进入喷水室前的状态和水温。例如,当空气的初温高于水温,而水温又低于空气的露点温度时,空气与水接触,一方面空气和水滴之间会有由温差引起的显热交换,空气将因向水放热而被冷却降温;另一方面因水滴温度低于空气露点温度,空气中所含的水蒸气将会有一部分在水滴表面凝结析出,而使空气的含湿量减少,同时还使空气减少了相应的潜热。显然这一过程就相当于前述的冷却去湿过程。

空气与水直接接触时,在贴近水面或水滴的周围,由于水分子作不规则运动的结果,将形成一个温度等于水表面温度的饱和空气边界层。空气的流动会把此边界层中的饱和空气带走一部分,同时补充来的空气将继续达到饱和。可见,空气流经喷水室的过程,是水面和水滴周围的饱和空气层不断与流过的空气相混合的过程。

根据本章第一节介绍的空气混合规律,在 $h-d$ 图上,混合后的状态点应位于连续空气初状态点和喷水温度下饱和空气状态点的连线上。达到饱和状态的空气愈多,空气的终状态点就愈接近饱和状态点。在喷水量无限大以及空气和水接触的时间无限长这种假定的理想条件下,可认为流经喷水室的全部空气都能达到饱和状态,并且具有水的温度。那么,在 $h-d$ 图上,经喷水室处理的空气终状态点,将是饱和曲线($\varphi=100\%$)和 $t=t_{\text{喷水}}$ 的等温线的交点。可见,在理想条件下,空气经喷水室处理后的终态点将全部位于饱和曲线上。

表 1-1 喷水室处理空气的典型过程

过程线	水温特点	空气温度或显热	空气含湿量或潜热	空气焓或全热	备 注
A-1	$t_{\text{水}} < t_{\text{dew}}$	减少	减少	减少	与冷却去湿过程相同
A-2	$t_{\text{水}} = t_{\text{dew}}$	减少	不变	减少	与等湿冷却过程相同
A-3	$t_{\text{dew}} < t_{\text{水}} < t_{\text{wet}}$	减少	增加	减少	等焓加湿过程
A-4	$t_{\text{水}} = t_{\text{wet}}$	减少	增加	不变	
A-5	$t_{\text{wet}} < t_{\text{水}} < t_{\text{A}}$	减少	增加	增加	
A-6	$t_{\text{水}} = t_{\text{A}}$	不变	增加	增加	与等温加湿过程相仿
A-7	$t_{\text{水}} > t_{\text{A}}$	增加	增加	增加	

图 1-12 和表 1-1 归纳了理想条件下,随喷水温度变化的 7 种典型的、经喷水室处理的空气状态变化过程。可见,喷水室是一种多用途的空气处理设备,只要采用不同的喷水温度,就可实现各种不同热湿组合的处理要求。其中 A-2 是加湿与去湿的分界线;A-4 是增焓与减焓的分界线;A-6 是升温与降温的分界线。

就实际过程而言,喷水量以及空气与水接触的时间都有限,因此水温会有变化,空气与水的湿交换也不可能很充分,空气的终态并不能达到完全饱和。实际的喷水室处理过程线与上述理想过程会有偏差,但发展趋势是基本一致的。一般实际过程中空气与水的湿交换,其充分程度可令终态

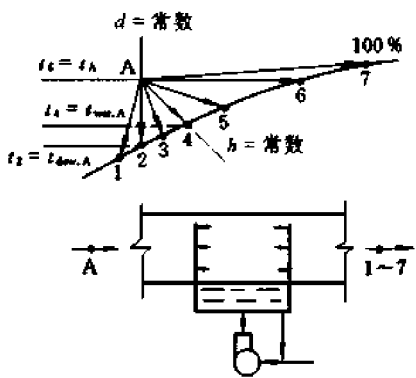


图 1-12 喷水室处理的空气状态变化

点空气的相对湿度达到 95% 以上,很接近饱和状态。因此,在作定性分析时,常用理想过程代替实际过程。

在空调工程中,空气经喷水室或表冷器作冷却去湿处理后,空气的温度降低,相对湿度通常达到 90%~95%。如前述,习惯上把这一空气很接近饱和状态的温度,称为机器露点。

三、空气处理设备

(一) 喷水室

图 1-13a、b 分别是应用较多的低速(空气流速为 2~3 m/s)单级卧式和立式喷水室的结构示意图。

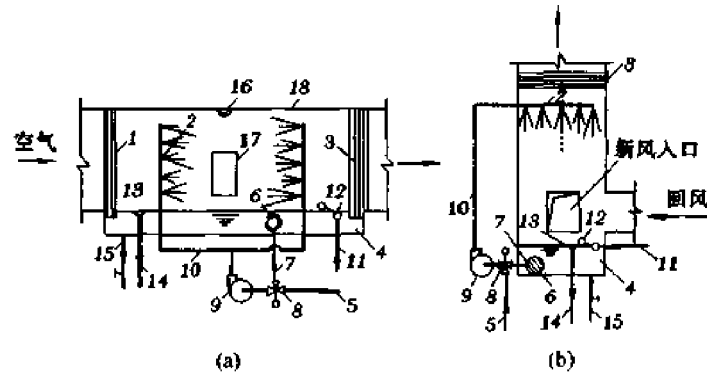


图 1-13 喷水室的构造

1. 前挡水板;2. 喷嘴与排管;3. 后挡水板;4. 底池;5. 冷水管;
6. 过滤器;7. 循环水管;8. 三通混合阀;9. 水泵;10. 供水管;
11. 补水管;12. 浮球阀;13. 溢水器;14. 溢水管;15. 泄水管;
16. 防水灯;17. 检查门;18. 外壳

喷水室设置具有曲折通道的前后挡水板,前挡水板用于遮挡可能飞溅出来的水滴,并使空气均匀地流过喷水室断面,起均风作用;后挡水板用于分离出夹带在空气中的水滴,防止空气带走的液态水分。

被处理的空气量不大时多采用立式喷水室。立式较卧式的占地面积小,并且立式的空气自下而上与水自上而下逆向运动,热湿交换的效果也较卧式要好。

若只需部分空气经喷水室处理,再与不经喷水室处理的另一部分空气混合达到要求的终参数时,可设置旁通风道。

若要同时提高空气的净化效果,可在喷水室中加填料层。喷嘴将水均匀地喷洒在填料层上,让空气穿过填料层和水进行热湿交换。

(二) 表面式换热器

空调用表面式空气加热器或冷却器,大多采用肋管式换热器,如图 1-14 所示。

肋管式换热器的肋片形状有多种,肋片管的加工方法也

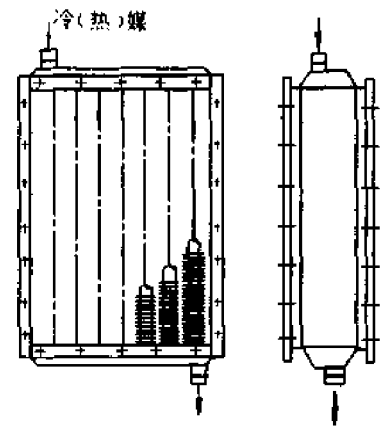


图 1-14 肋管式换热器

较多,相应地构成了不同型式的表面式换热器。

将金属带用绕片机紧紧地缠绕在管子上可以制成皱褶式绕片管(图 1-15a),用这种绕片管

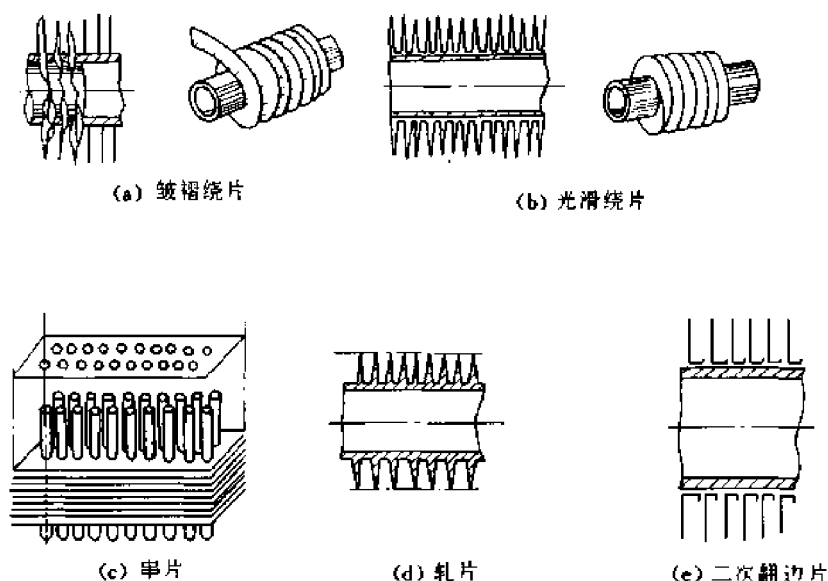


图 1-15 各种肋片式换热器的构造

可以组成绕片式换热器。皱褶的存在既增加了肋片与管子间的接触面积,又增加了空气流过时的扰动性,因而能提高传热系数。但是,皱褶的存在也将引起空气阻力的增加,容易积灰,而且不易清理。为了消除肋片与管子接触处的间隙,绕片管可以浸镀锌或锡。浸镀锌、锡还能防止生锈。有的绕片管不带皱褶,它们是用延展性更好的铝带绕成,如 JW 型表面式换热器就是这种结构(图 1-15b)。

在肋片上事先冲好相应的孔,然后再将肋片与管束串在一起,可以加工成串片管(图 1-15c)。用这种肋片管可以组成串片式换热器。串片法已有很久的历史,现在多用来加工铜或铝的肋片管。目前在国内外大多使用冲片机、弯管机、串片机、胀管机和焊接机等代替手工操作,不但生产效率高,而且肋片管的质量也得到了保证。

用轧片机在光滑的铜管或铝管外表面上直接轧出肋片,可制成轧片管(图 1-15d),用这种肋片管可以组成轧片式换热器。由于轧片管的肋片和管子是一个整体,没有缝隙,所以传热效果更好。

独立式空调机,夏季用冷风机制冷系统的蒸发器兼作表冷器;热泵型空调机,其室内侧换热器夏季为蒸发器兼作表冷器,冬季为冷凝器兼作空气加热器。

非独立式空调机的表面式换热器,通冷水时为表冷器,通热水时为空气加热器。

(三) 电加热器

1. 裸线式电加热器。裸线式电加热器结构如图 1-16 所示,它结构简单,热惰性小,加热迅速,但安全性差。为方便检修,常做成抽屉式。

2. 管式电加热器。管式电加热器结构如图 1-17 所示。它耐用安全,但热惰性较大,结构较复杂。

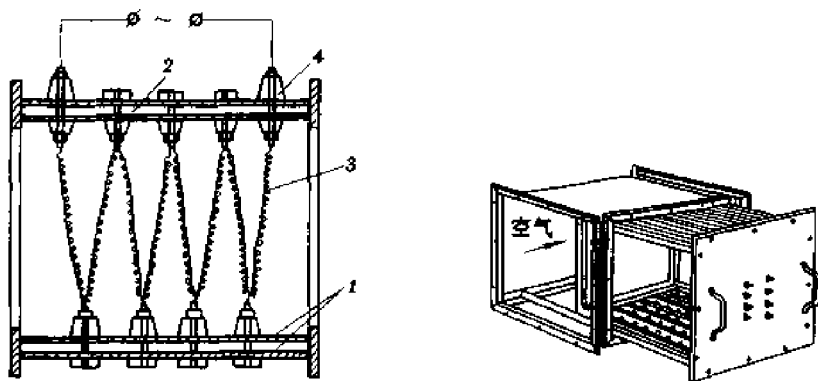


图 1-16 裸线式电加热器

1. 钢板; 2. 隔热层; 3. 电阻丝; 4. 瓷绝缘子

通过电加热器的风速应控制在 $8 \sim 12 \text{ m/s}$, 以免风速过低时造成加热器表面的温度太高。

(四) 加湿器

1. 干式蒸汽加湿器。干式蒸汽加湿器结构如图 1-18 所示。为避免蒸汽在喷管内产生凝结水, 蒸汽先进入喷管外套 1, 加热喷管壁; 然后经导流板 2 进入加湿器筒体 3, 并分离出产生的凝结水; 再经导流箱 4 和导流管 5 进入加湿器内筒体 6, 并使夹带的凝结水蒸发; 最后进入喷管 7 喷出的便是干燥的蒸汽了。

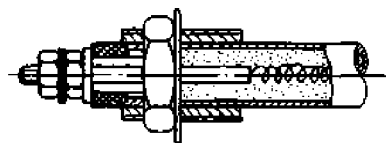


图 1-17 管式电加热器

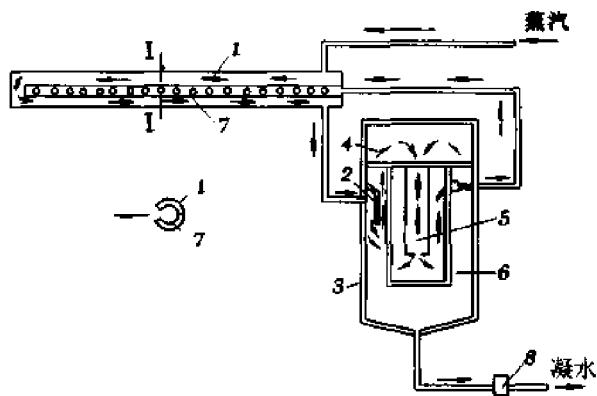


图 1-18 干式蒸汽加湿器

1. 喷管外套; 2. 导流板; 3. 加湿器筒体; 4. 导流箱;
5. 导流管; 6. 加湿器内筒体; 7. 加湿器喷管; 8. 疏水器

2. 电加湿器。有电热式和电极式两种, 其结构分别如图 1-19a、b 所示。电热式加湿器水槽中置有电热元件加热水产生蒸汽, 再用短管将产生的蒸汽喷入到被处理的空气中。电极式加热器是在敷有保温层的水槽中插入三根铜棒或不锈钢棒作电极, 将电极与三相电源接通, 便有电

流通过水使水加热产生蒸汽。由于电极式加湿器的耗电量较大,通常只用于小型空调系统。

(五) 过滤装置

舒适性空调,一般采用以粗、中孔泡沫塑料或无纺布为滤料的粗效过滤器作一次滤尘处理,滤去空气中所含 $10 \sim 100 \mu\text{m}$ 的较大颗粒的灰尘。

工艺性空调,有些对空气的净化要求较高,需采用中效甚至高效过滤器。

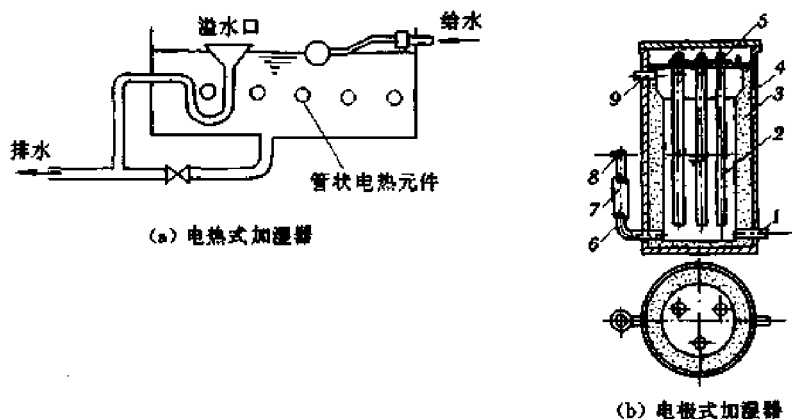


图 1-19 电加湿器

1. 进水管; 2. 电极; 3. 保温层; 4. 外壳; 5. 接线柱; 6. 溢水管; 7. 橡皮短管;
8. 溢水嘴; 9. 蒸汽出口

(六) 减湿干燥设备

空气的减湿处理对于某些相对湿度要求低的生产工艺和产品贮存有非常重要的意义。在一些地下建筑里,空气的减湿干燥往往也是空调工程的主要任务。

常用的减湿干燥设备有以下两种:

1. 冷冻减湿机。冷冻减湿机(又称除湿机或降湿机)是由制冷系统和风机等组成,其工作原理如图 1-20 所示。减湿过程中空气的状态变化见图 1-21。在这里制冷剂的循环和一般制冷机一样,需要减湿的状态 1 的空气先经过蒸发器,由于蒸发器的表面温度比空气露点温度低,因而空气被降温、减湿到状态 2,离开蒸发器的空气又进入冷凝器。由于冷凝器里是来自压缩机的高温气态制冷剂,它被低温空气冷却成了液态,而空气本身则升温至状态 3。虽然这样得到的空气温度较高,但含湿量和相对湿度都很低,这就达到了减湿目的。由此可见,如果将减湿机用到既需减湿,又需加热的地方就比较合适,否则也可能满足不了空调房间的温、湿度要求。一些地下建筑是符合这样条件的,所以经常使用这种减湿机。显然,在室内余湿量大、余热量也大的地方,使用这样的减湿机是不合适的。

由图 1-21 可知,冷冻减湿机的制冷量为 $\Phi_0 = q_m (h_1 - h_2) = q_m \Delta h$, 减湿量为 $D = q_m (d_1 - d_2) = q_m \Delta d$ 。如果用前一公式求出减湿机的风量 q_m 再代入后一公式,则可得 $D = \Delta d \Phi_0 / \Delta h = \Phi_0 / \epsilon$, ϵ 是过程线 1—2 的热湿比。由此可知冷冻减湿机的减湿量与其制冷量成正比,而与过程线的热湿比成反比。因此,每台减湿机的实际减湿量是随被处理空气的处理要求不同(ϵ 不同)而不同的。冷冻减湿机的优点是效果可靠、使用方便,缺点是投资和运行费较高,使用条件也受到了一定限制。目前,我国各地生产的冷冻减湿机型号很多,有固定式的,也有移动式的,需要

时可根据样本和使用条件加以选用。

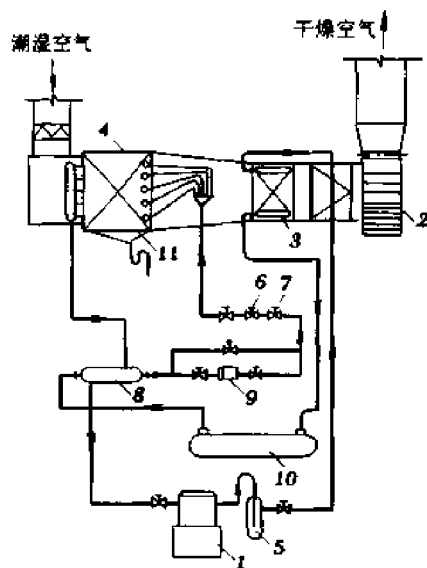


图 1-20 冷冻除湿机原理图

1. 压缩机; 2. 送风机; 3. 冷凝器; 4. 蒸发器;
5. 油分离器; 6, 7. 节流装置; 8. 热交换器;
9. 过滤器; 10. 贮液器; 11. 集水器

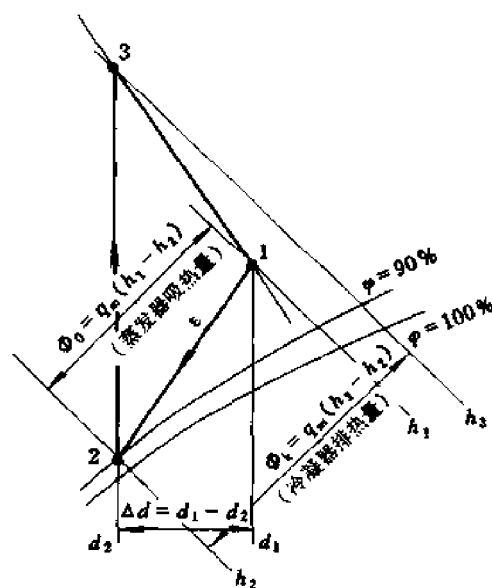


图 1-21 减湿机中的空气状态变化

2. 转轮除湿机。氯化锂转轮除湿机是利用特制的吸湿纸来吸收空气中水分的设备。这种设备由除湿转轮、传动机构、外壳、风机及再生用电加热器组成(图 1-22)。转轮是由压制成波

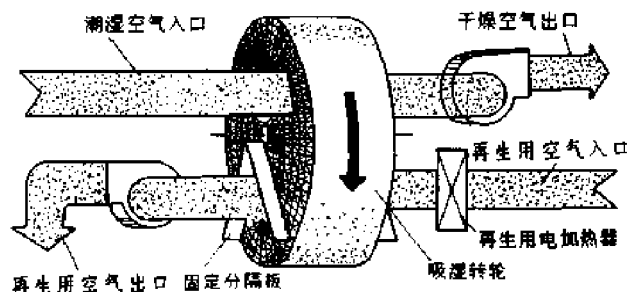


图 1-22 转轮除湿机工作原理图

纹状的、含有吸湿能力强的氯化锂和氯化锰晶体的石棉纸卷绕而成。由于石棉纸间形成了许多密集的、直径约为 1.5 mm 的蜂窝形通道,构成了相当大的吸湿面积。吸湿纸做的转轮以缓慢的速度旋转,潮湿空气进入 3/4 面积的蜂窝形通道,水分被吸收后,从另一侧出去送往需要干燥的房间。为使吸湿纸能反复吸湿,需在其吸湿后再生,即及时排除掉吸湿纸已吸收的水分。用于使转轮除湿机再生用的空气,经过过滤器与再生用电加热器,从转轮另一侧进入余下 1/4 面积上的蜂窝形通道,带走吸湿剂中的水分并排往室外。

氯化锂转轮除湿机吸湿能力较强,而且维护、管理简单,所以是一种较理想的吸湿设备。

(七) 空调器

根据自身是否带有制冷系统,空调器分为独立式和非独立式两大类;按结构的不同,又有整体式机组、分体式机组和组合式(或称装配式)空调器之分。这里只介绍非独立式的组合式空调器。

组合式空调器,是将各种空气处理设备、风机、消声装置和能量回收装置等分制成箱式的单元体(或称分段),按需要加以选择拼装而成。空调器标准的分段大致有回风机段、混合段、预热段、过滤段、表冷段、喷水段、蒸汽加湿段、再热段、送风机段、能量回收段、消声段和中间段等。显然分段越多,设计选配就越灵活方便。

图 1-23 是一种组合式空调器的示意图。

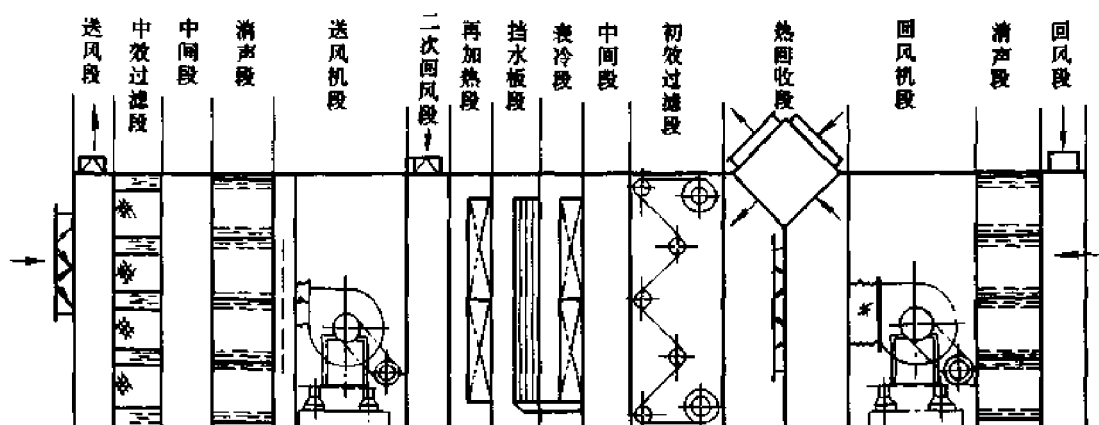


图 1-23 组合式空调器

第四节 空气处理辅助设备

本节介绍大型中央空调系统中实现空气处理所必需的一些其他主要辅助设备,如水泵、风机、膨胀水箱、冷却塔等。

一、水泵和风机

(一) 离心式水泵和风机的构造及工作原理

离心式水泵和风机在空调工程中的应用最为广泛,它们的基本结构与工作原理是类同的。

1. 基本结构。图 1-24a 和 b 分别是离心式水泵和风机的基本结构示意图。它们都是由叶轮、机壳、机轴、流体吸入口和出口等主要部件组成的。

2. 工作原理。动力机(如电动机)带动机轴及固定在机轴上的叶轮旋转时,叶片间的流体将随叶轮旋转而获得离心力,并沿叶轮径向被甩出,挤入到叶轮与机壳间的缝隙中,流体的压力升高;被挤入机壳的流体沿叶轮转动方向继续旋转流动时,其过流截面逐渐增大,流速减小,使其压力进一步升高,经出口输出。叶片间的流体被甩出后,叶轮中心部分形成一定的真空度,外界的流体便通过吸入口从叶轮中心的孔口沿轴向被吸入进来补充。因此,只要叶轮连续旋转,便可源

源不断地输送流体。

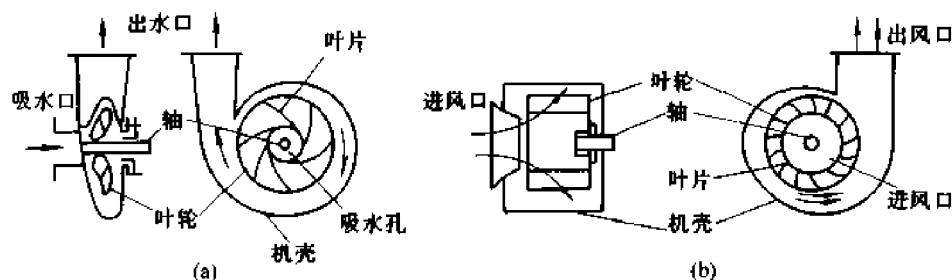


图 1-24 离心式水泵和风机的基本结构

水泵运转前,应预先在机壳中充满水,水泵才能正常工作。

(二) 离心式泵和风机的主要性能参数

1. 流量。单位时间内泵或风机所输送的流体量为流量,常用体积流量 q_v 表示,单位为 m^3/s ,也用 L/min 和 m^3/h 。

2. 水泵的扬程 h 和风机的压头 p 。单位质量的水通过水泵后所获得的能量,称为水泵的扬程,常以水柱高度的米数(m)表示。

1 m^3 空气通过风机后所获得的能量,称为风机的压头(全压)。通风机压头不高,常以 Pa 或水柱高度的毫米数(mmH_2O)表示。

3. 功率与效率。水泵和风机在运转中,由于摩擦、涡流等原因会损失部分能量,使得输出功率(有效功率) P_e 要小于输入功率(轴功率) P_i (单位为 kW)。 P_e/P_i 越大,水泵或风机的能量有效利用率越高。因此,定义水泵或风机的效率为

$$\eta = \frac{P_e}{P_i} \quad (1-12)$$

效率 η 由试验测定,可在产品铭牌上或样本中查到。我国根据 ISO 国际标准设计生产的 IS 型单级单吸悬臂式离心清水泵是高效节能型水泵,效率在 75% 上下,有的达 80% 以上,在制冷与空调工程中可取代过去的 BA 型水泵。对于风机,后向式叶片的效率一般为 80%~90%,前向式叶片的效率一般为 60%~65%。

水泵或风机的输出功率 P_e 是它们在单位时间内输送流体所做的功,可分别根据体积流量 q_v (m^3/s)、扬程 h (m) 或压头 p (kPa) 计算,即

$$P_{e(\text{水泵})} = \rho g q_v h \text{ 和 } P_{e(\text{风机})} = q_v p \quad (1-13)$$

式中水的密度取 $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

水泵或风机的轴功率(输入功率)则为

$$P_i = \frac{P_e}{\eta} = \frac{q_v \rho g h}{\eta} = \frac{q_v p}{\eta} \quad (1-14)$$

如果水泵或风机和与其配用的电动机间的传动效率为 η_d ,并考虑配用的电动机的输出功率 P 应留有适当余量,则配用电机的输出功率为

$$P = k \frac{P_i}{\eta_d} = k \frac{q_v \rho g h}{\eta \eta_d} = k \frac{q_v p}{\eta \eta_d} \quad (1-15)$$

传动效率的取值与传动方式有关。直接传动 $\eta_d = 1.0$, 联轴器传动 $\eta_d = 0.98$, 减速器传动 $\eta_d = 0.95$, 三角带传动 $\eta_d = 0.92$ 。电动机容量安全系数 k , 水泵根据泵的轴功率 P_a 从表 1-2 中查取; 风机根据电动机功率 P 从表 1-3 中查取。

表 1-2 水泵电动机容量安全系数 k

输入功率 P_a kW	<1	1~2	2~5	5~10	10~25	25~60	60~100	>100
k	1.70	1.70~1.50	1.50~1.30	1.30~1.25	1.25~1.15	1.15~1.10	1.10~1.08	1.05

表 1-3 风机电动机容量安全系数 k

电动机功率 P kW	<0.5	0.5~1.0	1.0~2.0	2.0~5.0	≥ 5.0
k	1.5	1.4	1.3	1.2	1.15

4. 转速 n 与比转数 n_s 。转速 n 是指水泵或风机每分钟的转数, 常用 r/min 表示。配用电机机的转速通常是一定的, 直联或用联轴器传动时, 应与水泵和风机的转速相同。当转速改变时, 水泵或风机的流量、扬程或压头及功率都会改变, 它们之间的关系为

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}} = \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} = \sqrt[3]{\frac{P_{a1}}{P_{a2}}} \quad (1-16)$$

比转数 n_s 是流体在同类型的水泵或风机中运动, 而获得的一个反映其流量和扬程或压头关系的综合性参数, 它与叶轮的尺寸大小无关。对于某类型的水泵, 假想使其叶轮按比例缩小, 扬程为 1 m , 流量为 $0.075\text{ m}^3/\text{s}$, 即功率 P_a 为 735.5 W (合 1 HP) 时, 该缩小水泵的转数 n_s 就是原型水泵的比转数。对于风机, 比转数 n_s 则是假想风机风量为 $1\text{ m}^3/\text{s}$, 压头为 9.807 Pa (合 $1\text{ mmH}_2\text{O}$) 时所应有的转速。

比转数反映某系列水泵或风机在性能和结构上的特点, 用于对水泵或风机进行分类。比转数大的水泵和风机, 表明其流量大而扬程或压头小; 比转数小的水泵和风机, 表明其流量小而扬程或压头大。

5. 水泵的允许吸上真空高度和安装高度。如前所述, 水泵是靠叶轮旋转将叶片间的水甩出, 造成叶轮中心部位具有一定的真空度来吸水的。此真空度不宜过高, 否则易产生汽蚀现象。

在低压下水易汽化, 并且原溶于水的某些活泼气体也会逸出, 从而形成气泡。当这些气泡随水流进入泵内高压区时即破灭, 将在局部区域产生高频率、高冲击力的水击, 会把水泵内部件, 特别是叶轮的表面冲击成蜂窝或海绵状; 同时, 活泼气体也会腐蚀金属, 使金属表面逐渐剥落而破坏。这种现象称为汽蚀。

为避免或尽量减小汽蚀对水泵部件的破坏, 对叶轮旋转时形成的叶轮中心部位的真空度必须有一定的限制。这一限度值, 称为水泵的允许吸上真空高度, 用 $H_{sv}(\text{m})$ 表示。 H_{sv} 是由试验测定的, 可从产品样本中查取。

当水泵需安装在水面之上吸水时, 因为水泵的吸水管有水头损失 $h_s(\text{m})$, 水流在水泵的人

口处还具有单位质量动能 $\frac{\omega^2}{2g}$,所以水泵的安装高度,即自吸水面到水泵中心的高度 $H_s(m)$ 应为

$$H_s = H_{sv} - h_s - \frac{\omega^2}{2g} \tag{1-17}$$

(三) 离心式水泵和风机的特性曲线

在图 1-25 中,为了直观地表示出离心式水泵或风机的各种主要性能参数之间的关系,通常以流量 q_v 为横坐标,扬程 H (或风机压头)、功率 P (指泵或风机的输入功率 P_i)和效率 η 为纵坐标,在同一坐标网格图上作出 $q_v - H$ 、 $q_v - P$ 和 $q_v - \eta$ 关系曲线,称为水泵或风机的特性曲线。水泵特性曲线中 $q_v - H$ 线上两条小波折线之间的区域,或风机特性曲线上与纵坐标平行的两虚线之间的区域,是水泵或风机的高效率区。选择水泵与风机时,其 q_v 和 H 的交点应落在高效区内,运行时才较为经济。因此,该区间又称为经济区。

产品样本通常还将同一类型的各种大小的水泵或风机的性能曲线绘在同一张图上,构成综合的选择性能曲线图,便于选用水泵或风机时,进行比较和初选。

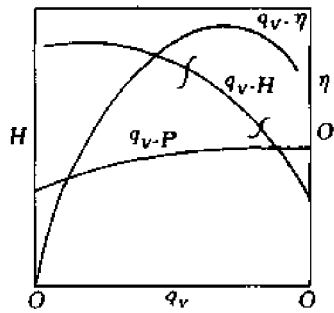


图 1-25 离心式水泵的特性曲线

(四) 离心式水泵和风机的型号

1. 离心式水泵的型号。离心式水泵的型号表示水泵的型式、尺寸及用途。生产水泵的工厂在水泵上钉有铭牌,以示水泵型号和主要性能。例如:

型 号	IS-100-65-200A	转 速	2 900 r/min
流 量	125 m ³ /h	功 率	22 kW
扬 程	45 m	效 率	76%
吸上真空度	5.8 m	出厂年月	××××

铭牌上的功率一般指配用电机功率。

组成水泵型号的字母和数字以 IS-100-65-200A 为例说明如下:

- IS——代表国际标准离心泵;
- 100——水泵进口直径为 100 mm;
- 65——水泵出口直径为 65 mm;
- 200——水泵叶轮名义直径为 200 mm;
- A——叶轮第一次切削。

水泵在一定转速下,叶轮的直径与扬程及出水量有关。减小叶轮直径,可相应减小扬程和流量。若选不到合适的水泵时,可选扬程和流量较要求的稍大些的水泵,将其叶轮切削小一些,使之符合要求。经切削的叶轮通常应由水泵生产厂家提供选用。型号最后一个字母若为 B,表示叶轮经切削两次。

2. 风机的命名与型号。离心式风机的全称包括名称、型号、机号、传动方式、旋转方向及风口位置等六部分内容。

(1) 名称。名称用于区别离心风机的用途,以汉语拼音字头缩写表示。例如一般通风换气用的为 T(也可不写);排尘通风用的为 C 等。

(2) 型号。一般由压力系数 $\times 10$ 所得数字-比转数-进口吸入型式-设计序号组成。

同类型风机不论尺寸大小、转速高低,其压力系数是一定的。压力系数愈大的风机,其风压愈高。

吸入口型式的代号规定为:双侧吸入“0”;单侧吸入“1”;二级串联吸入“2”。

(3) 机号。机号是将叶轮直径的分米数四舍五入后,前面冠以符号No表示。

(4) 传动方式。传动方式分有六种。A式为无轴承,电动机直联;B式为悬臂支承,带轮在两轴承间;C式为悬臂支承,带轮在两轴承外侧;D式为悬臂支承,联轴器直接传动;E式为叶轮在两轴承间,带轮在外侧;F式为叶轮在两轴承间,联轴器直接传动。

(5) 旋转方向。风机可以制成左旋和右旋两种型式。从电动机或带轮一侧正视,叶轮按顺时针方向旋转,以“右”表示;反之,以“左”表示。

(6) 出风口位置。按叶轮旋转方向,以右或左若干度表示。右 0° 在水平分度线左端;左 0° 在水平分度线右端。

例如,命名为C4-73-11No5.5C右 90° 的风机,表明它是排尘离心式通风机;压力系数为0.4;比转数为73;进风口为单侧吸入式;是第一次设计;5.5号风机,叶轮直径约为5.5 dm,即约550 mm;悬臂支承,带轮在两轴承外侧;叶轮按顺时针方向旋转;出风口位置与水平分度线右端夹角 90° ,即出风口垂直向上。又如4-72-11系列风机,为一般通风换气用的离心式通风机;压力系数为0.4;比转数为72;进风口为单侧吸入式;第一次设计。

(五) 其他类型的风机

1. 轴流式风机。离心式风机流体沿叶轮轴向流入,沿叶轮径向流出。轴流式风机流体沿叶轮轴向的一侧流入,从轴向另一侧流出。

轴流式风机的风压较低,但风量较大。它适用于不需设置风道的场所,或风道较短的送、回、排风系统。在空调工程中,常采用管道式轴流风机来吸取新风、回风或排风,以便于和管道系统的配合与连接。

2. 贯流式风机。空气沿叶轮径向流入和流出。它是一种风量小、噪音低、压头适当、在安装上便于和建筑物相配合的小型风机,多用于空调工程中,如风帘机等。

(六) 水泵和风机的选用

水泵和风机的选用,包括选定水泵和风机的种类或型式及决定它们的大小。选用的原则和方法是:

(1) 仔细了解需选用的水泵或风机的用途,被输送流体的状况,管路布置及安装的条件与要求。

(2) 根据工程要求,合理确定所需的最大流量 $q_{V_{\max}}$ 与最高扬程 $H_{\max}$ 或风机最大压头 $p_{\max}$,再加适当余量,以备安全。即按下式确定所选泵或风机的流量、扬程或压头

$$q_V = 1.1 q_{V_{\max}}$$
$$H = (1.1 \sim 1.2) H_{\max} \text{ 或 } p = (1.1 \sim 1.2) p_{\max} \quad (1-18)$$

(3) 根据用途选用适当的水泵或风机类型。制冷与空调工程通常选用离心式清水泵和一般通风换气用的离心式通风机及轴流式通风机。

(4) 根据已确定的流量、扬程或压头,利用产品样本或设备手册所提供的产品性能表及性能

曲线,选择水泵或风机的大小。注意,应使水泵或风机的工作点处在高效率区和位于 $q_v - H$ 曲线最高点的右侧下降段,以提高运行的经济性和稳定性。性能表中列出的数据,一般都是处在高效率区而又能稳定工作的工况点数据,可以直接选用。

(5) 根据具体情况,考虑是否需要采用机组并联或串联的工作方式。风机一般应尽量避免并联或串联工作。水泵并联是将水泵的出水管连接起来,这时总出水量等于各台水泵出水量之和,而扬程不变;水泵串联是将一台水泵的出水管连接在另一台水泵的吸水管上,这样可提高水压,但流量不变。并联或串联的机组,各台机的型号、性能应尽量相同。

(6) 确定水泵和风机的型号时,要同时确定它的转速、配用电动机型号、功率、传动方式及带轮大小等。水泵或风机的进出口方向应与管路系统相配合。对于水泵,若需安装在吸水面之上,还应查明允许吸上真空高度,并按式(1-17)核算其几何安装高度。对于风机,则需注意其噪声不应超过工程所允许的值。

(7) 进行初投资、运行管理费用的综合经济和技术比较,力求选择最合理的水泵或风机。

必须指出,手册或产品样本提供的数据,都是厂家在水泵或风机的标准工况下测试得出的。水泵的标准工况是:大气压力为 98.07 kPa(合 10 mH₂O),水温 20 ℃;通风机的标准工况是:大气压力为 101.33 kPa(合 760 mmHg,即一个标准大气压),空气温度 20 ℃,相对湿度 50%,空气密度 $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ 。当使用条件偏离标准工况较远时,应进行性能换算,换算方法可查有关工程设计或设备手册。

二、膨胀水箱

中央空调系统采用冷水供冷和热水供热时,需在其闭式冷(热)水循环系统(详见第五章第一节)的最高位置设置膨胀水箱,以适应水温变化所引起的水体积变化和便于给系统供水或补充水,此外还能起到水系统定压的作用。

图 1-26 是膨胀水箱及其配管示意图。箱体置于北方地区室外时应保温。

空调系统膨胀水箱容积的确定与液体的热膨胀系数有关。液体的热膨胀系数定义为:在压力不变的条件下,由单位温度变化所引起的液体体积的相对变化量或比体积(单位质量流体的体积)的相对变化量。设温度为 T 时,液体的体积为 V ,比体积为 v ;当温度升高 ΔT 时,体积增大 ΔV ,相应比体积增大 Δv ,体积的相对变化量为 $\Delta V/V$,比体积的相对变化量为 $\Delta v/v$,则液体的热膨胀系数 $\alpha(\text{K}^{-1})$ 为

$$\alpha = \frac{\Delta V/V}{\Delta T} = \frac{\Delta v/v}{\Delta T} \quad (1-19)$$

膨胀水箱的容积,应大于系统中冷(热)水可能发生的最大温度波动所引起的水容积变化值 $\Delta V(\text{m}^3)$,由式(1-19)有

$$\Delta V = \frac{V}{v} \Delta v = m \Delta v \quad (1-20)$$

式中 $m = \frac{V}{v}$ 可取为系统中冷(热)水质量的千克数; Δv 是系统中冷(热)水可能发生的最大温度波动所引起的水的比体积的变化值。通常冬季供热时的水温波动比夏季供冷时要大,因此,若闭式水循环系统夏季用来输送冷水,冬季用来输送热水,则计算膨胀水箱所需容积应以冬季为

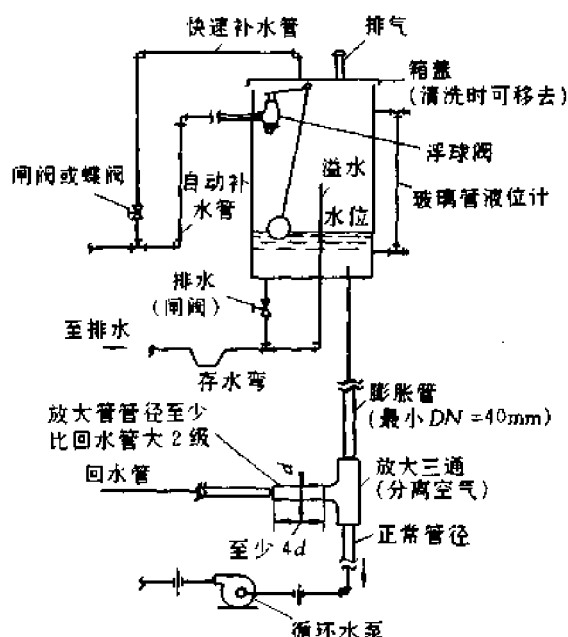


图 1-26 膨胀水箱及其配管示意图

准。即使如此,用式(1-20)算出的 ΔV 也是不大的。

考虑到便于利用膨胀水箱给冷(热)水系统充水,膨胀水箱的容积 $V_{\text{需}}(\text{m}^3)$ 应比由式(1-20)算出的 ΔV 还要扩大 K 倍,即

$$V_{\text{需}} = K\Delta V = Km\Delta v \quad (1-21)$$

视水系统规模的大小, K 取值范围约为 2~5, 式中的 $V_{\text{需}}$ 的单位为 m^3 。

例如,冬季空调热水的温度一般应低于 65°C , 水温波动的最大值为 65°C ($0\sim 65^\circ\text{C}$), 相应的水比体积变化值为 $\Delta v = 1.97 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg}$ 。若某建筑面积约 1 万平方米建筑中的空调冷(热)水系统内的总水量经推算为 $1.30 \times 10^4 \text{ kg}$, 取 $K = 2$, 由式(1-21)得

$$V_{\text{需}} = Km\Delta v = 2 \times 1.30 \times 10^4 \times 1.97 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \approx 0.56 \text{ m}^3$$

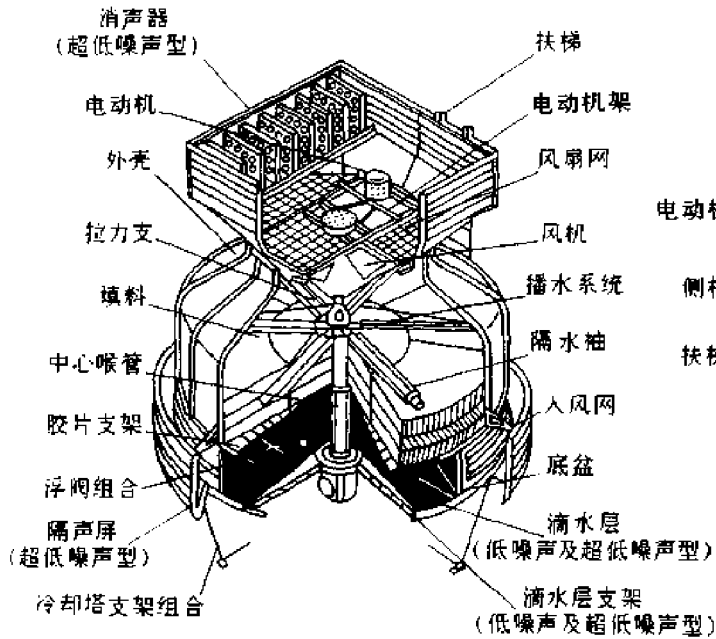
通常大型建筑的中央空调系统膨胀水箱的有效容积取值范围约为 $0.5\sim 1.0 \text{ m}^3$ 。

三、冷却塔

中央空调采用冷水机组作冷源或采用自带制冷系统的独立式空调机组时,若制冷系统的冷凝器是用水冷却的,为节省用水,冷却水应循环使用。为此,需设置冷却塔(又称凉水塔),并将冷凝器的水通道与冷却塔、冷却水泵用管道串接组成冷却水循环系统。冷却水在冷凝器中吸收制冷剂冷凝时释放的热量升温后,经水泵加压送至冷却塔降温,再返回冷凝器吸热。

空调工程中现在大多采用机械通风开放式冷却塔。按照水与空气的相对流向不同,它又分为逆流式和横流式两大类。这两类冷却塔,需降温的冷却水都是从上向下流动;而空气的流动方向,逆流式是从下向上,横流式是水平的。这两类塔的工作原理相同,基本结构大同小异。逆流式塔有圆形塔和方形塔,而横流式塔一般为方形塔。图 1-27 是广州马利新菱冷却塔有限公司生产的 SR 系列(逆流式)和 SC 系列(横流式)冷却塔的结构图解。

SR 系列结构图解



SC 系列结构图解

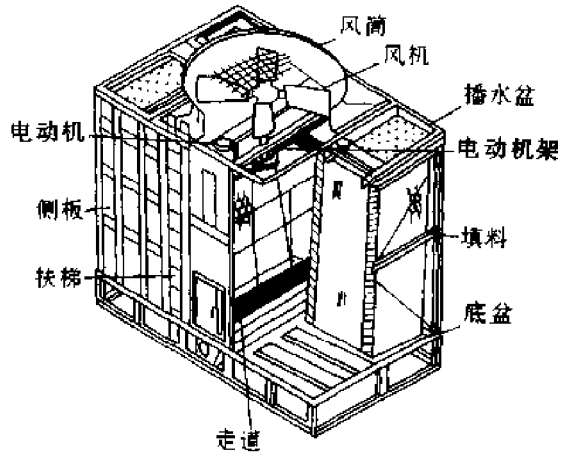


图 1-27 马利新菱冷却塔结构图解

下面以逆流式冷却塔为例,具体介绍冷却塔的基本组成和工作原理。

图 1-28 中的逆流式冷却塔主要由塔体、风机及配用电动机、喷淋布水器、填料层、导风板、集水池等主要部件组成。冷凝器出水在水泵作用下,经塔体中央的进水管进入喷淋布水器,均匀向下喷淋至填料层,沿填料层中的缝隙贴着填料表面成薄膜状缓慢向下流动。塔体外部空气则在风机作用下,从塔体下部四周的导风板被吸入塔内,并沿填料层缝隙以一定流速向上流动,与水充分接触进行热湿交换。有一部分水蒸发成水蒸气进入空气,带去水的汽化潜热;同时水还通过对流换热方式向温度较低的空气放热,因此,水被冷却降温。被冷却的水从填料层流至下部集水池内,再从水池下部的出水管送回冷凝器循环使用。空气则从塔顶排出,并带走水冷却所释放的潜热和显热。为尽量减少排出的空气夹带走水滴的现象,在塔体上部设置有挡水板,使水气分离。有些冷却塔在填料层上方设有能转动的喷淋式布水器,可使水更均匀地散布于整个塔内的流通截面,以充分发挥冷却效果。集水池内设有浮球阀,与补水管相连,可适时自动补充因水蒸发而减少的水量。一般水的补给量约为循环水量的 1%~3%。此外,集水池配管还包括排污管、放空管和用于连接多台冷却塔集水池的连通管。连通管使各台冷却塔集水池水面等高,从而出水均衡,故连通管又可称作平衡管。

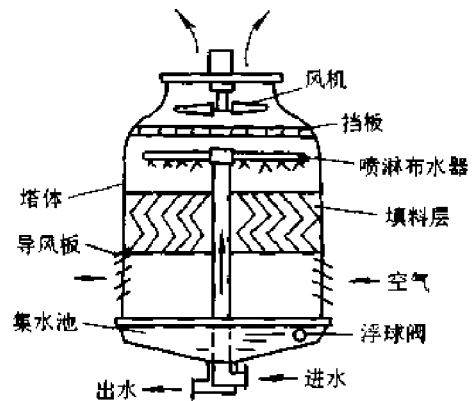


图 1-28 逆流式冷却塔原理图

冷却塔应设置在远离污染源和腐蚀源的开阔处,并要将其噪声控制在允许的范围内。市内

民用建筑应选用低噪声型或超低噪声型的冷却塔。超低噪声型冷却塔在顶部设有消声器,下部设有隔声屏和滴水层(参见图 1-27)。

第二章 空调负荷与送风量

设计空调工程,必须先正确计算出房间和系统的空调负荷,然后才能确定空调系统的送风量及选择空调设备的容量。本章介绍与空调负荷计算相关的室内外空气设计参数,空调负荷的基本概念和计算方法,及送风状态和送风量的确定。

第一节 空气设计参数

一、室外空气计算参数

(一) 夏季空调室外计算干球温度(t_w)和湿球温度($t_{wet,w}$)

这两个温度通常用于在 $h-d$ 图上确定夏季的新风状态。

(二) 冬季空调室外计算温度(t_w)和相对湿度(φ_w)

这两个参数通常用于在 $h-d$ 图上确定冬季的新风状态。

(三) 夏季和冬季的室外大气压力 B

用于选择合适的 $h-d$ 图。

(四) 夏季和冬季的室外平均风速 v

可用于计算建筑围护结构室外侧的换热系数 α_w 。

以上室外空气计算参数,读者可在《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ19—87 的附录二“室外气象参数表”中查取。对未列入该表的地区,可向当地气象台站查询。

二、室内空气设计参数

我国制定的《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ19—87(以下简称“设计规范”),对舒适性空调的室内设计参数的规定是:

(一) 室内温度 t_N

夏季空调应采用 $24\sim 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。高级民用建筑或人员停留时间较长的建筑可取低值;一般建筑或人员停留时间短的建筑应取高值。

冬季空调应采用 $18\sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。高级民用建筑或人员停留时间较长的建筑可取高值;一般建筑或人员停留时间短的建筑应取低值。

(二) 室内相对湿度 φ_N

夏季空调应采用 $40\%\sim 65\%$,一般的或人员停留时间短的建筑可取偏高值。

冬季空调应采用 $40\%\sim 65\%$,使用条件无特殊要求时,可不受此限制。

(三) 室内风速 v (人员活动区)

夏季空调不应大于 0.3 m/s; 冬季空调不应大于 0.2 m/s。

民用建筑中的一些特殊房间(如医院的手术室、产房等)和工艺性空调的室内设计参数,可在有关规范或空调设计手册中查取。注意,只要工艺条件允许,应尽量提高夏季室内温度基数,以节省建设投资和运行费用,并减少能耗。此外,夏季空调室温基数过低(如达 20℃ 时),室内外温差就会过大,将使工作人员普遍感到不适,甚至会引起如关节炎一类由冷感带来的疾病。

对民用空调建筑中不同用途房间的舒适性空调参数,可按国家计委、国家旅游局(1989)1104 号文规定的标准选用(详见表 2-1)。

表 2-1 民用空调建筑各种用途房间的空调参数标准

房间类型		夏 季			冬 季			新风量 q_v	噪声声级 NC dB	空气中含尘量 mg/m^3
		空气温度 t °C	相对湿度 φ %	风速 v m/s	空气温度 t °C	相对湿度 φ %	风速 v m/s			
客房	一级	24	55	0.25	24	50	0.15	100 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{room}$	30	0.15
	二级	25	60		23	40		80 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{room}$	35	0.30
	三级	26	65		22	30		60 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{room}$	40	0.50
	四级	27	70		21			—	55	—
餐 厅 宴会厅	一级	23	65	0.25	23	40	0.15	40 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	35	0.30
	二级	24			22			25 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	40	0.30
	三级	25			21			10 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	45	0.50
	四级	26			20			9 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	50	0.50
会议室、办公室、接待室、大会场、影剧院	一级	25	55	0.25	24	50	0.15	50 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	30	0.30
	二级	26	60		23	40		30 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	40	0.30
	三级	27	65		22	30		15 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	45	0.50
	四级	28	70		21	30		9 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	55	0.50
商场、服务机构 展览会会场	一级	24	65	0.25	23	40	0.15	18 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	5	—
	二级	25			21			18 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$		
	三级	26			20			9 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$		
	四级	27			20			9 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$		
门厅、走廊(包括四季厅、中厅)	一级	25	65	0.30	22	30	0.30	9 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$ (门厅不要求)	40	0.50 (门厅不要求)
	二级	26			18				45	
	三级	27			17				45	
	四级	28			16				55	
美容理发室		26	60	0.15	23	50	0.15	30 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	35	0.15
健身房		24		0.25	19	40	0.25	30 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	45	0.15
保龄球房		25		0.25	21	40	0.25	40 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	45	0.30
弹子房		27		0.25	22	40	0.25	30 $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{p}$	40	0.15

续表

房间类型		夏 季			冬 季			新风量 q_v	噪声 声级 NC dB	空气中 含尘量 mg/m^3
		空气 温度 t $^{\circ}\text{C}$	相对 湿度 φ %	风速 v m/s	空气 温度 t $^{\circ}\text{C}$	相对 湿度 φ %	风速 v m/s			
舞厅、酒吧	非跳舞期间	26	60	0.15	23	40	0.15	$18 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	40	0.50
	跳舞期间	23	65		18	50		$40 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	—	
舞厅、宴会厅 (非用餐时间)		26	60	0.15	20	40	0.15	$18 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	40	0.30
客 房	晚间睡觉时	26	60	0.15	22	50	0.15	分别减少	35	0.30
	无人居住时	27	65		20	40		$20 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$		
公寓卧室	高级	25	60	0.25	23	40	0.15	$30 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	30	0.30
	一级	26	70		22	—		$20 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	35	0.50
公寓起居室	高级	25	60	0.25	23	40	0.15	$30 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	35	0.30
	一级	26	70		22	—		$20 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$	40	

第二节 空调负荷

空调负荷包括夏季冷负荷、冬季热负荷及湿负荷。依据“设计规范”,空调冬季热负荷按采暖系统的热负荷的计算方法计算,但室外计算温度应按冬季空调室外计算温度。本书主要介绍空调夏季冷负荷的计算方法。

一、得热量与冷负荷

夏季空调房间的得热量与冷负荷是两个既有联系又有区别的不同概念。

(一) 空调房间的夏季得热量

得热量是指某时刻由室外进入和室内热源散入房间的热流量的总和。空调房间的夏季计算得热量,应根据下列各项确定:

- (1) 通过围护结构传入室内的热流量;
- (2) 透过外窗进入室内的太阳辐射热量;
- (3) 人体散热量;
- (4) 照明散热量;
- (5) 设备、器具、管道及其他室内热源的散热量;
- (6) 食品或物料的散热量;
- (7) 渗透空气带入室内的热流量。
- (8) 伴随各种散湿过程产生的潜热量。

对于非饭店、宴会厅一类民用建筑可不计食品的散热量;维持正压的空调房间(大多应如此),可不计渗透空气带入室内的热流量。

得热有两种分类方法。一种按是否随时间变化分为稳定得热和瞬变得热。照明灯具、人体及耗电量不变的室内用电设备的散热量可视为稳定得热；而透过玻璃窗进入室内的日射得热及由室外气温波动、日射强度变化等引起的围护结构的不稳定传热则属瞬变得热。另一种可分为显热得热和潜热得热。借助对流和辐射方式由温差引起的得热是显热得热；而随人体、设备、工艺过程等的散湿以及新风或渗透风带入室内的湿量引起的得热则是潜热得热。

(二) 空调房间的夏季冷负荷

房间冷负荷是指为了维持要求的室内温度而在任一瞬时必须由空调系统从房间移走的热量。

冷负荷自然与得热量相关，却并不一定相等。在瞬时得热中的潜热得热及显热得热中的对流成分是直接加入到室内空气中的热流量，它们立刻构成该瞬时的冷负荷。因此，这种得热量与冷负荷相等。但是，显热得热中的辐射成分则不能立刻构成与得热同瞬时的冷负荷，而要在时间上滞后一些，并且幅度上也会有所衰减。这是因为空气对辐射热的透射率高，吸收率低，辐射得热必先投射到围护结构和室内各种陈设等具有蓄热性能的物体表面上，并为它们所吸收，不能立即被空调系统的送风消除。只有当上述蓄热物体的表面因吸热而温度升高到高于物体内部和周围空气的温度时，它们所贮存的热量才能再借助对流方式逐时放出给予室内空气形成冷负荷。所以，辐射得热转化为冷负荷会表现出时间上的延迟和幅度上的衰减。

因此，“设计规范”规定，空调房间的夏季冷负荷，应根据各项得热量的种类和性质以及房间的蓄热特性，分别进行计算。并且不宜把瞬时得热量直接作为各相应时刻的瞬时冷负荷值。

我国在 1982 年经城乡建设环境保护部主持，评议通过了两种新的冷负荷计算方法：谐波反应法和冷负荷系数法。这两种新的计算方法，都合理地考虑了显热得热中的辐射成分转化为冷负荷时的幅度衰减和时间延迟作用。这对于削减空调设计负荷，从而节省投资和运行费用及减少能耗有重要意义。本书只简要介绍冷负荷系数法。

冷负荷系数法是采用传递函数来计算冷负荷的。为便于利用简化公式进行手算，现已通过大量计算，给出了综合反应室外各种因素影响的室外逐时当量温度——逐时冷负荷计算温度，用于计算围护结构瞬变传热引起的逐时冷负荷；还给出了计算窗户日射和其它辐射得热引起的冷负荷所需的冷负荷系数及有关基本数据。这些结果都已编制成若干个数据表，详列于中国科学院空气调节研究所编辑的《空调冷负荷计算方法专刊》(1983 年内部发行，以下简称“负荷专刊”)。参见本书附录 I 中的附表 2。

下面将分别介绍冷负荷系数法的各种简化计算公式。

二、冷负荷系数法的简化计算公式

(一) 外墙和屋面瞬变传热引起的冷负荷

在日射和室外气温综合作用下，外墙和屋面瞬变传热引起的瞬时冷负荷 CL_{τ} (CL 代表冷负荷，单位为 W，角标 τ 代表计算的时刻)，可用下列简化公式逐时计算

$$CL_{\tau} = AK(t_{l,\tau} - t_N) \quad (2-1)$$

式中 A ——外墙或屋面的计算面积(m^2)，查土建资料计算；

K ——外墙或屋面的传热系数($W/m^2 \cdot K$)，可根据土建资料给出的外墙或屋面的结构及厚度按传热学公式计算，或在“负荷专刊”的表 3-1 和表 3-2 中对照查取。注意：

表中用工程制单位;

t_N ——室内设计温度($^{\circ}\text{C}$);

$t_{l,r}$ ——外墙或屋面的冷负荷计算温度逐时值($^{\circ}\text{C}$),可在“负荷专刊”的表 3-3 和表 3-4 中查取,并用表 3-5 所列地点修正值 t_d 加以修正。若设计地不在表 3-5 中所列时,可采用气象条件与之接近的附近地点的修正值。

此外,制表所采用的外表面传热系数 $\alpha_w = 16 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}) = 18.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,若设计地不是此数,应将表 3-3 和表 3-4 中所查 $t_{l,r}$ 值乘以表 3-6 中的修正值 k_s ,即设计地的冷负荷逐时计算温度应为 $t'_{l,r} = k_s t_{l,r} + t_d$,并将 $t'_{l,r}$ 代入式(2-1)计算。

例 2-1 广州地区某建筑房间外墙结构如图 2-1 所示,墙厚 $\delta = 240 \text{ mm}$ 。房间外墙南面的面积为 40.5 m^2 ,试计算 14 时南面外墙传热引起的房间瞬时冷负荷,室内设计温度为 26°C 。

解

1. 与“负荷专刊”表 3-1 外墙结构类型表[见本书附录 I 中附表 2(1)]对照,该外墙结构属 III 型(序号 2),其传热系数 $K = 1.69 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}) = 1.96 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

2. 由“负荷专刊”表 3-3[见本书附录 I 中的附表 2(3)]的 III 型外墙冷负荷计算温度查得南面(S)墙在 14 时的 $t_{l,14} = 31.3^{\circ}\text{C}$;由表 3-5[见本书附录 I 中的附表 2(5)]的 I ~ IV 型结构地点修正值查得广州南面墙的 $t_d = -1.9^{\circ}\text{C}$;查“设计规范”附录二知广州夏季室外平均风速 $v = 1.8 \text{ m/s}$,由 $\alpha_w = 3.85v + 8.95 [\text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})]$ 可算得广州的 $\alpha_w = 3.85 \times 1.8 + 8.95 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}) = 15.88 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}) = 18.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,查“负荷专刊”表 3-6[见本书附录附表 2(6)],得 $K_s \approx 1$,则得广州地区 III 型南面外墙在 14 时的冷负荷计算温度为:

$$t'_{l,14} = K_s t_{l,14} + t_d = [1 \times 31.3 + (-1.9)]^{\circ}\text{C} = 29.4^{\circ}\text{C}$$

3. 根据式(2-1)可算得该房间在 14 时南面外墙传热引起的房间瞬时冷负荷为

$$\begin{aligned} CL_{14} &= AK(t'_{l,14} - t_N) \\ &= 40.5 \times 1.96 \times (29.4 - 26) \text{ W} = 270 \text{ W} \end{aligned}$$

作设计计算时,类似上面的方法,可算出建筑物各房间从 0 时到 23 时的由房间各面外墙或屋面瞬变传热引起的逐时冷负荷。

(二) 外窗玻璃瞬变传热引起的冷负荷

在室内外温差作用下,外窗玻璃瞬变传热引起的瞬时冷负荷,可按与式(2-1)形式相同的公式计算。

式中 A ——窗口面积,根据土建资料算出, m^2 ;

$t_{l,r}$ ——玻璃窗冷负荷计算温度逐时值,可在“负荷专刊”表 3-11 中查取,并加上表 3-12 中的地点修正值 t_d ;

K ——窗玻璃的传热系数,其值可根据单层或双层窗玻璃的不同情况,在“负荷专刊”的表 3-8 或表 3-9 中查取, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

此两表中的 α_n 和 α_w 分别为窗玻璃内外表面的传热系数, α_n 一般可取 $8.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [7.5

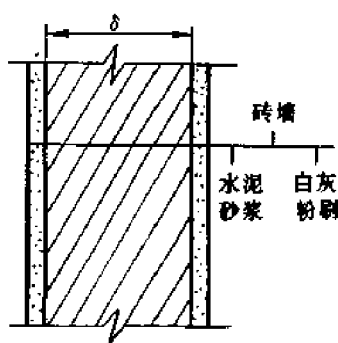


图 2-1 例 2-1

$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$]; α_w 可根据设计地夏季室外平均风速, 由式 $\alpha_w = 3.85v + 8.95 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 算出[注意, 原表 3-8 中 α_n 和 α_w 取值的单位是 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$]。在采用表 3-8 或表 3-9 中的数据后, 还应根据不同的窗框情况, 乘以表 3-10 的修正值。此外, 有内遮阳设施时, 单层玻璃窗的 K 值应减小 25%, 双层的 K 值应减小 15%。

例 2-2 广州地区某建筑外窗系单层玻璃窗。采用铝合金窗框, 约 80% 玻璃, 窗口面积 $A = 27.82 \text{ m}^2$, 按无内遮阳措施考虑, 室内设计温度 $t_N = 26 ^\circ\text{C}$, 试计算 14 时由窗玻璃瞬变传热引起的瞬时冷负荷。

解

1. 查“负荷专刊”表 3-8[见本书附录 I 中附表 2(7)], 取 $\alpha_n = 7.5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 和 $\alpha_w = 15.88 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \approx 16 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$, 查得 $K = 5.11 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) = 5.94 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 再查表 3-10[见本书附录 I 中的附表 2(9)], 金属窗框 80% 玻璃的单层窗传热系数修正值为 1.00, 又因按无内遮阳考虑, 所以传热系数 K 的取值不变。

2. 由“负荷专刊”表 3-11[见本书附录 I 中的附表 2(10)]查得 14 时 $t_{i,14} = 31.9 ^\circ\text{C}$; 由表 3-12[见本书附录 I 中的附表 2(11)]查得广州修正值 $t_d = 1 ^\circ\text{C}$, 则广州玻璃窗在 14 时的冷负荷计算温度为

$$t'_{i,14} = t_{i,14} + t_d = (31.9 + 1) ^\circ\text{C} = 32.9 ^\circ\text{C}$$

3. 根据式(2-1)可算得该房间外窗玻璃在 14 时传热引起的瞬时冷负荷为

$$\begin{aligned} CL_{14} &= AK(t'_{i,14} - t_N) = 27.82 \times 5.94 \times (32.9 - 26) \text{ W} \\ &= 1140 \text{ W} \end{aligned}$$

类似地可算出从 0 时到 23 时由房间外窗玻璃瞬变传热引起的逐时冷负荷。

(三) 透过玻璃窗进入的日射得热引起的冷负荷

要区分无外遮阳和有外遮阳设施两种情况, 分别计算。

1. 无外遮阳时的计算。透过无外遮阳玻璃窗的日射得热引起的房间瞬时冷负荷按下式计算

$$CL_\tau = AC_s D_{j,\max} C_s C_n C_{CL(\tau)} \quad (2-2)$$

式中 A ——外窗窗口面积, 由土建资料计算, m^2 ;

C_s ——窗的有效面积系数, W/m^2 。可在“负荷专刊”表 2-4 中查取, AC_s 即为窗玻璃的净面积;

$D_{j,\max}$ ——夏季 1 m^2 窗玻璃最大日射得热量(或称日射得热因数的最大值), 可按设计地所处纬度带和窗的朝向, 在“负荷专刊”表 2-1 中查取[注意, 表中单位为 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$]。采用日射得热量的最大值计算, 是考虑最不利的情况;

C_s ——窗玻璃的遮挡系数, 反映窗玻璃为非“标准玻璃”及窗的类型对日射得热的影响, 在“负荷专刊”表 2-2 中查取;

C_n ——窗内遮阳设施的遮阳系数, 在“负荷专刊”表 2-3 中查取, 无内遮阳时, $C_n = 1$;

$C_{CL(\tau)}$ ——冷负荷系数, 反映日射得热与形成的冷负荷的转化关系。按设计地位于北区还是南区(以北纬 $27^\circ 30'$ 划线)、有无内遮阳和窗的朝向, 在“负荷专刊”表 2-5~2-8 中查取各钟点相应的冷负荷系数逐时值。

例 2-3 广州地区某建筑房间南面外窗采用 5 mm 厚的单层吸热玻璃,铝合金窗框,窗口面积 $A = 20.4 \text{ m}^2$,用深黄颜色布帘作内遮阳。试计算 14 时透过该窗进入的日射得热引起的冷负荷(窗无外遮阳设施)。

解

(1) 查“负荷专刊”表 2-4[见本书附录 I 中的附表 2(15)],近似按单层钢窗取值, $C_g = 0.85$ 。

(2) 查“设计规范”附录二,广州处于北纬 $23^\circ 08'$,介于北纬 $20^\circ \sim 25^\circ$ 间,因为每一纬度带宽为 $\pm 2^\circ 30'$,所以广州应属 25° 纬度带,再查“负荷专刊”表 2-1[见本书附录 I 中的附表 2(12)], 25° 纬度带南面朝向的 $D_{J,\max} = 125 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) = 145.4 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

(3) 查“负荷专刊”表 2-2[见本书附录 I 中的附表 2(13)],5 mm 厚吸热玻璃 $C_s = 0.88$ 。

(4) 查“负荷专刊”表 2-3[见本书附录 I 中的附表 2(14)],深黄布帘内遮阳 $C_n = 0.65$ 。

(5) 由广州地处北纬 $23^\circ 08'$,知广州属南区,且窗有内遮阳设施,故查“负荷专刊”表 2-8 南区有内遮阳冷负荷系数表[见本书附录 I 中的附表 2(19)],得南窗 14 时的 $C_{CL,14} = 0.74$ 。

(6) 根据式(2-2),计算 14 时透过该窗进入的日射得热引起的冷负荷

$$\begin{aligned} CL_{14} &= AC_g D_{J,\max} C_s C_n C_{CL,14} \\ &= 20.4 \times 0.85 \times 145.4 \times 0.88 \times 0.65 \times 0.74 \text{ W} \\ &= 1067 \text{ W} \end{aligned}$$

类似地可算出从 0 时到 23 时透过无外遮阳玻璃窗进入的日射得热引起的逐时冷负荷。

2. 有外遮阳时的计算。窗的外遮阳比内遮阳对减少日射得热更为有效。外遮阳是周围其他建筑物产生的遮阳作用,或是建筑物自身的某些设施(如阳台、挡雨板、遮阳板等)产生的遮阳作用。由于东向和西向的日射得热大,空调建筑不宜开设东窗和西窗,必须开设时,宜加外遮阳设施。设计合理的外遮阳设施,可减少达 80% 的日射得热量。

有外遮阳的计算方法与无外遮阳时基本相同,只是必须区分阴影部分的日射冷负荷与光照部分的日射冷负荷,这两部分之和即为透过有外遮阳玻璃窗的日射冷负荷。用式(2-2)计算光照部分冷负荷与无外遮阳完全相同;用式(2-2)计算阴影部分冷负荷时, $D_{J,\max}$ 和 $C_{CL(i)}$ 都一律取北面朝向的值,其余与无外遮阳时相同。

窗的阴影面积与光照面积要根据窗的特性尺寸、建筑物的地理位置、窗面朝向及计算太阳时等条件来计算,详见“负荷专刊”。

所谓太阳时 T_m ,是以太阳正对当地子午线的时刻为中午 12 时所推算出的时间。由于每转过经度 1° 需时 4 分钟,所以某地太阳时 T_m 与北京标准时 T_0 的换算关系为

$$T_0 \approx T_m + 4(L_0 - L_m) \quad (2-3)$$

式中 $L_0 = 120^\circ$,是北京标准时子午圈所处经度; L_m 为当地所处经度。

例如,广州所处经度为 $113^\circ 19'$,则广州平均太阳时 $T_m = 12$ 时,相当于北京标准时间

$$T_0 = 12 + 4 \times (120^\circ - 113^\circ 19') \approx 12 \text{ 时 } 27 \text{ 分}$$

(四) 照明散热引起的冷负荷

室内照明设备的散热是稳定得热,它由辐射和对流两种成分组成。对流成分构成瞬时冷负荷,辐射成分形成滞后负荷。因此,严格计算照明散热形成的冷负荷也需引入相应的冷负荷系

数,详见“负荷专刊”。在一般情况下,可近似认为照明设备的散热量与其形成的冷负荷相等,即 $CL \approx W$ 。不同灯具的照明散热量的计算式为

$$\text{白炽灯 } W = 1\,000N \quad (2-4)$$

$$\text{荧光灯 } W = 1\,000Nn_1n_2 \quad (2-5)$$

式(2-4)和(2-5)中, N 为照明灯具额定功率(kW)。 n_1 为荧光灯镇流器的消耗功率系数。明装荧光灯的镇流器装设在空调房间内时取 $n_1 = 1.2$;暗装荧光灯的镇流器装设在顶棚内时取 $n_1 = 1.0$ 。 n_2 为灯罩的隔热系数,当荧光灯罩上部穿有小孔(下部为玻璃板),可利用自然通风散热于顶棚内时,取 $n_2 = 0.5 \sim 0.6$;荧光灯罩无通风孔时,可视顶棚内通风情况取 $n_2 = 0.6 \sim 0.8$ 。

(五) 人体散热引起的冷负荷

人体散热量中,一般情况下辐射成分约占 40%,对流成分约占 20%,其余 40% 为随汗液蒸发散出的潜热。根据推算,“负荷专刊”表 4-2 给出了我国一个成年男子在不同温度和不同劳动强度下的显热散热量(q_s)、潜热散热量(q_q)、全热散热量($q_s + q_q$)及散湿量(w)。考虑人体散热因性别、年龄而不同,计算人员群集的场所的人体散热量和散湿量时,应以成年男子为基础,乘以考虑各类人员组成比例的系数——群集系数 n 。

人体散热量中的潜热成分及显热中的对流成分可构成瞬时冷负荷,而显热中的辐射成分则形成滞后负荷。因此,需分别计算人体显热散热引起的冷负荷和人体潜热散热形成的冷负荷,并且应引入冷负荷系数来计算人体显热散热引起的冷负荷。

1. 人体显热散热引起的冷负荷。其计算公式如下:

$$CL_s = q_s mn C_{CL} \quad (2-6)$$

式中 q_s ——一个成年男子的显热散热量,W,根据室温和劳动强度在“负荷专刊”表 4-2 中查取;

m ——房间额定人数;

n ——群集系数,参照“负荷专刊”表 4-3 取值;

C_{CL} ——人体显热散热冷负荷系数,根据人员在室内的总小时数和每个人进入室内后的小时数,在“负荷专刊”的表 4-4 中查取。

2. 人体潜热散热引起的冷负荷。其计算公式如下:

$$CL_q = q_q mn \quad (2-7)$$

式中 q_q ——一个成年男子的潜热散热量,W,根据室温和劳动强度在“负荷专刊”表 4-2 中查取;

m ——房间额定人数。

n ——群集系数,参照“负荷专刊”表 4-3 取值。

注意,对人员密集的场所(如影剧院、会堂等),由于人体对围护结构和室内陈设的辐射换热量相应减小,可取人体显热冷负荷系数 $C_{CL} = 1$ 。此外,如果室温在全天 24h 内不能保持恒定(如夜间停止供冷,旅馆客房客人外出停止供冷等),也可取人体显热冷负荷系数 $C_{CL} = 1$ 。类似这些情况,人体散热形成的冷负荷都可简化用全热统一计算,即

$$CL = (q_s + q_q) mn \quad (2-8)$$

一般舒适性空调,大多可按式(2-8)计算。

例 2-4 某计量室夏季需全日供冷,以保持室温和相对湿度恒定。要求室温为 20℃。从

上午 8 时至下午 4 时,室内有 10 人工作。试计算该室在 14 时由人体散热引起的冷负荷。

解

(1) 计量室工作强度可认为属极轻劳动型,室温为 20℃,据此,每个人的散热、潜热散热量查“负荷专刊”表 4-2[见本书附录 I 中的附表 2(21)]得 $q_s = 77 \text{ kcal/h} = 89.6 \text{ W}$ 和 $q_q = 40 \text{ kcal/h} = 46.5 \text{ W}$ 。

(2) 计量室工作人员男女都有,查“负荷专刊”表 4-3[见本书附录 I 中的附表 2(22)],可参考图书馆的群集系数,取 $n = 0.96$ 。

(3) 人员在室内工作的总小时数为 8 h,由 8 时进入室内到要求计算负荷的时间 14 时,每个人进入室内后的小时数为 6 h。据此查“负荷专刊”表 4-4[见本书附录 I 中的附表 2(23)]得相应的冷负荷系数 $C_{CL} = 0.80$ 。

(4) 根据式(2-6)计算在 14 时由人体显热、散热引起的冷负荷

$$\begin{aligned} CL_{s,(14)} &= q_s mn C_{CL} = 89.6 \times 10 \times 0.96 \times 0.80 \text{ W} \\ &= 688 \text{ W} \end{aligned}$$

注意,不同计算时间,人员进入室内后的小时数不同,相应的冷负荷系数不同,计算结果也不同,需逐时计算。

(5) 根据式(2-7)计算人体潜热散热引起的冷负荷

$$CL_q = q_q mn = 46.5 \times 10 \times 0.96 \text{ W} = 446 \text{ W}$$

潜热负荷各计算时间都相同。

故在 14 时,室内人体散热引起的冷负荷为

$$CL = CL_{s,(14)} + CL_q = (688 + 446) \text{ W} = 1134 \text{ W}$$

此值随 CL 逐时不同而不同,需逐时累计。

三、新风量的确定与新风冷负荷

(一) 新风量的确定

除了室内因有污染源,回风不能利用,或者因条件限制,根本无法采集新风两种特殊情况外,一般空调系统都采用新风与部分回风相混合,以减少能耗。显然,使用的新风量愈少就愈经济。但实际上,由于要考虑室内 CO_2 的含量不能超过允许的浓度,以及为了补充局部排风量和保持空调房间内的正压要求(不大于 50 Pa),以防止外界环境空气渗入干扰室内温湿度或破坏室内空气的洁净度,新风量的减少将受到限制。

考虑在满足卫生要求的前提下尽量节能的原则,结合实践经验,“设计规范”对空调系统的新风量作了如下规定:

1. 民用建筑。民用建筑每人的最小新风量如表 2-2 所示。

考虑有吸烟的情况,表中所列公共建筑的每人最小新风量可适当增大。如餐厅和办公室可增大到 20~25 m^3/h ,会议室大量吸烟时可增大到 50 m^3/h 等。

旅馆客房等设有专用卫生间,当其排风量大于按表 2-2 所确定的新风量时,则新风量应比排风量稍大一点,或排风量取为确定的新风量的 90%,以维持室内正压。

集中式送风系统的新风量,有些设计人员按新风量与回风量之比为 1:5 考虑确定,可供参

考。

表 2-2 民用建筑每人最小新风量

房间名称	每人最小新风量	吸烟情况
影剧院、博物馆、体育馆、商店	8 m ³ /h	无
办公室、图书馆、会议室、餐厅、舞厅、医院的门诊部和普通病房	17 m ³ /h	无
旅馆客房	30 m ³ /h	少量

2. 生产厂房。生产厂房应按补偿排风,保持室内正压或保证每人不小于 30 m³/h 的新风量的最大值确定。

(二) 新风负荷

在空气的 $h-d$ 图上,根据设计地室外空气的夏季空调计算干球温度 t_w 和湿球温度 $t_{w,wei}$,确定新风状态点 W,查出新风的焓 h_w ;根据室内空气的设计温度 t_N 和相对湿度 φ_N ,确定回风状态点 N(也就是室内空气设计状态点),查出回风的焓 h_N 。设确定的新风量为 q_{V_w} (m³/h),

取空气密度 $\rho = 1.2$ kg/m³,则夏季空调的新风冷负荷为

$$CL_w = 1.2q_{V_w}(h_w - h_N) \quad (2-9)$$

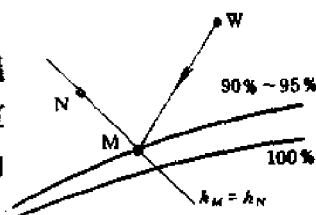


图 2-2 夏季冷负荷

风机盘管加新风空调系统的新风,通常采用新风机先预作处理。夏季新风机预冷新风时,如图 2-2 所示,一般做法是将新风处理到状态点 M,使 $h_M = h_N$ (室内空气设计状态的焓),及 $\varphi_M = 90\% \sim 95\%$ (机器露点)。因此,新风冷负荷仍按式(2-9)计算。

四、空调房间、空调系统和制冷系统负荷的确定

(一) 空调房间冷负荷的确定

前面已分项介绍了空调房间各项得热形成的冷负荷的计算方法,它们大多是按不稳定得热计算得到的逐时值。同一项冷负荷不同时刻的逐时值一般不同;同一时刻各项冷负荷逐时值相加的结果也随钟点而异。那么,怎样确定空调房间的冷负荷呢?“设计规范”规定:空调房间的夏季冷负荷,应按各项逐时冷负荷的综合最大值确定,即:

1. 分项计算各项得热引起的冷负荷的逐时值,计算时间一般取 7:00~19:00,外墙负荷、窗日射负荷应按南、东、西、北等各朝向分别逐时计算,再按钟点将各朝向的冷负荷逐时相加;餐厅应计算食物散热引起的冷负荷。有些冷负荷各钟点的逐时值可能相同,各项计算结果宜列表表示,以便核查,参考表格见表 2-3~表 2-5。

2. 将同一钟点的各项冷负荷抄列于汇总表中,并逐时相加算出各钟点的各项冷负荷的总和,参考表格见表 2-6。

3. 考虑最不利情况,取上表中逐时累计的各项冷负荷总和中的最大值作为该空调房间的冷负荷。

表 2-3 外墙负荷或窗日射负荷

时间 \ 项 目	7:00	8:00		19:00
$CL_{南}$				
$CL_{东}$				
$CL_{西}$				
$CL_{北}$				
ΣCL				

表 2-4 屋面负荷或窗传热负荷

时间	7:00	8:00		19:00
CL_r				

表 2-5 人员负荷

时间 \ 项 目	7:00	8:00		19:00
CL_h				
$-CL_q$				
ΣCL				

表 2-6 各项冷负荷汇总

时 间 \ 项 目	7:00	8:00		19:00
外墙负荷				
屋面负荷				
窗传热负荷				
窗日射负荷				
照明负荷				
人员负荷				
新风负荷				
各项负荷总和				

(二) 空调系统冷负荷的确定

多个房间共用同一空调系统时,空调系统的冷负荷可将按上述方法算出的各个房间的空调冷负荷相加求得。

若在计算每个房间的空调冷负荷时,未列入新风冷负荷,则在计算空调系统冷负荷时,应计入新风冷负荷。

(三) 制冷系统负荷的确定

确定空调用制冷系统的负荷(如冷水机组或独立式空调机组的制冷机的制冷量)时,应考虑空调系统所服务房间的同期使用率,制冷装置及冷水系统的冷量损失,制冷设备运行一段时间后冷量产出减少,传热效率降低及设备可能发生故障而需有一定的备用量等因素的影响。将算出的空调系统冷负荷 Φ ,乘以反映上述影响因素的房间同期使用系数 K_t 、冷量损失附加系数 K_l 、效率降低修正系数 K_e 和事故备用量修正系数 K_b ,即可求得制冷系统负荷 $\Phi_0(W)$

$$\Phi_0 = \Phi K_t K_l K_e K_b \quad (2-10)$$

同期使用系数 K_t ,视建筑物的使用性质、功能、规模、等级及经营管理等因素而定,取值在 0.6~1.0 之间。

冷量损失附加系数 K_l , 与空调系统的规模、设备类型、管道长短有关。用冷水间接冷却空气的系统, 取值为 1.10~1.15; 直接蒸发式表冷器系统, 取值为 1.05~1.10。

效率降低修正系数 K_q , 一般可取 1.05~1.10, 或者采用设备生产厂家提供的数值。如果厂家给出的设备制冷量已经考虑了冷量产出减少及传热效率降低的影响, 则应取 $K_q = 1.00$ 。

事故备用量修正系数 K_b 的取值与空调用制冷机组的安装台数有关, 采用冷水机组作冷源的中央空调系统, 通常都应选用两台以上机组。假若有某台机组在高峰负荷期间出现故障而停机时, 设计的备用量应满足其他机组能维持空调系统所需冷负荷的 75% 左右。于是, 在设 2 台、3 台或 4 台以上机组的情况下, 备用量修正系数 K_b 可分别取值为 1.40、1.12 和 1.00。现“设计规范”规定, 选择制冷机时台数不宜过多, 且一般不考虑备用。在不考虑备用时, 取 $K_b = 1.00$, 并应选择两台同冷量的机组分担所需制冷系统负荷。

五、空调冷负荷的概算法

在对建筑物空调冷负荷进行粗略估算时, 可套用空调冷负荷的概算指标计算。空调冷负荷的概算指标, 是建筑物中每平方米空调面积所需的夏季制冷系统所需提供的冷量值。它是经长期工程实践总结得出的经验数据, 不同地区、不同类型的建筑物、不同空调设计标准的取值不尽一致。下面介绍部分公共建筑一般舒适性空调的参考数据。

(一) 综合指标

综合指标是按整幢建筑全部建筑面积折算出的每平方米建筑面积所需的冷负荷, 用于粗略估算空调系统冷源设备的安装容量(即制冷系统负荷)。下面仅列出华南地区夏季空调冷负荷综合指标经验数据供参考。

旅馆、招待所	95~115 W/m ²	(80~100 kcal/h·m ²)
旅游宾馆	140~175 W/m ²	(120~150 kcal/h·m ²)
办公大楼	110~140 W/m ²	(95~120 kcal/h·m ²)
综合大楼	130~160 W/m ²	(110~140 kcal/h·m ²)
百货大楼	140~175 W/m ²	(120~150 kcal/h·m ²)
医院	110~140 W/m ²	(95~120 kcal/h·m ²)
普通电影院	260~350 W/m ²	(225~300 kcal/h·m ²)
综合影剧院	290~385 W/m ²	(250~330 kcal/h·m ²)
大会堂	190~290 W/m ²	(160~250 kcal/h·m ²)
体育馆(比赛厅)	280~470 W/m ²	(240~400 kcal/h·m ²)

(二) 分类指标

宾馆、饭店、大型综合楼等类建筑有各种不同使用功能的房间, 在粗略估算整幢建筑共用的冷源(如冷水机组)及各类房间中的末端空气处理装置(各种非独立式空调器)的安装容量时, 可采用按房间使用功能分类的概算指标计算。下面列出华南地区典型类别房间夏季空调按空调面积折算的安装冷负荷指标经验数据, 供参考。

客房(标准型)	105~145 W/m ²	(90~125 kcal/h·m ²)
一般办公室	140~175 W/m ²	(120~150 kcal/h·m ²)

一般会议室	175~290 W/m ²	(150~250 kcal/h·m ²)
中餐厅	350~465 W/m ²	(300~400 kcal/h·m ²)
西餐厅、酒吧	230~350 W/m ²	(200~300 kcal/h·m ²)
音乐厅、舞厅	290~410 W/m ²	(250~350 kcal/h·m ²)
商场	230~340 W/m ²	(200~290 kcal/h·m ²)
发廊、美容厅	230~350 W/m ²	(200~300 kcal/h·m ²)
大型营业厅	200~290 W/m ²	(170~250 kcal/h·m ²)
门厅(大堂)	175~290 W/m ²	(150~250 kcal/h·m ²)
走廊	70 W/m ²	(60 kcal/h·m ²)

用各分类指标 q_i 分乘建筑物中相应类型房间的空调面积 A_i (顶层房间宜加大 20%~25%), 然后全部相加所得总和就是建筑物的空调系统负荷。根据式(2-10), 考虑各类房间的同时使用率等情况, 将系统负荷乘以 0.84~0.86 的修正系数, 就算得冷水机组总安装容量(制冷系统总负荷)的概算值, 即

$$\Phi_0 = (0.84 \sim 0.86) \sum q_i A_i \quad (2-11)$$

将算得的 Φ_0 除以建筑物的总建筑面积, 折算成冷负荷综合指标, 校核是否适当。若折算所得综合指标偏大, 可通过调整分类指标解决。

用分类指标乘相应类型房间每间的面积, 得各房间的空调冷负荷, 这就是选择房间末端空气处理设备(如水冷式风柜或风机盘管等)冷量的参考数值。

六、空调湿负荷

对空调房间进行精确的空调负荷计算时, 应计算房间的湿负荷, 即由室外环境(主要是室外空气渗入室内)和室内湿源(人体、食物和物料、设备及工艺过程等)每小时散入房间的湿量。

对于保持正压的空调房间, 只需计算室内湿源每小时散入室内的湿量。一般民用建筑的普通舒适性空调, 除餐厅外, 只需考虑人体的散湿量; 餐厅则需计入食物的散湿量。

(一) 人体散湿引起的湿负荷

“负荷专刊”表 4-2 中列出了不同室温和劳动强度下, 我国成年男子的散湿量 w 。根据室内设计温度和人员劳动强度从表 4-2 中取值后, 乘以室内额定人数 m 和群集系数 n , 即可算出室内人员散湿引起的湿负荷 D (单位为 kg/h), 即

$$D = mnw \times 10^{-3} \quad (2-12)$$

例 2-5 某手术室设计温度为 26℃, 主刀医生及助手共 3 人, 护士 2 人, 麻醉师 1 人, 病员 1 人, 试计算室内人员散湿引起的湿负荷。

解

1. 主刀医生及助手视为中等劳动, 护士为轻度劳动, 麻醉师为极轻劳动, 病员类似静坐态, 在 26℃ 室温下, 查“负荷专刊”表 4-2 [见本书附录 I 中的附表 2(21)], 上述人员按顺序 $w_1 = 240$ g/h, $w_2 = 184$ g/h, $w_3 = 109$ g/h, $w_4 = 68$ g/h。

2. 参考“负荷专刊”表 4-3 [见本书附录附表 2(22)] 所列数据, 取群集系数 $n = 0.92$ 。

3. 根据式(2-12), 手术室内各类人员散湿引起的总湿负荷为

$$\begin{aligned}
 D &= n \sum m_i w_i \times 10^{-3} \\
 &= [0.92 \times (3 \times 240 + 2 \times 184 + 1 \times 109 + 1 \times 68) \times 10^{-3}] \text{ kg/h} \\
 &= 1.164 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

(二) 餐厅食物散湿引起的湿负荷

餐厅食物散湿量按人均 11.5 g/h 计算,若餐厅额定人数为 m ,则餐厅食物散湿引起的湿负荷 D (kg/h)为

$$D = 11.5 m \times 10^{-3} \quad (2-13)$$

(三) 工艺设备散湿引起的湿负荷

工艺性空调有些必须计入工艺设备(包括工艺流程)散湿引起的湿负荷,应通过查阅有关资料,或经现场调查取得数据确定。

七、冬季空调热负荷

冬季空调热负荷的形成与冷负荷有较大不同。计算冷负荷时,室内设备、灯照、人体的散热及日光辐射得热是消极因素,在计算热负荷时这些皆转换为积极因素。考虑到这几个方面的正面影响,冬季空调热负荷,可以认为由以下各项构成:

1. 通过围护结构的传热量。
2. 室内没有正压或室外风压较大时,由于渗透空气的侵入而散失的热流量。
3. 加热新风所需的热流量。

计算冬季空调热负荷,首先要确定室内空气参数标准和冬季空调室外计算温度(t_w)、相对湿度(φ_w),然后按稳定传热法计算围护结构的传热量;再按前面介绍的焓差法计算室外空气(包括新风)进入室内加热所需热流量。两者之和就是空调热负荷。

我国地域辽阔,自然气候在冬季有非常大的差异,因此,很难归纳出通用性较强的冬季空调热负荷计算指标。对于全年用空气调节系统,设计者可参考下列概算方法:北京地区为夏季冷负荷的 1.1~1.2 倍,长江流域地区为夏季冷负荷的 0.6~0.8 倍,广州地区为夏季冷负荷的 1/3~1/4。

第三节 送风状态的确定和送风量的计算

空调房间的冷负荷与湿负荷,分别就是必须由空调系统通过送风消除的室内余热和余湿。在计算出空调房间的冷负荷与湿负荷后,就已知室内的余热和余湿了。进一步要解决的问题是,应该向空调房间送入什么状态的空气和送入多少该状态的空气,才恰好消除室内的余热与余湿,得以维持所需要的室内空气状态。本节介绍空调房间送风状态和送风量的确定方法。

一、夏季送风状态的确定

如图 2-3 所示,送风状态是借助湿空气的 $h-d$ 图确定的。

按照设计要求,室内所需的温度 t_N 和相对湿度 φ_N 是已知的。据此,可在 $h-d$ 图上确定室内空气的状态点 N 。

设送风状态点为 O ,因为送入室内的空气是在吸收室内余热 Φ 和余湿 D 后,由状态 O 变化

到状态 N 的,所以,O 点应位于过点 N 且热湿比 $\epsilon = \frac{\Phi}{D}$ 的过程线上。室内余热 Φ 等于算出的房间空调冷负荷,余湿 D 等于算出的房间空调湿负荷,都是已知的。因此,可求得由 O→N 的热湿比 ϵ ,并可过点 N 作出此 ϵ 线。但要在此 ϵ 线上确定 O 点的位置,还必须知道送风状态的某一个状态参数才行。

空调房间室内设计温度 t_N 与送风温度 t_O 之差 $\Delta t_O = t_N - t_O$,称为送风温差。“设计规范”对空调系统的夏季送风温差作了规定,根据规范选定合适的送风温差 Δt_O ,就可由 $t_O = t_N - \Delta t_O$ 算出送风温度。那么,在

$h-d$ 图上温度为 t_O 的定温线与前述过点 N、 $\epsilon = \frac{\Phi}{D}$ 的过程线的交点 O,就是所求的夏季送风状态点。

空调系统的夏季送风温差,不仅影响空调房间的温、湿度效果,而且是决定空调系统经济性的主要因素之一。送风温差加大一倍,系统送风量可减少约一半,系统的材料消耗和投资(制冷系统除外)约减少 40%,而动力消耗也可减少约 50%;送风温差在 4~8℃ 之间每增加 1℃,风量可以减少 10%~15%。因此,“设计规范”要求在满足舒适和工艺要求的条件下,应尽量加大送风温差。

综合考虑有利于节省初投资和运行费、尽量避免使人员感受冷气流的作用、能使室内温度和湿度的分布较为均匀稳定等项因素后,“设计规范”规定:

舒适性空调,当送风高度小于或等于 5 m 时,送风温差宜不大于 10℃;送风高度大于 5 m 时,不宜大于 15℃。

工艺性空调,按室温允许波动范围确定送风温差(见表 2-7)。

送风温差的选择,还与送风方式有关,表 2-8 给出了按送风口形式确定送风温差的参考数据。

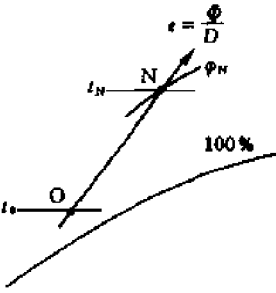


图 2-3 夏季送风状态确定

表 2-7 送风温差(1) ℃

室温允许波动范围	送风温差
$> \pm 1.0$	≤ 15
± 1.0	6~10
± 0.5	3~6
$\pm 0.1 \sim 0.2$	2~3

表 2-8 送风温差(2) ℃

送风口安装高度 m		3	4	5	6
散流器	圆形	16.5	17.5	18.0	18.0
	方形	14.5	15.5	16.0	16.0
普通侧送风口	风量小	8.5	10.0	12.0	14.0
	风量大	11.0	13.0	15.0	16.5

舒适性空调对空调精度无严格要求,并且民用建筑房间中的散湿量一般都很小,热湿比 $\epsilon \rightarrow \infty$ 。因此,民用建筑的舒适性空调在确定送风状态时,一般可不精确计算热湿比,而按下述两种方法近似采用“机器露点”送风。

1. 近似取 $\epsilon = \infty$ 即取热湿比线即为 $d = d_N$ 的等 d 线,于是 $d = d_N$ 的等 d 线与 $\varphi = 90\% \sim 95\%$ 的等 φ 线的交点,就是机器露点 L' ,可将此机器露点 L' 作为送风状态 O ,如图 2-4 所示。这种做法的送风温差有时偏小,要求的送风量较大,经济性差。此外散湿量较大的房间采用这种做法的偏差也较大。

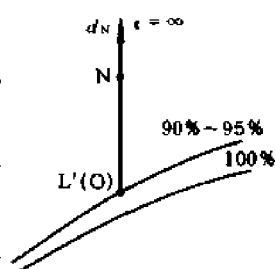


图 2-4 “机器露点”送风(等 d 线)

2. 用允许的最大送风温差 $\Delta t_{O,max}$ 确定送风温度 t_O 即取 $t = t_O$ 的等温线与 $\varphi = 90\% \sim 95\%$ 的等 φ 线的交点 L' 为机器露点。近似用 L' 作为送风状态点 O ,如图 2-5 所示。这种做法送风温差大,要求的送风量小,经济性较好;对散湿量较大的房间偏差也较小。但应注意使 $t_O = t_{L'}$ 不低于室内空气设计状态 N 所对应的露点温度 t_L ,否则会在送风口上产生结露现象造成滴水。

二、夏季送风量的计算

在 $h-d$ 图上确定室内空气设计状态点 N 和送风状态点 O 后,就可查出这两点的焓值 h_N 、 h_O 和含湿量值 d_N 、 d_O 。 $(h_N - h_O)$ 和 $(d_N - d_O)$ 是送风状态为 O 的 $(1 + d \times 10^{-3})$ kg 湿空气送入房间后变至状态 N 时可吸收的余热和余湿。因为 d 很小,工程上就将 $(h_N - h_O)$ 和 $(d_N - d_O)$ 近似作为 1 kg 送风量可吸收的余热和余湿。于是,要吸收余热 Φ 和余湿 D 所需的送风量 g_m (kg/h) 应为

$$g_m = \frac{\Phi}{h_N - h_O} = \frac{D}{d_N - d_O} \times 10^3 \quad (2-14a)$$

或体积流量 q_v (m^3/h)

$$q_v = \frac{\Phi}{1.2(h_N - h_O)} = \frac{D}{1.2(d_N - d_O)} \times 10^3 \quad (2-14b)$$

算出送风量后,应校核空调房间的换气次数是否符合“设计规范”的规定。每小时空调房间的换气次数 n ,是房间送风量 q_v (m^3/h) 与房间体积 V (m^3) 的比值,即

$$n = \frac{q_v}{V} \quad (2-15)$$

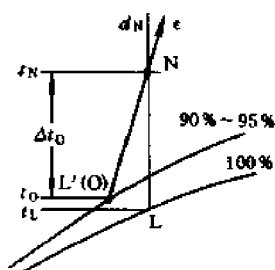


图 2-5 “机器露点”送风(等温线)

换气次数和送风温差有关。房间送风温差大,要求的送风量较小,为保持房间正压(不大于 50 Pa),相应的排风量也较小,因此换气次数随之减小。“设计规范”与规定的送风温差相适应,对空调房间的换气次数有如下规定:

舒适性空调房间的换气次数,每小时不宜小于 5 次(高大房间除外)。

工艺性空调房间的换气次数,不宜小于表 2-9 所列数值。

换气次数是空调工程中常用的衡量送风量的指标。用式(2-14b)求得的送风量 q_v 代入式(2-15)算出的换气次数,如不小于“设计规范”的规定,则符合要求。否则,应适当减小送风温差

表 2-9 每小时最小换气次数 n

室温允许波动范围	n	注
$\pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$	5	高大房间除外
$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$	8	
$\pm 0.1\sim 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$	12	工作时间不送风的除外

重算。

换气次数也不宜太大。对于室内散湿量较小的一般空调房间,换气次数按“设计规范”规定的最小值采用就可。

根据空调房间的体积和按“设计规范”规定选取合适的换气次数,也可粗略估算出空调房间所需的送风量 q_v ,即

$$q_v = nV \quad (2-16)$$

三、冬季送风状态与送风量的确定

冬季空调送风一般是温度高于室内温度的热风。由于热空气在室内浮在上部,对人的活动区域的影响不如冷风直接,送风温差可取大些。

冬季空调一般先确定送风量,再由式(2-14)算出 h_o 和 d_o ,就可确定冬季的送风状态。

全年空调的送风量,通常先确定夏季送风量,并以此为依据选择适合的风机。全年送风量不变显然较为方便,因而可取冬季送风量与夏季的相同,但需适当调节送风参数。这种做法的缺点是冬季的能耗偏大,为减少能耗,可适当提高送风温度减少送风量,但必须保证室内换气次数不小于每小时 5 次。此外,送风温度太高时,有可能使空气加热器表面上的有机尘埃被烤焦产生异味。因此,冬季送风温度一般以不超过 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为宜。如果冬夏仍采用同一风机送风,可设法调节风机转速来减少冬季的送风量。

第三章 空调系统的分类、选择和组成

空调工程设计在做整体规划时,首先要为各类空调房间选择适当的空调系统,并进行合理分区。本章介绍空调系统的分类和选择,以及目前民用空调建筑采用最多的一次回风集中式系统和风机盘管加独立新风系统的组成。

第一节 空调系统的分类

一、按空气处理设备的设置情况分类

按空气处理设备的设置情况不同,空调系统可分为集中式系统、半集中式系统、集中冷却的分散型机组系统和全分散式系统。

(一) 集中式系统

这种系统的所有空气处理设备都集中设置在专用的空调机房内,空气经处理后由送风管送入空调房间。

按送风管的套数不同,集中式系统可分为单风管式和双风管式。单风管式只能从空调机房送出一种状态的经处理的空气,若不采用其他措施(例如在各空调房间的支风管中设调节加热器等),就难以满足不同房间对送风状态的不同要求。双风管式用一条风管送冷风,另一条风管送热风,冷风和热风在各房间的送风口前的混合箱内按不同比例混合,达到各自要求的送风状态后,再送入房间。

通常只有面积很大的单个空调房间(例如影剧院、体育馆、会堂、大型的展览厅、餐厅、舞厅、商场、会议室、阅览室等),或者室内空气设计状态相同、热湿比和使用时间也大致相同,且不要求单独调节的多个房间才采用集中式空调系统。因此,“设计规范”要求集中式空调系统宜采用单风管式的。

按送风量是否可以变化,集中式系统可分为定风量式和变风量式。定风量系统的送风量是固定不变的,并且按最不利情况来确定房间的送风量。在室内负荷减少时,它虽可通过调节再热提高送风温度减小送风温差的办法来维持室内的温度不变,但能耗较大。变风量系统采用可根据室内负荷变化自动调节送风量的送风装置。当室内负荷减少时,它可保持送风参数不变(不需再热),通过自动减少风量来保持室内温度的稳定。这样,不仅可节约上述定风量系统为提高送风温度所需的再热量,而且还由于处理的风量减少,可降低风机功率电耗及制冷机的冷量。因此,与定风量系统比较,变风量系统的初投资虽高一点,但它节能、运行费用低,综合经济性好。空调装置的容量越大,采用变风量系统的经济性越好。“设计规范”规定,当房间负荷变化较大、采用变风量系统能满足要求时,不宜采用定风量再热式系统。不过,普通舒适性空调对空调精度无严格要求,目前仍多采用无再热的定风量集中式系统。

按送风前在空气处理过程中回风参与混合的次数不同,集中式系统可分为一次回风式和二次回风式。让回风与新风先行混合,然后加以处理直接达到送风状态,这种只在送风前让回风与新风混合一次的集中式系统,称为一次回风式系统。如前所述,在室内负荷降低时,定风量一次回风式系统需采用再热措施提高送风温度,以减少供冷量来维持室内温度的稳定,能耗较大。若让新风与部分回风混合并经处理后,再次与部分回风混合而达到要求的送风状态,则可省去空气加热器,减少能耗。这种在送风前回风先后参与混合两次的系统,称为二次回风式系统。“设计规范”规定,仅作夏季降温用的系统,不应采用二次回风。

(二) 半集中式系统

半集中式系统将各种非独立式的空调机分散设置,而将生产冷、热水的冷水机组或热水器和输送冷、热水的水泵等设备集中设置在中央机房内。

风机盘管加独立新风系统是典型的半集中式系统。这种系统的风机盘管分散设置在各个空调房间内;新风机可集中设置,也可分区设置,但都是通过新风送风管向各个房间输送经新风机作了预处理的新风。因此,独立新风系统又兼有集中式系统的特点。

此外,对已集中设置冷、热源的建筑物中的大面积空调房间,通常多采用冷量和风量都较大的非独立式风柜处理空气。风柜设置在专用的空调机房内,通过送风管向空调房间送风。这种系统相对于集中设置的冷、热源来说是半集中式系统;相对于空调房间来说又可看作是集中式系统。

“设计规范”指出,空气调节房间较多且各房间要求单独调节的建筑物,条件许可时宜采用风机盘管加新风系统。

(三) 集中冷却的分散型机组系统

该系统将独立式的水冷空调机分散布置在各房间,各台空调机的冷凝器由中央冷却塔集中冷却,冷却水泵循环冷却水。

各末端机组按其结构型式不同,有整体式和分离式两种。系统新风供应可选用专用型的水冷新风空调机,新风系统可采用集中式、分区式或分层式处理,由新风管送至各房间。

集中冷却的分散型机组系统,其冷却水管路类似于半集中式系统的冷水管路;采用整体式空调机处理大空间的回风和新风,因此具有集中式系统的特点;同时空调机组分散布置于各空调房间,又类似于全分散式系统的形式。

(四) 全分散式系统

这种系统没有集中的空调机房,只是在需要空调的房间内设置独立式的房间空调器。因此,全分散式系统又称作局部机组式系统,它适用于空调面积较小的房间,或建筑物中仅个别房间有空调要求的情况。

二、按负担室内负荷所用的介质分类

(一) 全空气系统

这种系统空调房间的室内负荷全部由经过处理的空气来负担。如夏季,向空调房间送入温度和含湿量都低于室内设计状态的空气,吸收室内的余热和余湿后排出,使室内的温度和相对湿度保持稳定。集中式系统就是全空气系统。由于空气的比热容较小,用于吸收室内余热余湿的空气量大,所以这种系统要求的风道截面积大,占用的建筑空间较多。

（二）全水系统

这种系统空调房间的室内负荷全靠水作为冷热介质来负担。它不能解决房间的通风换气问题,通常不单独采用。

（三）空气-水系统

这种系统负担室内负荷的介质既有空气又有水,风机盘管加新风系统就是空气-水系统。它既解决了全水系统无法通风换气的困难,又可克服全空气系统要求风管截面大、占用建筑空间多的缺点。

（四）制冷剂式系统

这种系统负担室内负荷及室外新风负荷的是制冷机或热泵的制冷剂。集中冷却的分散型机组系统和全分散式系统就属于这种类型。

三、按风管中空气流动速度分类

（一）低速空调系统

这种系统主风管内的空气流速低于 15 m/s。综合考虑经济性和消声要求,“设计规范”要求宜按表 3-1 选取风管内的风速。风机与消声装置之间的风管,其风速可采用 8~10 m/s。一般民用建筑的舒适性空调大都采用低速空调系统,风管风速不宜大于 8 m/s。

表 3-1 风管内的风速

室内允许噪声级 L_A dB	主风管风速 m/s	支风管风速 m/s
25~35	3~4	≤ 2
35~50	4~7	2~3
50~65	6~9	3~5
65~85	8~12	5~8

（二）高速空调系统

一般指主风管风速高于 15 m/s 的系统。对于民用建筑,主风管风速大于 12 m/s 的也称高速系统。采用高速系统可缩小风管尺寸,减少风管占用的建筑空间,但需解决好噪声防治问题。

四、按处理空气的来源分类

（一）封闭式系统

所处理的空气全部来自空调房间本身,经济性虽好,但卫生效果差。仅适用于密闭空间且无法(或不需)采用室外空气的场合,若有人长期停留,必须考虑空气的再生。

（二）全新风系统

全部采用室外空气,经处理后送入室内吸收余热余湿,再全部排出室外,故又称为直流式系统。这种系统卫生效果虽好,但经济性差,只适用于室内有污染源,不允许采用回风的场所。

（三）混合式系统

封闭式系统不能满足卫生要求,全新风系统经济上不合理,因此大多数空调系统都综合两者的利弊,采用一部分回风与新风混合,即为混合式系统。

五、空调系统的选择

“设计规范”规定了选择空调系统的总原则:选择空调系统时,应根据建筑物的用途、规模、使用特点、室外气象条件、负荷变化情况和参数要求等因素,通过多方面的比较来确定。这样就可满足使用要求的前提下,尽量做到一次投资省、系统运行经济和减少能耗。

宾馆式建筑和多功能综合大楼的中央空调系统,一般都设有中央机房,集中放置冷、热源及附属设备;楼中的餐厅、商场、舞厅、展览厅、大会议室等多采用集中式系统,并且多为单风管、低速、一次回风与新风混合、无再热的定风量系统;客房、办公室、中小型会议室、贵宾房等则常用风机盘管加独立新风系统或集中冷却的分散型机组系统。

第二节 一次回风集中式系统

在本书中,一次回风集中式系统特指单风管、低速、一次回风与新风混合、无再热的定风量集中式系统。这种系统是现在我国民用建筑中舒适性中央空调采用最多的系统之一。

如前述,面积很大的单个空调房间,或者室内空气设计状态相同、热湿比和使用时间也大致相同,且不要求单独调节的多个空调房间(如办公大楼、写字楼等),通常多采用这种系统。

集中式的特点,一是设有专用的空调机房(室),集中处理空气(包括取自室外的新风和室内的回风);二是设有送风管道,将集中处理后的空气输送到各送风口,送入空调房间。

这种系统的规模可大可小,高层或大型建筑可采用,中小建筑也可采用。当建筑物中空调面积很大,或适于采用集中式系统的不同区域(如不同楼层或同一楼层的不同房间)的使用功能不同时,常需要分区设置集中式系统。

本节介绍一次回风集中式系统的基本组成和分区设置的有关问题。

一、一次回风集中式系统的组成

(一) 空气处理设备

凡没有或不需设置冷水机组和热水器的建筑物中的集中式空调系统,应采用独立式空调机。凡已设有冷水机组和热水器的建筑物中的集中式空调系统,则采用非独立式空调机。

集中式系统的空调机应设在专用的空调机房内。空调机房的位置应尽量邻近由它承担送风的空调房间,并便于采集新风、回风和布置管道。对采用集中式系统的单个空调面积较大的房间(如餐厅、商场、大型会议室等),若无相邻房间用作空调机房时,可在空调房间内部合适的地方设置空调机房。

非独立式的空调机的表面式换热器,需用冷(热)水供水和回水管与冷(热)源的供水、回水管分别连接。

独立式空调机的冷凝器,若为风冷式的,则设在室外;若为水冷式的则设在室内,并用管道将冷凝器冷却水管和冷却水泵、冷却塔串接成冷却水循环系统。冷却塔置于室外,冷却水泵置于室内和室外都可以。风冷冷凝器或冷却塔都应尽量靠近机房设置在通风条件较好、距离污染源(如烟窗)较远,并处于污染源上风的地方。

空调机的接水盘应连接水管,及时将表冷器表面的冷凝水排放至下水管道中。

在中央空调系统中,一次回风集中式空调方式最常用的空气处理设备就是空调机组,它的基本类型和构造见表 3-2。由于它的外形颇像一个柜子,故有人称其为“风柜”。

表 3-2 空调机组类型及构造图示

形式	类别	简 图	形式	类别	简 图
卧 式 机 组	压 出 式		立 式 机 组	水 平 出 风 式	
	水 平 出 风 式			上 出 风 式	
	上 出 风 式			明 装 立 式	
	中 出 风 式		大 风 量 立 式 机 组	水 平 出 风 式	
吊 顶 式 机 组	普 通 型 超 薄 型			上 出 风 式	

(二) 送风设施

集中式系统用送风干管和支管将空调机出风口与空调房间的各种空气分布器(如侧送风口、散流器等)相连,向空调房间送风。风机出口处宜设消声静压箱,各风管应设风量调节阀。用风管向多个房间送风时,风管在穿过房间的间墙处应设防火阀。

(三) 回风设施

对单个采用集中式系统的空调房间,若机房相邻或间隔在房间内部时,可在空调房间与机房的间墙上开设百叶式回风口,利用机房的负压回风。

若集中式系统向多个房间送风,或不便直接利用机房间墙上回风口回风时,应在各空调房间内设置回风口,通过回风管与机房相连采集回风。必要时可在回风管道中串接管道风机保证回风(需注意防治噪声)。多个房间共同使用的回风管穿过间墙处应设防火调节阀。

(四) 排风设施

空调房间一般保持不大于 50 Pa 的正压。若门窗密封性较差,或开门次数多,门上又不设风幕机时,可利用门窗缝隙渗漏排风。

空调房间的门窗一般要求具有较好的密封性,需要在房间外墙上部设带有活动百叶的挂墙式排风扇排风;或者开设排风口连接排风管,用管道风机向室外集中排风。

(五) 采集新风设施

有外墙的空调机房,可在外墙上开设双层可调百叶式新风口,利用机房负压采集新风。若机房无外墙,则需敷设新风管串接管道风机从室外采集新风。

(六) 调节控制装置

除空调机自身已配有的控制装置外,还应根据需要装配其他调节控制器件与电路。例如,采用水冷式冷凝器的独立式空调机,应装设控制冷却水泵、冷却塔风机和压缩机开停顺序(包括必要的延时)的连锁保护和控制电路;非独立式空调机,需在空调房间内设挂墙式感温器,并在空调机表面式换热器回水管路上设可按比例调节的电动二通阀,以根据室温变化自动调节流经换热器的冷(热)水流量等。

图 3-1 和图 3-2 是集中式系统的示意图。

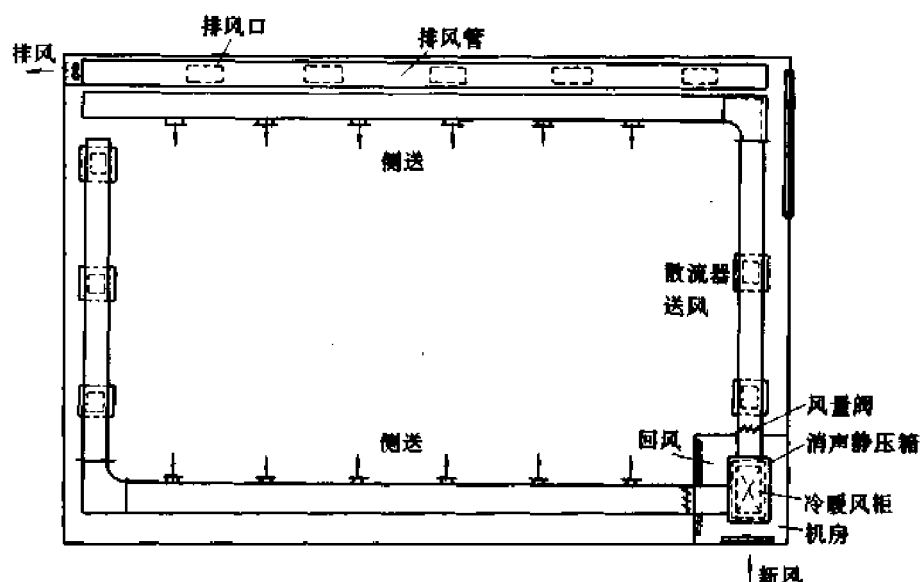


图 3-1 单个大面积空调房间的集中式系统

二、集中式系统的分区设置

(一) 面积较大的房间

对于一间面积较大的空调房间,由于一台空调机能供给的风量、冷量或热量和风机的机外余压有限,往往需要设置几台空调机,让每台空调机只负责向房间的一部分区域送风。这种情况下分区应考虑:

1. 与防火分区力求一致;

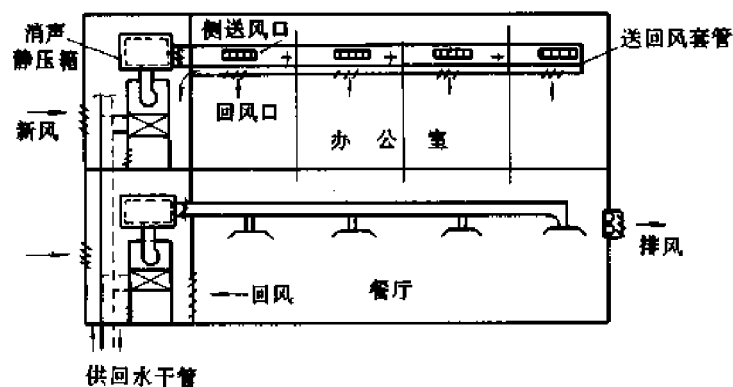


图 3-2 分区设置的集中式系统

2. 管道布置方便;

3. 采集新风和回风方便。

注意,中等风量的空调机市场较多,供货较及时,相对也较便宜;而大风量的空调机往往需定制。一台大风量空调机甚至可能比两台约一半风量的空调机的价款之和还要多。况且,大风量的空调机噪音较大,风管截面也较大,影响天花板安装高度。因此,设计者从方便和经济角度考虑,宁可采用多台空调机,分区设置系统。

(二) 同一楼层有几个不同功能的大面积房间

如同一楼层有餐厅、商场、展览厅和大堂等,它们的室内空气设计状态、热湿比和使用时间不尽相同,就应按房间的使用功能分区设置集中式系统。宾馆式建筑和大型的多功能综合楼,其大堂往往是 24 小时开放的,最好能独立设置空调系统。

(三) 按楼层分区设置系统

当使用功能不同的大面积房间分别布置在不同楼层时,如果能够采用集中式空调系统,则可按楼层分区设置集中式系统。如果一层的空调面积太大,还可如前述,再分小区设置系统。

如果每层采集新风有困难,又有不太高的屋面时,可在屋面设置新风空调机组或吸新风风机统一采集新风,再通过竖向布置的新风管道分送至各层空调机房。对高层建筑,新风空调机组或新风风机通常设置在专用的设备层内。注意,如采用的是新风空调机组,对新风作预处理,且将新风处理到其焓值与室内空气设计状态的焓相等时,各层空调机在热湿处理方面就只需处理回风了,但空调机的送风能力仍需包括新风量。

此外,每层排风有困难时,也可分层设排风管,再连接竖向布置的排风总管,通过设在屋面或设备层内的排风机统一向外排风。注意排风口与新风口间距应尽可能远一些,且让新风口处在上风方向。各空调房间的排风支管或各层的排风干管上也应设防火阀,以免火灾时,各楼层或各房间通过排风管串火串烟。

第三节 风机盘管加独立新风系统

如前所述,空气调节房间较多,且各房间要求单独调节的建筑物,宜采用风机盘管加独立新风系统。宾馆式建筑和高层多功能综合楼的客房部分、办公部分、餐厅或娱乐厅中的贵宾房部分

等,就多采用这种系统。

风机盘管空调器较之柜式空调机,供风量、冷量或热量相对较小,所以,在面积较小的空调房间中通常布置一台;如果房间面积较大,也可布置几台。它不仅在布置上灵活,而且每台可单独控制,较易适应建筑物内显热负荷波动时的调节需要。一幢宽深两向都较大的民用建筑,其内部空间可明确划分为周边区和内部区。由于现在大型建筑物外围护结构多采用轻质材料或幕墙结构,其热容量较小,室外气温波动易影响室内,使建筑物内周边区的显热负荷波动明显。如昼夜的温差较大,不同朝向房间的温差也较大,使得空调负荷变化幅度较大。内部区则不受室外气温波动和日射的直接影响,其空调负荷主要是由人员、照明和设备散热形成的冷负荷,较为稳定。因此,建筑物的内部区一般多采用集中式系统,而周边区则宜采用风机盘管加新风系统。

为便于调节和控制及与新风供给相配合,风机盘管加新风系统通常也需分区设置。本节介绍风机盘管加独立新风系统的基本组成和这种系统分区设置的有关问题。

一、风机盘管加独立新风系统的组成

(一) 空气处理设备

风机盘管和新风机都属于非独立式空调器,主要由风机、肋片管式水-空气换热器和接水盘等组成。新风机还设有空气粗效过滤器。

风机盘管是风机盘管空调机组的简称。普通风机盘管的构造如图 3-3 所示。

风机盘管内部的电动机多为单相电容调速电动机,可以通过调节电动机输入电压使风量分为高、中、低三挡,因而可以相应地调节风机盘管的供冷(热)量。

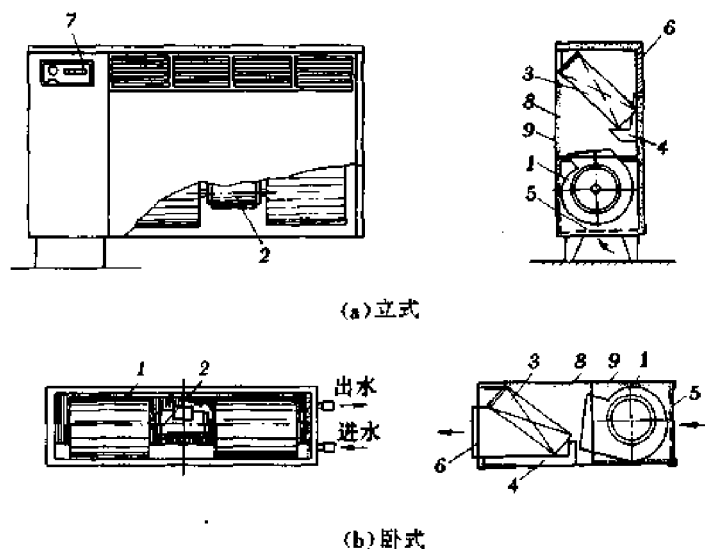


图 3-3 风机盘管构造图

1. 风机; 2. 电动机; 3. 盘管; 4. 凝水盘; 5. 循环风进口及过滤器;
6. 出风格栅; 7. 控制器; 8. 保温吸声材料; 9. 箱体

从结构型式看,风机盘管有立式、卧式、柱式和天花式(卡式)等;从外表形状看,可分为明装和暗装两大类;而从风机压头大小来分,风机盘管有普通型和高静压型两种。随着技术的进步

和人们对空调要求的提高,风机盘管的型式仍在不断发展,功能也不断丰富,如有兼有净化与消毒功能的风机盘管,有自身能产生负离子风机盘管,等等。

风机盘管分散设置在各空调房间中,小房间设一台,大房间可设多台。明装的多为立式,暗装的多为卧式,便于和建筑结构配合。暗装的风机盘管通常吊装在房间顶棚上方。风机盘管机组的风机压头一般很小,通常出风口不接风管。若由于布置安装上的需要必须接风管时,也只能接一段短管,或选用加压型的风机盘管。风机盘管侧送风的水平射程一般小于6 m。顶棚式风机盘管可通过水平设置的散流器送风口送风。

新风机一般是相对集中设置的,它专门用于处理并向各房间输送新风。经新风机处理后的新风,通常设计为 $\phi=90\%\sim95\%$ 和焓与室内空气设计状态焓相等的状态。新风是经管道送到各空调房间去的,因此要求新风机具有较高的压头。

系统规模较大时,为了调节控制、管道布置和安装及管理维修的方便,可将整个系统分区处理。例如按楼层水平分区或按朝向垂直分区等。有分区时,新风机宜分区设置。系统规模较小不分区时,可整个系统共用一台或几台新风机。

新风机有落地式和吊装式两种,宜设置在专用的新风机房内。为节省占用的建筑空间,有时不设专用的新风机房,而是将新风机吊装在便于采集新风和安装维修的地方(例如走廊尽头顶棚的上方等)。

房间新风的供给方式有两种。一种是通过新风送风干管和支管将经新风机处理后的新风直接送入空调房间内,风机盘管只承担处理和送出回风,让两种风在空调房间内混合,并吸收室内余热余湿达到要求的室内状态。这种方式称为新风直入式,如图3-4a所示。另一种是新风支管将新风送入风机盘管尾箱,让经新风机处理后的新风在尾箱中先与回风混合,再经风机盘管处理送入房间,如图3-4b所示。这种方式称为新风串接式。若经新风机处理后新风的焓已等于室内空气设计状态的焓,这两种方式风机盘管都不承担新风负荷,但串接式要求风机盘管具有较大的送风量。各新风支管都应设防火调节阀。

(二) 回风设施

明装的风机盘管可直接从机组自身的回风口吸入回风。暗装的风机盘管,由于通常吊装在房间顶棚上方,所以应在风机盘管背部的顶棚上开设百叶式回风口加过滤网采集回风,参见图3-4。

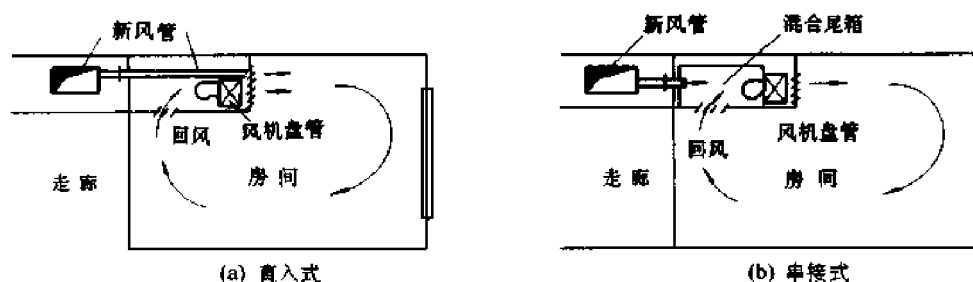


图 3-4 新风直入式与串接式

(三) 排风设施

客房大多设有卫生间,可在卫生间装顶棚式排风扇,用排风支管连接排风干管,各房间排风

汇集于排风干管后用排风机排至室外。排风支管也应设防火阀。

对不设卫生间的空调房间(如普通小间办公室),应在空调房间的适当位置开设排风口并和排风管连通,用排风机向室外排风。连接各房间排风口的排风支管应设防火阀。

(四) 冷热源设施

风机盘管和新风机都是非独立式的空调器,它们的换热器盘管组必须通冷水或热水才能使空气冷却去湿或加热升温。因此,风机盘管加新风系统必须有生产冷水和热水的设备;冷水机组和蒸汽-水式热水器或电热水器。现在已推广采用中央热水机组生产热水。

冷热源设备通常设置在专用的中央机房内。对有地下室的高层建筑,中央机房一般位于地下层内;若无地下层时,中央机房可设在建筑物内首层或与建筑物邻近的适当位置。

冷水机组的冷凝器,若采用风冷式时必须设置在室外;若采用水冷式时,则应将冷凝器的冷却水管与冷却水泵、冷却塔用管道串接成冷却水循环系统。冷却水泵置于中央机房内的水泵间;冷却塔置于室外的合适地方并应尽可能邻近中央机房。冷却水系统的组成,参见图 3-5。

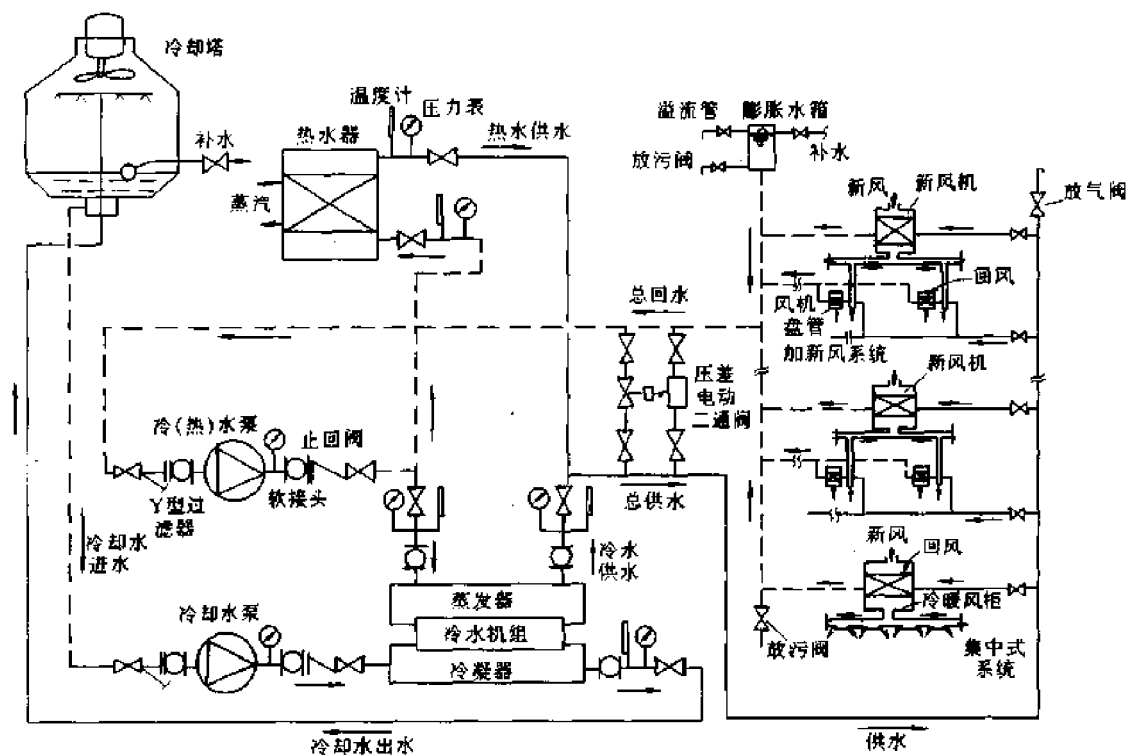


图 3-5 中央空调水循环系统示意图

采用蒸汽-水式热水器时,所需蒸汽由设在锅炉房中的锅炉产生,锅炉和热水器的换热管应用管路连接组成闭式循环系统。

(五) 冷热水输送设施

冷水机组的壳管式蒸发器中生产的冷水和热水器生产的热水,必须经冷(热)水泵加压后,由供水管送至风机盘管和新风机(若建筑物内同时设有集中式系统时,还应送至非独立式风柜)。流经各种非独立式空调机换热盘管的冷(热)水,在使空气冷却去湿(或加热升温)后,水温将升高

(或降低),应再经回水管流回冷水机组的蒸发器被重新冷却降温至所需的冷水供水温度(或流回热水器被重新加热升温至所需的热热水供水温度),以使冷(热)水可循环使用,并减少能耗。因此,冷水机组蒸发器水箱(即蒸发器筒壳)或热水器水箱,需用供、回水管和冷(热)水泵、非独立式空调器的换热器盘管串接组成闭式的冷(热)水循环系统。对夏季只使用冷水、冬季只使用热水的空调系统,水泵及供、回水管是通过季节切换交替使用的,此即双水管系统,是目前广泛应用的空调水循环系统。

对于既有集中式系统,又有风机盘管加新风系统,且作分区处理的大型中央空调系统,常在中央机房中设置冷(热)水分水缸(器)和回水缸(又称集水器)。冷水机组生产的冷水或热水器生产的热热水,先流至分水缸,再经与分水缸相连的各子系统或各区的供水干管送出;空调机回水则经各子系统或各区的回水干管先流回回水缸,再送入冷水机组蒸发器或热水器的水箱。这样更便于控制和管理。

为适应因水温变化引起的水体积变化的需要,应在系统的最高处设置膨胀水箱并与冷(热)水闭式循环系统相连通。这样,也便于向系统充水。

为便于清洗和充水,空调循环水系统还应在适当位置设放污阀和放空气阀。

冷(热)水泵置于中央机房内的水泵间。

空调循环水系统的组成,可参见图 3-5。

(六) 排放冷凝水设施

风机盘管和新风机通常都在湿工况下工作,它们的接水盘都应连接坡向朝下水管的冷凝水管,以便将表冷器上凝结的水及时排放至下水管中。

(七) 控制系统

各类设备的电动机都应设现场开关,以便测试检修时控制。

中央机房内应分隔出专用的控制室,在控制室内设配电屏及总控制台,以对各种电动设备进行遥测和遥控。总控制台上应设有各设备开关的灯光显示。

空调制冷系统通常由冷水机组、冷水泵、冷却水泵和冷却塔组成两套以上的既可独立运行、又可相互切换的系统。各设备都应既能手动控制,又能自动整套投入运行。任一设备发生故障,整套运行应能连锁,并可通过手动切换组合成新的系统。

新风机回水管路上设电动二通阀(比例调节),由新风机感温器根据新风温度变化自动控制阀的开度,调节流经新风机换热器盘管的水量。

风机盘管控制器设在各空调房间内,它包括控制风机转速的三挡开关和感温器。风机盘管回水管上设电动二通阀(双位调节),由室温变化自动控制阀的开闭。

由于各非独立式空调器都设有电动二通阀作局部水量控制,因此空调冷负荷减小时,部分电动二通阀关闭将回水量减小。进入冷水机组或热水器的水量低于额定水量较多时,冷水机组将因冷水温度过低而停车或热水器的出水温度将会太高而超过允许值。为保证回到冷水机组或热水器的水量不发生太大的变化,通常在冷(热)水的总供水和总回水管(或分水缸与回水缸之间)设一旁通管,旁通管上装压差电动二通阀,参见图 3-5。空调负荷减小时,压差电动二通阀将在总供水与总回水管间压差的作用下而开启,使部分供水经旁通管流回冷水机组或热水器。

此外,各子系统或各分区的供、回水干管上都应设手动调节截止阀,以便控制或检修。

二、风机盘管加独立新风系统的分区

当建筑物的规模较大时,视调节控制、管道布置和安装及管理维修是否方便,可分区设置风机盘管加独立新风系统。

风机盘管加独立新风系统,既可按楼层水平分区,也可按朝向垂直分区。

按楼层水平分区时,视一层空调规模的大小,可将一层作为一区,或一层分为几区。每一分区的供水和回水干管是水平布置的,并与竖向的供水和回水总管相连接。

按朝向垂直分区时,每一分区的供水和回水干管是竖向布置的,并与水平的供水和回水总管相连接。高层建筑的层数较多时,往往每相隔约 20 层有一设备层,这时,常以相邻两设备层之间的楼层(或设备层上下各 10 层)为一段,按朝向垂直分区。每一段的供水和回水总管水平布置在设备层中。

如果各分区的室内空气设计状态不同或每一分区的规模较大时,新风机宜与分区对应,每一分区设置一台新风机。如果各分区室内空气设计状态相同,使用时间也相同,各区规模又较小时,只要能选择到有足够风量、冷量或热量和机外余压的新风机,且管道布置没有困难,也可几个分区共用同一台新风机。

新风机分层设置时,新风管是水平布置的。按朝向垂直分区时,新风机设置在设备层或屋面上,新风干管是竖向布置的。

第四节 集中冷却的分散型机组系统

将众多小型水冷式空调机集中起来,由中央冷却塔和水泵集中提供循环冷却水,就可组成一种集中冷却的分散型机组系统。该系统适合于有众多房间的建筑物,每个房间可配置一台或多台小型水冷式空调机,新风则由单独的新风机集中或分区供应。采用该形式的空调系统可免去中央机房,系统配置安装简单,降低工程投资费用。由于空调机组的冷凝器采用水冷,处理空气的盘管是直接蒸发式,制冷效率高(EER 可达 4.5~5.5),因此该系统具有较好的节能效果。

根据机组的结构型式,小型水冷式空调机可分为整体式与分离式两种类型。

一、系统的组成

与一般的中央主机式系统相比,集中冷却的分散型机组系统的空调机直接冷却室内空气,省却了中间冷冻水环节,水系统得到了简化。图 3-6 为某空调系统示意图。

图 3-6 中空调系统的冷却循环水与大气是相通的,称为开式系统。此系统水质易受污染,因此除设置水过滤器外,最好加设电子水处理仪,这样可以起到一定的除垢、杀菌、灭藻效果。图 3-7 的空调循环冷却水与大气隔离,水的冷却可采用闭式冷却塔(a 图)或采用水-水热交换器(b 图)隔离,然后由开式冷却塔冷却。此方式称为闭式系统。

系统组成及使用实例参见附录 IV。

二、小型水冷式空调机

集中冷却的分散型机组系统,其空调设备均为带冷源的机组,由全封闭压缩机、水冷式冷凝

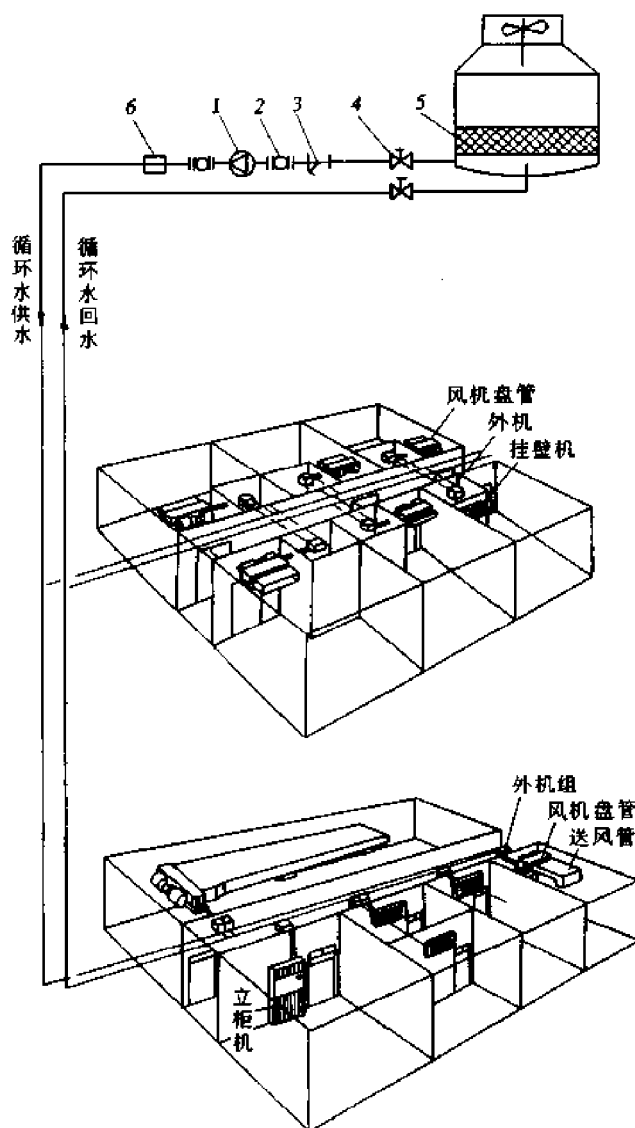


图 3-6 空调系统示意图

1. 水泵; 2. 软接头; 3. 水过滤器; 4. 闸阀; 5. 冷却塔;
6. 电子水处理仪

器、翅片式蒸发器、节流元件及风机等主要部件构成。根据各部件的组合方式不同,空调机组有分离式和整体式两种类型。

当机组所有部件都集中在一个箱体内时,则称为整体式空调机,如冷水立柜式空调机和带独立冷源的整体吊挂式空调机(如果该类机组是冷暖两用,亦称之为水热源热泵机组)。分离式空调机则由内外机组两部分组成。外机组包含压缩机、冷凝器及节流元件(对于热泵机组还有制冷管路四通换向阀);内机组由蒸发器与风机组成,根据室内装修要求和安装条件的不同,内机组可以有挂壁式明装、立柜式明装和风机盘管式暗装等形式,如图 3-8 所示。内外机组制冷管路的连续如图 3-9 所示。

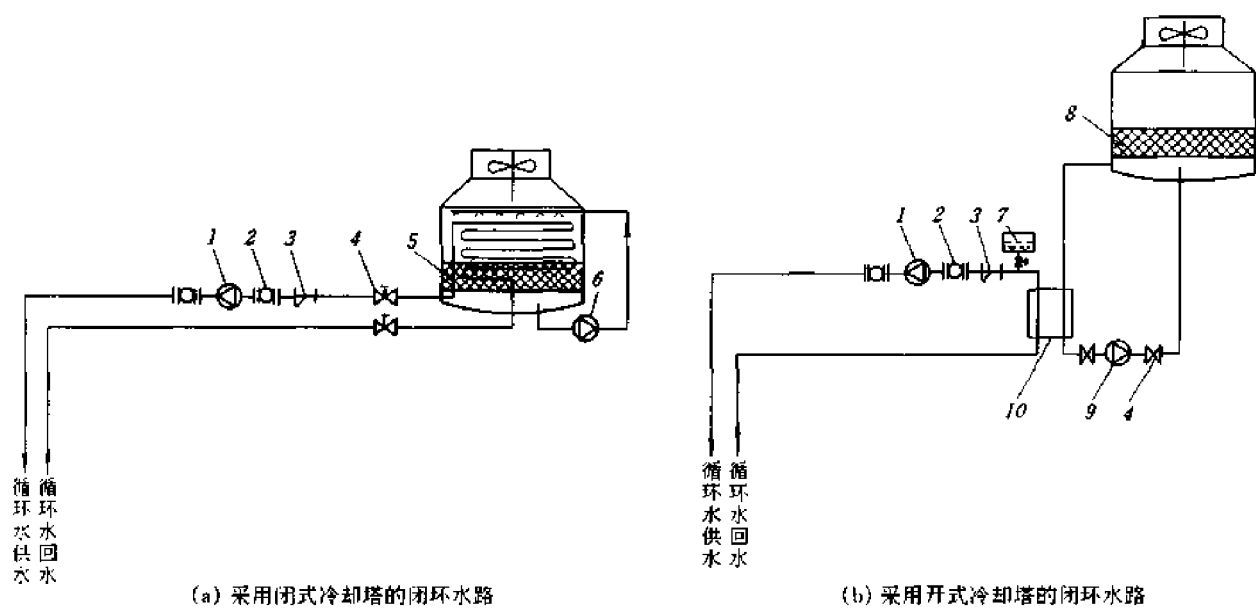


图 3-7 闭式环路空调水系统

1. 水泵; 2. 软接头; 3. 水过滤器; 4. 闸阀; 5. 封闭式冷却塔; 6. 喷淋水循环泵;
7. 膨胀水箱; 8. 开式冷却塔; 9. 冷却水泵; 10. 水-水热交换器

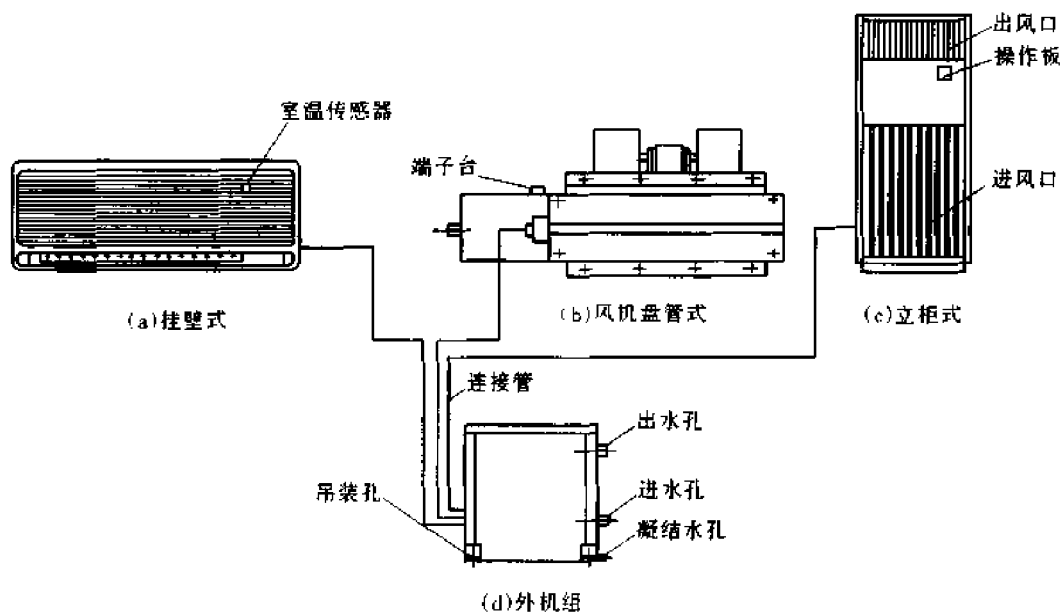


图 3-8 分离式水冷空调机

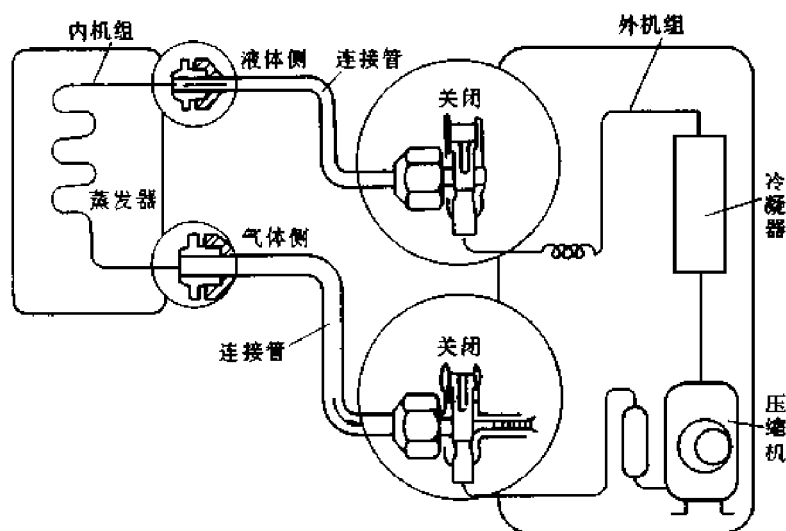


图 3-9 内外机组管路连接示意图

三、空调机组的安装

分离式空调机组的安装分成内外机组两部分。挂壁式内机组挂墙安装,立柜式则座地安装,风机盘管式暗藏吊装于天花板内,外机一般安装于走廊或卫生间天花板内。分离式空调机组的安装如图 3-10 所示。

整体式空调机的安装(见图 3-11)与非独立式空调机(风柜)相似,只不过其连接管是冷却水管而非冷水管。当用作新风机时,回风管接至室外。

四、特征分析

(一) 优点

与一般的中央主机式系统相比较,集中冷却的分散式机组系统有如下优点:

1. 由于系统的每一末端机组都自带独立的压缩式制冷(热)系统,其冷(热)量非集中供应,故不需设置中央机房,能节省空调占地面积。对于无地下室的建筑或没有预留中央机房的空调加建工程,很适合采用这种方式。
2. 能实现各末端机组的单独控制,在系统使用率不高的情况下,节能效果显著。
3. 各末端机组能独立设置电度表,可以解决中央主机式系统一直颇为棘手的各单元空调费用计算问题,尤其适用于出租档位及出租写字楼使用。
4. 冷却水系统安装完毕后,末端机组可以根据工程进度逐步安装,即装即用,系统的总投资可以根据使用情况分期分批投入,以提高工程建设的经济效益。
5. 室内安装的冷却水管无须保温,暗装在天花板内无滴冷凝水之忧,绝无一般中央主机式冷水管由于保温层破坏(多为年久老化剥离、鼠害等原因)漏冷、局部冷凝水滴穿天花板的现象发生。
6. 该系统具有家用分体式空调的诸多优点,但无室外机悬挂于外墙,不破坏建筑物的外观。

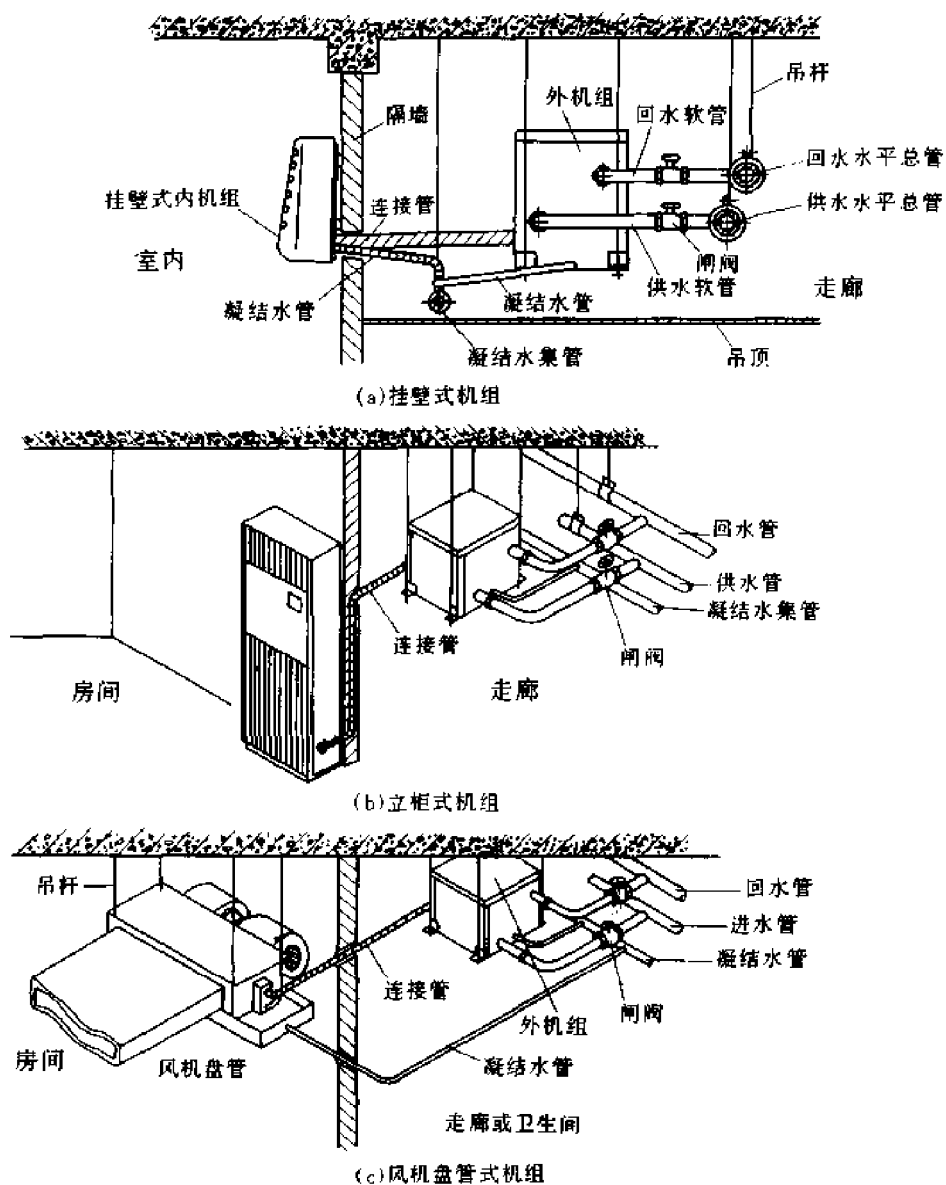


图 3-10 分离式空调机组的安装示意

装饰。

7. 在使用同档次设备的条件下,集中冷却的分散型机组系统比一般中央主机式系统工程造价要低。

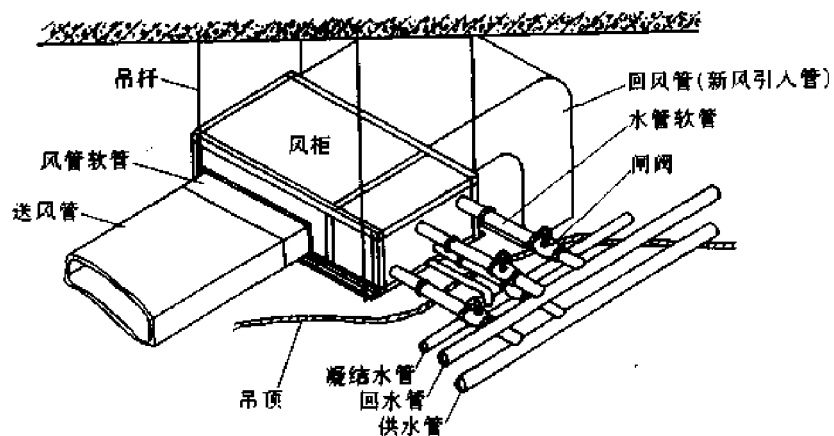
(二) 缺点

集中冷却的分散型机组系统存在以下不足:

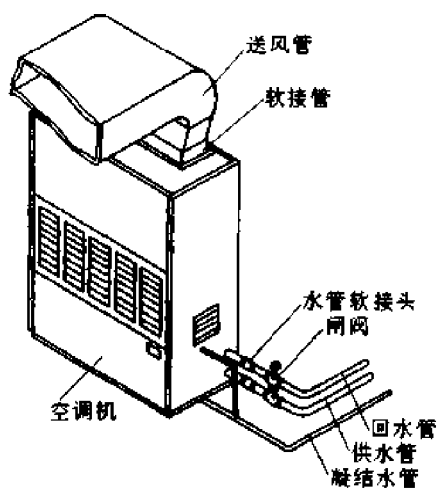
1. 对冷却水的水质要求高,在大气含尘量较大的地方应该选用闭式冷却塔,而闭式冷却塔的价格昂贵,将导致工程总造价的上升。另外,在冷却循环水系统的最高点位置无法安置开式冷却塔时,也必须选用闭式冷却塔或水-水热交换器闭式循环。

2. 对机组安装特别是内外机组管路连接的技术要求严格,要使用专职工人和专用工具,严防制冷剂泄漏。

3. 设备之间不可切换。



(a) 水冷整体吊挂式空调机(新风机)



(b) 水冷整体立柜式空调机

图 3-11 整体式空调机的安装示意

第四章 空气处理方案与处理设备的选择计算

正确选择各类空调房间的空调器(对中央空调系统常称末端装置),是空调工程设计的一项重要内容。高层或大型民用建筑中的中央空调系统,一般将冷、热源集中设置,各空调房间的末端装置(包括新风机组)都采用非独立式的空调器,其换热器盘管中夏季通冷水,冬季通热水,并且多先按夏季空气处理方案进行选择计算。

为消除空调房间内的余热和余湿,夏季空调选用的水冷式空调器应具有符合要求的送风量(简称风量)和制冷能力(又称冷量)。舒适性空调可利用经验数据概算出房间末端装置所需冷量(称为空调器的安装负荷),然后依据设计规范的有关规定作出空气处理方案,并利用湿空气的焓湿图确定空调器的进风参数、送风状态和需要的送风量。选择空调器时,先按所需风量参照产品样本进行初选,然后校核在已定的进风参数、送风量及冷水初温等条件下,空调器的冷量是否满足要求,并查出所需的冷水流量。

可见,中央空调系统末端设备的选择,与确定空调器的安装容量和空气处理方案有关。按第二章介绍的计算方法算出房间的空调负荷,即可确定空调器所需的安装负荷。本章主要介绍常采用的空气处理方案与处理设备的选择计算方法。

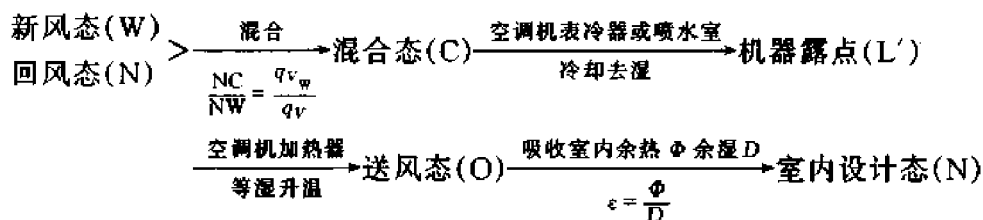
空调设计中,根据需要与可能,用第一章中介绍的某些常用空气处理过程作适当的组合,就可将新风、回风、或新风与回风按一定比例混合得到的混合空气处理到符合要求的送风状态。某几种空气处理过程的组合(包括处理设备及连接顺序)就是空气处理方案。在湿空气的 $h-d$ 图上,将代表各分过程的过程线按先后顺序连接起来,就得到空气处理方案图,用于分析空气处理过程和对空气处理设备进行选择计算。

第一节 一次回风集中式系统方案与计算

让新风与回风先行混合,然后经空调机处理达到要求的送风状态,这种一次回风的集中式系统是应用最为普遍的空调系统之一。本节只介绍一次回风有再热和无再热的夏季处理方案。

一、有再热的情况

在有一定的空调精度要求时,应采用有再热的一次回风式系统,它的处理方案如图 4-1 所示,即



应该指出,无论是集中式系统还是局部机组式系统,只要有再热的一次回风式系统,它们的空气处理过程都与上述相同,但采用的空气处理设备则有所不同。局部机组式和选用独立式空调机的集中式系统,冷却去湿用直接蒸发式空气表面冷却器(即制冷系统的蒸发器);加热器用电热式的。选用非独立式空调机的集中式系统,冷却去湿多用水冷式表面冷却器;加热器用电热式的,或用通热媒的表面式换热器。

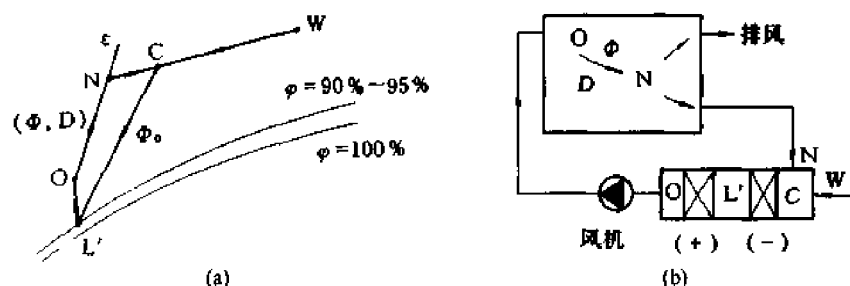


图 4-1 有再热一次回风式夏季方案

为空调系统选配空调机时,需作必要的选择性计算,这可利用 $h-d$ 图进行,参见图 4-1a,选择性计算的步骤是:

1. 根据设计地夏季的大气压力,选用合适的湿空气 $h-d$ 图。
2. 在 $h-d$ 图上,根据设计地室外空气夏季空调计算干球温度 t_w 和湿球温度 $t_{w,wei}$ 确定新风状态点 W;根据设计的室内温度 t_N 和相对湿度 φ_N ,确定室内空气设计状态点 N,这也就是回风状态点。查出 h_w 和 h_N ,并连结 NW。

3. 根据负荷计算确定的室内余热 Φ (即空调房间冷负荷)和余湿 D (即空调房间湿负荷),算出房间的热湿比 $\epsilon = \frac{\Phi}{D}$,并在 $h-d$ 图上过点 N 作出相应的 ϵ 线。

4. 按照“设计规范”要求,选择适当的送风温差 Δt_0 ,由 $t_O = t_N - \Delta t_0$ 确定送风温度,则 $t = t_0$ 的等 t 线与所作 ϵ 线的交点,即为送风状态点。查出 h_O 。

5. 计算送风量 $q_v = \frac{\Phi}{1.2(h_N - h_O)}$ 。

6. 按照“设计规范”要求,确定房间所需的新风量 q_{v_w} 。

7. 算出新风量与送风量之比 $\frac{q_{v_w}}{q_v}$ 及回风量与送风量之比 $\frac{q_{v_N}}{q_v} = 1 - \frac{q_{v_w}}{q_v}$ 。

8. 根据新风与回风混合前后能量守恒,算出混合状态 C 的焓 $h_C = \frac{q_{v_w} h_w + q_{v_N} h_N}{q_v} \approx \frac{q_{v_w}}{q_v} h_w + \frac{q_{v_N}}{q_v} h_N$ 。则 $h = h_C$ 的等 h 线与 NW 连线的交点,即为混合状态点 C,这也就是空调机的进风状态点。查出选择空调机时需用到的进风参数 t_C (即干球温度 DB)和 $t_{C,wei}$ (即湿球温度 WB)。

9. 混合空气在空调机中经历的处理过程,通常是先被冷却去湿达到机器露点 L' ,再等湿加热升温达到送风状态 O。因此,由 $\varphi_{L'} = 90\% \sim 95\%$ (表冷器一般取 90%)和 $d_{L'} = d_O$ 可确定机

器露点 L' 。连结 CL' 和 $L'O$ 就分别是冷却去湿和等湿升温(即再热)两分过程的过程线。查出 $h_{L'}$ 。

10. 计算空调机所需的冷量 Φ_0 。因此 CL' 线代表冷却去湿过程, 所以 $\Phi_0 = 1.2q_v(h_O - h_{L'})$ 。

11. 计算空调机所需的再热量 Φ_h 。因为 $L'O$ 线代表再热过程, 所以 $\Phi_h = 1.2q_v(h_O - h_{L'})$ 。

12. 根据确定的进风参数 $t_C/t_{C,wet}$ (即 DB/WB) 和算出的送风量 L 、冷量 Φ_0 及再热量 Φ_h , 查空调设备手册或厂家的产品样本, 就可选定符合要求的空调机了。注意, 集中式系统用风管送风, 风管各段之间及风管与管件之间的连接处难免漏风。施工验收规范允许有 10% 以内的漏风损失, 因此, 为安全起见, 集中式系统在选择空调机时, 其风量、冷量、再热量都应加大 10%。

二、无再热的情况

舒适性空调无空调精度要求, 对送风温度也无严格限制, 为减少能耗, 通常省去空调机的再热过程, 在“设计规范”允许的送风温差范围内, 尽量加大送风温差 Δt_0 , 取房间热湿比线与 $\varphi = 90\%$ 线的交点 L' 作为送风状态点 O , 这种处理方案如图 4-2 所示。 L' 也是机器露点, 但应注意与上述有再热情况的机器露点位置不同(稍低一些)。

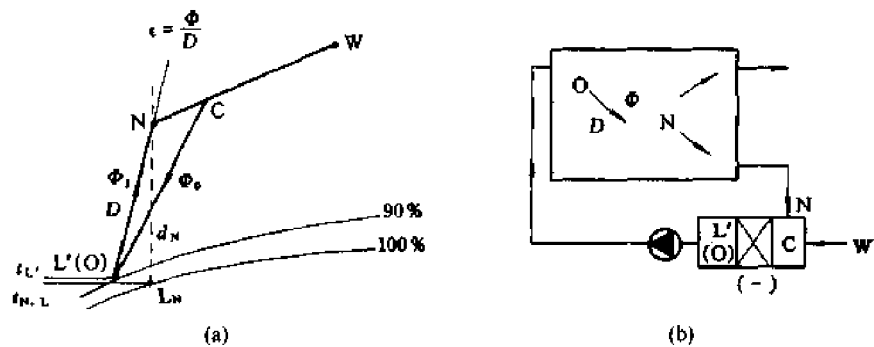


图 4-2 无再热的情况

处理过程简化为

新风态(W) > $\xrightarrow[\frac{NC}{NW} = \frac{q_{vw}}{q_v}]{\text{混合}}$ 混合态(C) $\xrightarrow[\text{冷却去湿}]{\text{空调机表冷器}}$ 机器露点(L') $\xrightarrow[\epsilon = \frac{\Phi}{D}]{\text{吸收室内余热 } \Phi, \text{ 余湿 } D}$ 室内设

计态(N)

这种处理方法, 常称机器露点送风。必须注意的是, 机器露点作送风状态点的温度, 应不低于室内空气设计状态点 N 对应的露点 L_N 的温度 $t_{N,L}$, 即要求 $t_O = t_{L'} \leq t_{N,L}$, 以免空气在送风口处结露, 造成滴水现象。

这样处理时, 对空调机作选择性计算的步骤与方法与上述有再热情况类似, 只不过这时 $h_O = h_{L'}$, $\Phi_h = 0$ 。选择的空调机不需具有再热处理设备。实际上用于舒适性空调的空调机, 无论是独立式的还是非独立式的, 都不设再热装置, 是非恒温恒湿型的。

若对房间空调负荷不作严格计算, 而只按经验性的冷负荷概算指标估算出选用的空调机所

需的冷量 Φ_0 时,作为送风状态点 O 的机器露点 L',可由 $\varphi_O = \varphi_{L'} = 90\%$ 和 $t_O = t_{L'} = t_{N,L}$ (若 $t_N - t_{N,L} \leq 10^\circ\text{C}$) 或 $t_O = t_{L'} = t_N - 10^\circ\text{C}$ (若 $t_N - t_{N,L} > 10^\circ\text{C}$) 两参数近似确定。这样确定的送风状态点 O,不一定恰好在房间实际的热湿比 ϵ 线上,而可能有所偏离,但偏差通常较小,对一般舒适性空调是允许的。这种情况,空调机所需冷量 Φ_0 已先估算出,因此空调机所需送风量 q_v (m^3/s)可用下式计算

$$q_v = \frac{\Phi_0}{1.2(h_c - h_{L'})} \quad (4-1)$$

由式(4-1)计算送风量 q_v ,必先已知 $h_{L'}$ 和 h_c 。 L' 位置已定,可查得 $h_{L'}$;但由于送风量仍未知,混合态 C 的位置还不能确定, h_c 就无法确定。工程上常用的近似作法是,不严格计算房间

所需的新风量,而是近似取新风量与送风量之比为 $15\% \sim 20\%$ 。选定合适的 $\frac{q_{v_w}}{q_v}$ 后,就可按比例

在 $h-d$ 图的 NW 连线上确定混合态 C 点的位置,并查得 h_c ;另一种方法是可用 $h_c = \frac{q_{v_w}}{q_v}h_w +$

$\frac{q_{v_N}}{q_v}h_N$ 算出 h_c 并确定 C 点的位置。C 点位置确定后,就可查得选择空调机时所需的进风参数

$t_c/t_{c,wei}$ (DB/WB)了。由式(4-1)得

$$\frac{\Phi_0}{q_v} = 1.2(h_c - h_{L'}) \quad (4-2)$$

$\frac{\Phi_0}{q_v}$ 为空调机冷量与送风量之比,称为冷风比,是空调机的重要性能参数。当冷量单位用 kW,风

量单位用 m^3/s 时,一般空调机的冷风比约为 $15 \sim 25 \text{ kJ}/\text{m}^3$ (合 $3.6 \sim 6 \text{ kcal}/\text{m}^3$)。恒温恒湿型机组冷风比多在 $20 \sim 25 \text{ kJ}/\text{m}^3$ (合 $4.8 \sim 6 \text{ kcal}/\text{m}^3$) 之间,冷风型空调机冷风比多在 $17.5 \sim 21 \text{ kJ}/\text{m}^3$ (合 $4.2 \sim 5 \text{ kcal}/\text{m}^3$) 之间。

例 4-1 某餐厅拟建夏季降温用一次回风集中式空调系统,已知室外空气计算参数为 $B = 1004.5 \times 10^2 \text{ Pa}$, $t_w = 33.5^\circ\text{C}$, $t_{w,wei} = 27.7^\circ\text{C}$;室内空气设计状态为 $t_N = 24^\circ\text{C}$, $\varphi_N = 60\%$;空调面积 $A = 200 \text{ m}^2$,餐厅冷负荷指标取 $q = 410 \text{ W}/\text{m}^2$ [约合 $350 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$];新风量与回风量之比取 $\frac{1}{5}$ (新风量与送风量之比为 $\frac{1}{6} \approx 17\%$);在允许的范围内,取尽可能大的送风温差,采用机器露点送风。试估算选用的空调机所需的冷量和风量,并确定空调机的进风参数。

解

1. 作空气处理方案图如图 4-3 所示;并查取有关参数。

(1) 据设计地大气压值,可选用 $B = 1013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。

(2) 由已知的 t_w 、 $t_{w,wei}$ 和设定的 t_N 、 φ_N 在 $h-d$ 图上分别定出新风和回风(即室内设计状态)的状态点 W 和 N,连结 NW,并查得 $h_w = 88.7 \text{ kJ}/\text{kg DA}$ 及 $h_N = 52.5 \text{ kJ}/\text{kg DA}$,室内空气设计态对应的露点温度 $t_{N,L} = 15.8^\circ\text{C}$ 。

(3) 计算新、回风混合态的焓值,已知 $\frac{q_{v_w}}{q_v} = \frac{1}{6}$, $\frac{q_{v_N}}{q_v} = \frac{5}{6}$,则

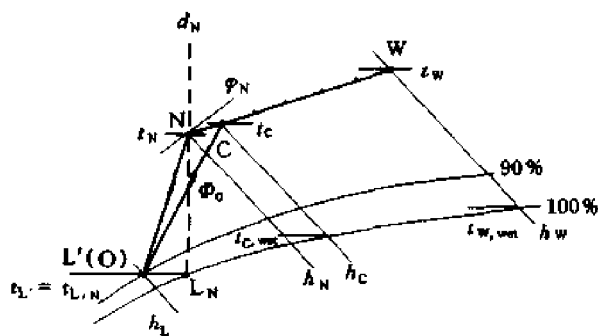


图 4-3 夏季降温的空气处理方案

$$h_c = \frac{h_w + 5h_N}{6} = 58.5 \text{ kJ/kg DA}$$

作 $h = h_c$ 的等 h 线与 NW 连线的交点 C , 即为混合状态点, 并查得空调机的进风参数 $t_c = 25.5^\circ\text{C}$ 和 $t_{c, \text{wet}} = 20.2^\circ\text{C}$, 即 DB/WB 为 $25.5/20.2(^\circ\text{C})$ 。

(4) 取送风的机器露点 L' 的温度 $t_{L'} = t_{N, L} = 15.8^\circ\text{C}$ 时, $\Delta t_0 = t_N - t_{N, L} = 24 - 15.8 = 8.2^\circ\text{C} < 10^\circ\text{C}$, 符合“设计规范”对舒适性空调送温差选择的要求。因此, 可由 $t_{L'} = 15.8^\circ\text{C}$ 和 $\phi_{L'} = 90\%$ 定出的机器露点 L' , 作为送风状态点 O 。并可查得 $h_O = h_{L'} = 41 \text{ kJ/kg DA}$ 。

(5) 连结 CL' 和 $L'N$, 即完成了空气处理方案图。其中 NCW 线代表回风和新风进入空调机前的混合过程; CL' 代表混合空气在空调机内经表冷器冷却去湿的处理过程, C 为空调机进风态, L' 为空调机出风态, 即送风态 O ; $L'N$ 代表送入房间的空气吸收室内余热余湿达到设计要求状态的过程。严格地说, 风机通过风管向空调房间送风, 空气流经风机和风管会稍有温升。因此, 房间送风口的送风温度 t_o 会比 $t_{L'}$ 略高一点, 计算时可予忽略。实际上正由于 t_o 略高于 $t_{L'} = t_{N, L}$, 就可保证空气不会在出风口结露而造成滴水。

2. 估算选用的空调机所需的冷量。

$$\Phi_0 = qA = 410 \times 200 \times 10^{-3} \text{ kW} = 82 \text{ kW}$$

3. 计算选用的空调机所需的风量。

由式(4-1)

$$q_v = \frac{\Phi_0}{1.2(h_c - h_{L'})} = \frac{82}{1.2 \times (58.5 - 41)} \text{ m}^3/\text{s} = 3.9 \text{ m}^3/\text{s} = 234 \text{ m}^3/\text{min}$$

注意, 选用的空调机所需的冷风比为

$$\frac{\Phi_0}{q_v} = 1.2(h_c - h_{L'}) = 21 \text{ kJ/m}^3$$

落在一般空调机冷风比的范围之内, 选择空调机不会有困难。

4. 空调机的选择。依据以上计算, 选择的空调机当进风参数 DB/WB 为 $25.5/20.2$ 、送风量 $q_v = 3.9 \text{ m}^3/\text{s} = 234 \text{ m}^3/\text{min}$ 时, 应具有 $\Phi_0 = 82 \text{ kW}$ 的冷量。查厂家的产品样本, 即可选出适合的型号。仅作夏季舒适性空调降温用时, 应在普通冷风型风柜类产品中选用。

选用独立式空调机组时值得注意的是, 目前有些供方习惯上按制冷压缩机的配用电机的

输出(全封闭式压缩机用输入)功率的马力(HP)数来标定型号,因此需将算得的冷量 Φ_0 再换算为压缩机配用电机的功率(马力匹数)。作为粗略估算,可取配用电机每 1 HP 输入功率约可产生 2.7 kW 或 2 300 kcal/h 的冷量。在本例情况下,制冷压缩机配用电机所需功率约为 $\frac{82 \text{ kW}}{2.7 \text{ kW}} = 30.4 \text{ HP}$,故可近似选用配用电机功率为 30 HP 的独立式空调机。

非独立式空调器的选择,以上海通惠 - 开利空调设备有限公司生产的柜式空调器为例说明。根据需要的风量,查其产品样本,可初选风量范围为 160 ~ 288 m³/min、落地式接风管的 40RW028 型风柜。但应校核在给定的进水温度、进风温度、所需送风量和风机余压等条件下,风柜的实际冷量、余压是否满足要求,并确定风机电机的功率、风机的转速及盘管的水流量和水侧压力损失。校核按产品样本提供的性能数据、风机性能曲线、水侧压降图等图表及说明的方法进行。

(1) 校核冷量。已知所需风量 $q_v = 234 \text{ m}^3/\text{min}$,冷量 $\Phi_0 = 82 \text{ kW}$,进风温度 DB/WB 为 25.5/20.2,设定进水温度为 7℃,产品样本提供的 40RW028 型的制冷能力的部分数据如表 4-1。

表 4-1 40RW028 制冷能力

风量 m ³ /min	进水 温度 ℃	水量 L/min	进风温度 DB/WB	
			27.0/19.5	29.0/22.0
			总冷量 kW	总冷量 kW
160	7	125	50.2	60.2
		250	57.9	69.5
		375	61.5	73.8
240	7	125	70.8	85.0
		250	87.2	104.7
		375	95.5	114.7

根据 $\Phi_0 = 1.2 q_v (h_c - h_L)$,在 q_v 和 h_L 一定时, h_c 越大,所需 Φ_0 越大;又进风的湿球温度越高, h_c 就越大。因此,表 4-1 的产品样本给出的性能数据表中,若没有与实际的进风 DB/WB 相同的进风温度时,应选用较实际进风 WB 要高的 WB 组对应的冷量数据进行校核。例如本例应选取表中 29.0/22.0 组的数据。此外,应先从小水量对应的冷量校核起,尽量选用较小的水量,以免使系统的总冷水量超过冷水机组的额定水量;并同时有利于减小空调机换热盘管的水侧压降,从而可选用较小流量和较小扬程的冷水泵,以节省能耗。

选择表 4-1 中进水温度为 7℃、水量为 125 L/min、进风 DB/WB 为 29.0/22.0 三个条件下对应的总冷量,知当 $q_{v1} = 160 \text{ m}^3/\text{min}$ 时 $\Phi_{01} = 60.2 \text{ kW}$; $q_{v2} = 240 \text{ m}^3/\text{min}$ 时 $\Phi_{02} = 85.0 \text{ kW}$ 。用插值法计算 $q_v = 234 \text{ m}^3/\text{min}$ 时对应的冷量为

$$\Phi_0 = \Phi_{01} + \frac{\Phi_{02} - \Phi_{01}}{q_{v02} - q_{v01}} \times (q_v - q_{v01})$$

$$= 60.2 + \frac{(85.0 - 60.2) \times 10^3}{240 - 160} \times (234 - 160) \text{ kW}$$

$$= 82.8 \text{ kW} > 82.0 \text{ kW}$$

对较高的进风 DB/WB 冷量都能满足要求,显然在较低的进风 DB/WB 下也能满足要求,而且偏安全。

(2) 机外余压、风机电机功率和风机转速。图 4-4 是产品样本给出的 40RW028 型的风机性能曲线图。

先计算送风管最不利段的总压力损失(即沿程损失与局部损失之和) $\Delta p_{\max}$,并加大 10% 即得所需的风机外部静压(常称机外余压)。工程上常取每米长风管的总压力损失乘最不利管段的总长估算出所需机外余压。设定本例所需机外余压为 245 Pa(25 mmH₂O),校核风机电机功率和风机转速是否符合要求。

由图 4-4 查知,40RW028 在风量为 234 m³/min 时,机组压降为 8 mmH₂O(78.5 Pa),因机外余压要求为 25 mmH₂O(245 Pa),故所需全部静压应为 8 + 25 = 33 mmH₂O = 323.5Pa。在图 4-4 中,全部静压为 33 mmH₂O(323.6 Pa)的水平等压线与风量为 234 m³/min 的等风量线的交点,落在 3.7 kW 的风机电机功率以下,且风机转速约为 790 r/min。查样本知,40RW028 配有 3.7 kW 的风机标准电机,且风机的最大转速为 1 200 r/min。现要求的风机电机功率和风机转速都在产品的允许范围之内,故符合要求,并可提供足够的机外余压。

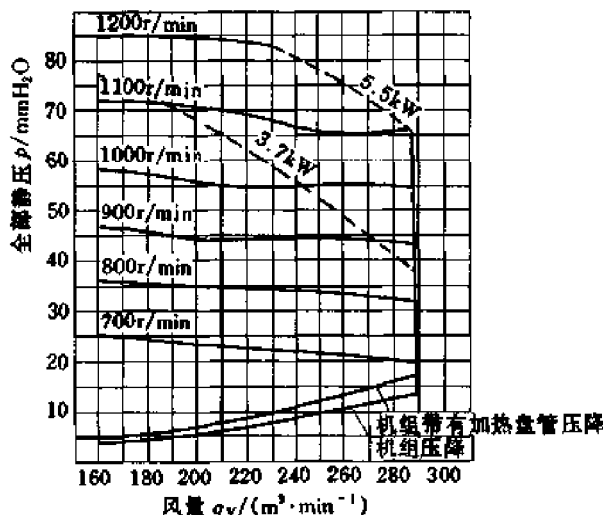


图 4-4 40RW028 风机性能曲线图

(3) 换热盘管的水压降。在选择冷水泵的扬程时,需知空调机换热器盘管的水压降。

图 4-5 是 40RW 系列产品的水压降-水流量线图。上面已确定流经换热器盘管的水流量为 125 L/min,查对应的 40RW028 的水压降为 13.93 kPa(1.42 mH₂O)。

此外,产品样本还给出了机组外形尺寸、风口尺寸、接管管径、重心及荷载分布和所需维修空间尺寸等,供布置机房、安装机组、连接风管和水管时查用。

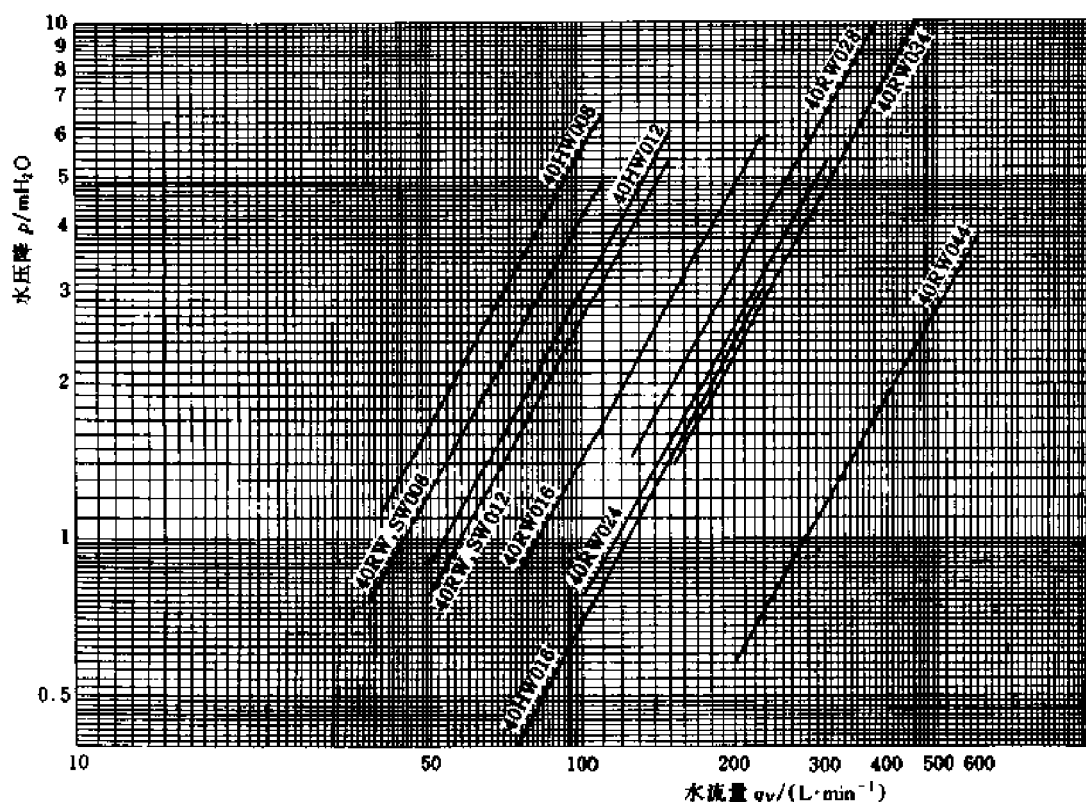


图 4-5 通惠 - 开利柜式空调器水压降

第二节 风机盘管加新风系统方案与计算

这种系统的空气处理方案与新风的供给方式有关。本节只介绍常用的新风直入式的夏季处理方案,如图 4-6 所示。

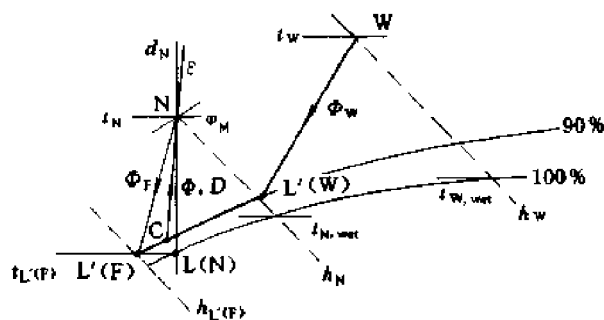


图 4-6 新风直入式的夏季处理方案

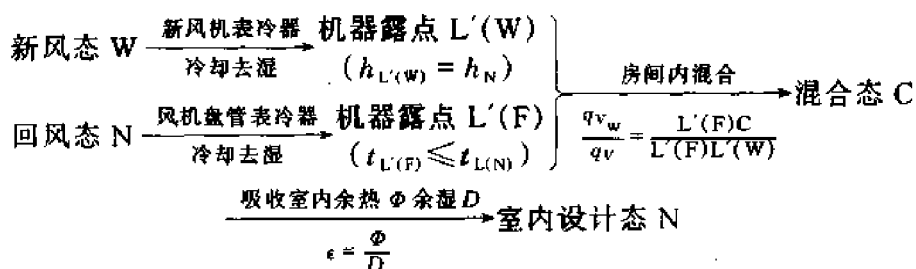
新风直入式系统的新风由新风机全部集中或分区集中处理,达到机器露点 $L'(W)$ 时,其 $\varphi_{L'(W)} = 90\%$, $h_{L'(W)} = h_N$,即处理后新风的焓等于室内空气设计状态的焓。然后经新风送风管

送入空调房间。这样送入房间的新风就不负担室内的全热冷负荷。

新风直入式系统的风机盘管只处理室内回风。处理后回风达到的机器露点 $L'(F)$, $\phi_{L'(F)} = 90\%$, $t_{L'(F)} \leq t_{L(N)}$ 。 $t_{L(N)}$ 为室内空气设计状态对应的露点温度。若 $t_N - t_{L(N)} \leq 10^\circ\text{C}$, 就取 $t_{L'(F)} = t_{L(N)}$ (见图 4-6); 若 $t_N - t_{L(N)} > 10^\circ\text{C}$, 则取 $t_{L'(F)} = (t_N - 10)^\circ\text{C}$ 。这样既可在“设计规范”允许的送风温差范围 ($\leq 10^\circ\text{C}$) 内采用最大温差送风, 又可保证风机盘管送风口的出风温度不低于室内空气的露点温度, 从而可防止送风口处因结露而滴水。

由新风管直接送入房间的经处理的新风 [达到 $L'(W)$ 态] 和风机盘管送出的经处理的回风 [达到 $L'(F)$ 态], 在房间内混合达到混合状态 C, 然后吸收室内余热 Φ 和余湿 D , 使室内工作区空气达到设计状态 N。C 点在 $L'(W)$ 和 $L'(F)$ 两点连线上的位置, 可由算得的新风量与总送风量的比值 q_{v_w}/q_v 确定。

综上所述, 新风直入式的夏季处理方案为



设备的选择如下:

一、新风机的选择计算

(一) 新风机的进风参数

由室外空气夏季空调计算干球温度和湿球温度即 t_w 和 $t_{w, wet}$ 决定。

(二) 新风机所需风量

规范允许送风管有不大于 10% 的漏风损失, 因此所需风量 q_{v_w} 应由各台新风机各自承担的送风房间所需的总新风量加大 10% 确定。

(三) 新风机所需冷量

可由 $\Phi_w = 1.2 q_{v_w} (h_w - h_N)$ 算得。

(四) 新风机所需机外余压

应由算得的新风送风管路最不利管段总压力损失加大 10% 确定; 或按每米管长平均压力损失约为 5~10 Pa (0.5~1 mmH₂O), 乘最不利管段总长估算。

按上述所需参数及给定的进水温度等条件, 查产品样本就可选定合适的新风机型号。同时应记取相应的水量、水压降、风机电机的功率、整机形体尺寸、出风口尺寸、运行重量和接管管径等, 为水系统、风系统设计和绘施工图作资料准备。此外, 所选机型还应便于布置和安装。

二、风机盘管的选择计算

(一) 风机盘管的进风参数

新风直入式系统, 风机盘管只处理回风, 因此其进风参数就是室内空气设计态的干球温度 t_N 和湿球温度 $t_{N, wet}$ 。

(二) 风机盘管所需的冷量

这里只介绍估算的方法。用冷负荷指标 q 乘房间面积 A 所得冷量 Φ 减去房间新风冷负荷 Φ_w , 将此差值作为风机盘管所需的冷量 Φ_F , 即

$$\Phi_F = \Phi - \Phi_w = qA - 1.2q_{V_w}(h_w - h_N) \quad (4-3)$$

式中 q_{V_w} 为房间的新风量。

(三) 风机盘管所需的风量

风机盘管提供冷量 Φ_F , 使被处理的回风由状态 N 变至 $L'(F)$, 因此, 风机盘管的风量可由下式计算

$$q_{V_F} = \frac{\Phi_F}{1.2[h_N - h_{L'(F)}]} \quad (4-4)$$

按照给定的进水温度、进风温度 (DB/ WB), 就可从产品样本中选定具有所需风量和冷量并且便于和房间建筑结构相配合的风机盘管型号。应该注意, 风机盘管直接安装在室内, 要求噪声小, 因此风机的转速不能太高, 机外余压小, 通常不接风管或只能接很短的一段风管送风。若布置为单侧送风, 要求的送风水平射程不能大于 6 m, 即只适用于进深小于 6 m 的房间。

表 4-2 和 4-3 摘录了上海通惠-开利空调设备有限公司生产的 42C/V 系列风机盘管的部分技术性能数据, 供读者参考。按安装型式及有无高静压风机, 它分为

- | | |
|---------------------|--------------------|
| 42CM 普通卧式暗装型 | 42VM 普通立式暗装型 |
| 42CP 卧式暗装型, 有高静压风机 | 42VP 立式暗装型, 有高静压风机 |
| 42CL 卧式明装型 | 42VL 立式明装型 |
| 42CF 卧式暗装型, 有三排组合盘管 | |

按容量分, 它有 002、003、004、006、008、012 六种型号, 风量 (高档时) 340~2 040 m^3/h ; 冷量 (高档时) 1 919~10 467 W。

表 4-2 42C/V 部分技术性能

性 能 \ 型 号		002	003	004	006	008	012
风量 m^3/h	高速	340	510	680	1 020	1 360	2 040
	中速	230	350	470	750	940	1 500
	低速	150	230	320	480	640	960
接 管	进 水	42CL、CM、VL、 VM、CP、VP		3/4 英寸内螺纹			
		42CF	2 排制冷	3/4 英寸内螺纹			
	回 水		1 排加热	5/8 英寸喇叭口			
	冷 凝 水	42CL		外径 26 mm 保温管			
		42CM、CP、CF		3/4 英寸外螺纹			
		42VL、VM、VP		外径 20 mm 软管			

表 4-3 42C/V 部分冷量

kW

型号	进水 温度℃	水量 L/min	水压降 mH ₂ O	进风温度℃					
				湿球温度 17.0		湿球温度 18.0		湿球温度 19.0	
				干球温度 24.0		干球温度 25.0		干球温度 26.0	
				总冷量	显冷量	总冷量	显冷量	总冷量	显冷量
003	7	6	0.9	1.988	1.744	2.186	1.767	2.384	1.779
		8	1.4	2.233	1.849	2.453	1.872	2.674	1.907
		10	2.0	2.407	1.907	2.640	1.953	2.884	1.988
		12	2.6	2.523	1.953	2.779	2.000	3.035	2.047
004	7	8	0.6	2.651	2.372	2.919	2.395	3.186	2.407
		11	1.0	3.069	2.558	3.372	2.593	3.686	2.628
		14	1.5	3.361	2.674	3.686	2.733	4.023	2.779
		17	2.1	3.558	2.767	3.919	2.826	4.279	2.884

注：表中数值为高速时的制冷量，中速、低速时的冷量，应乘以下表所列的速度修正系数。

型号	中 速		低 速	
	总冷量	显冷量	总冷量	显冷量
003	0.86	0.84	0.71	0.61
004	0.87	0.85	0.74	0.70

例 4-2 某旅馆空调采用风机盘管加独立新风系统。设计地夏季室外计算参数为 $B = 1\,004.5 \times 10^2 \text{ Pa}$, $t_w = 33.5^\circ\text{C}$, $t_{w,wei} = 27.7^\circ\text{C}$; 客房室内设计状态为 $t_N = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_N = 52\%$; 取冷负荷指标 $q = 116.3 \text{ W/m}^2$, 新风量指标 $q_{v,w} = 50 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$; 双人客房面积每间 $A = 25 \text{ m}^2$ 。新风供给方式采用直入式。试对双人客房所用风机盘管作选择性计算，并从 42 C/V 系列产品中确定合适的型号(设定进水温度为 7°C)。

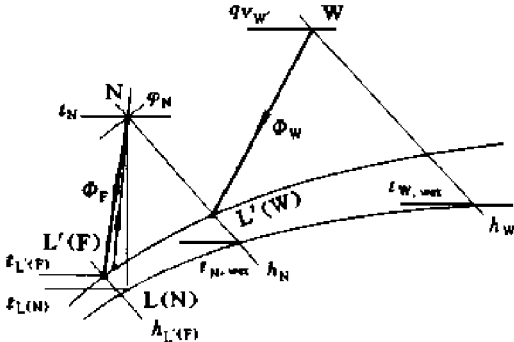


图 4-7 空气处理方案图

解

1. 作空气处理方案图，并查取有关参数，参见图 4-7。

- (1) 选用 $B = 1\,013.25 \times 10^2 \text{ Pa}$ 的 $h-d$ 图。
- (2) 由 t_w 、 $t_{w,wei}$ 和 t_N 、 φ_N 在 $h-d$ 图上确定 W、N 点，查得 $h_w = 88.7 \text{ kJ/kgDA}$, $h_N = 53.9 \text{ kJ/kgDA}$; $t_{N,wei} = 19.0^\circ\text{C}$, $t_{N(L)} = 15.4^\circ\text{C}$ 。
- (3) 因为 $t_N - t_{N(L)} = 10.6^\circ\text{C} > 10^\circ\text{C}$ ，所以取 $\Delta t_0 = 10^\circ\text{C}$ ，则 $t_{L'(F)} = t_N - \Delta t_0 = 16^\circ\text{C}$ 。由 $t_{L'(F)} = 16^\circ\text{C}$ 、 $\varphi_{L'(F)} = 90\%$ ，在 $h-d$ 图上定出风机盘管机器露点 $L'(F)$ 。查得 $h_{L'(F)} = 42 \text{ kJ/kgDA}$ 。

(4) 由 $h_{L'(W)} = h_N$ 和 $\varphi_{L'(W)} = 90\%$, 在 $h-d$ 图上定出新风机机器露点 $L'(W)$, 忽略处理后新风流经风机和送风管的温升, 以 $L'(W)$ 作为直接向房间供新风的送风状态点。

(5) 连结 $WL'(W)$ 、 $NL'(F)$ 和 $L'(W)L'(F)$ 。处理后新风与风机盘管处理后的回风在室内混合的状态点 C 必在 $L'(W)$ 和 $L'(F)$ 两点的连线之间, 位置需通过计算求得 q_{v_w}/q_v 后才能准确确定。可先靠近 $L'(F)$ 点假定一位置, 并连结 CN , 即完成了空气处理方案图(由于处理后的新风、回风是送入室内才混合, 所以对风机盘管作选择性计算时, 这种情况不需要精确确定 C 点位置)。

2. 估算房间所需总冷量和新风量。

$$\Phi = qA = 116.3 \times 25 \times 10^{-3} \text{ kW} = 2.91 \text{ kW}$$

$$q_{v_w} = 2q_{v_w'} = 2 \times 50 \text{ m}^3/\text{h} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. 计算房间的新风冷负荷。

$$\Phi_w = 1.2q_{v_w}(h_w - h_N) = 1.2 \times 100 \times (88.7 - 53.9) \text{ kW} = 1.16 \text{ kW}$$

4. 计算风机盘管所需冷量。

$$\Phi_F = \Phi - \Phi_w = (2.91 - 1.16) \text{ kW} = 1.75 \text{ kW}$$

5. 计算风机盘管所需风量。

$$q_{v_F} = \frac{\Phi_F}{1.2(h_N - h_{L'(F)})} = \frac{1.75 \times 3600}{1.2(53.9 - 42)} \text{ m}^3/\text{h} = 441 \text{ m}^3/\text{h}$$

6. 选择风机盘管。

条件: 进水温度 7°C , 进风参数(即回风参数 t_N 、 $t_{N,\text{wet}}$) DB/WB 为 $26.0/19.0$, $q_{v_F} = 441 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Phi_F = 1.75 \text{ kW}$ 。

初选: 根据所需风量 q_{v_w} , 查表 4-2 初选机型。应使初选机型的风机在高转速时或中转速时具有的风量稍大于或等于所需的风量。按高转速时风量选用, 可确保选用的是最小型号的机组, 经济性好, 但对房间负荷增大时的适应性差。由于风机盘管通常多在中速下运行, 所以现在多按中转速时风量选用, 以提高机组对房间负荷增大时的适应能力, 但选用的机型会偏大, 经济性稍差。

校核: 对初选的机型, 必须查表 4-3 校核其总冷量和显冷量是否同时满足所需的冷量要求, 并记取相应的水量和水压降。

(1) 按高转速时选用。查表 4-2, 可初选 003 号机组, 其高转速时风量为 $510 \text{ m}^3/\text{h} > 441 \text{ m}^3/\text{h}$, 满足要求。查表 4-3, 当进水温度为 7°C 、进风温度为湿球温度 19.0°C 和干球温度 26.0°C 、水量为 6 L/min (从最小水量查起)时, 其总冷量和显冷量分别为 2.38 kW 和 1.78 kW , 都大于所需冷量 1.75 kW 。据此, 可选定 003 号机组, 所需水量相应为 6 L/min , 水压降为 $8.83 \text{ kPa}(0.9 \text{ mmHg})$ 。

(2) 按中转速时选用。查表 4-2, 可初选 004 号机组, 其中转速时风量为 $470 \text{ m}^3/\text{h} > 441 \text{ m}^3/\text{h}$, 满足要求。查表 4-3, 当进水温度为 7°C 、进风温度为湿球温度 19.0°C 和干球温度 26.0°C 、水量为 8 L/min 时, 其总冷量为 $3.186 \times 0.87 = 2.77 \text{ kW}$, 显冷量为 $2.407 \times 0.85 = 2.046 \text{ kW}$, 都大于所需冷量。据此, 可选定 004 号机组, 所需水量相应为 8 L/min , 水压降为 5.88 。

kPa(0.6mH₂O)。

若采用卧式暗装型,可最后确定选用的机组为 42CM-003 型或 42CM-004 型。从产品样本中,还可进一步查出机组的各种形体、安装尺寸、电气数据与接线图。

第五章 空调水系统的设计与施工

空调水系统一般包括冷(热)水系统、冷却水系统和冷凝水排放系统。本章介绍有关水系统的设计、布置和安装的基本知识。

第一节 空调水系统的分类及典型形式

一、空调冷(热)水系统

(一) 双管制和四管制系统

对任一空调末端装置——非独立式空调器,只设一根供水管和一根回水管,夏季供冷水、冬季供热水,这样的冷(热)水系统,称为双管制系统。

对任一空调末端装置,设有两根供水管和两根回水管,其中一组用于供冷水,另一组用于供热水,这样的冷(热)水系统,称为四管制系统。采用四管制的空调机的换热器,一般有冷热两组盘管。

四管制系统初投资高,但若采用利用建筑物内部热源的热泵提供热量时,运行很经济;并且容易满足不同房间的空调要求(如有些房间要求供冷,而另一些房间要求供热等)。舒适性要求很高的建筑物可采用四管制系统,一般建筑物宜采用双管制系统。

(二) 闭式和开式系统

闭式系统的水循环管路中无开口处,而开式系统的末端水管是与大气相通的。开式系统使用的水泵,除要克服管路阻力损失外,还需具有把水提升某一高度的压头,因此,要求有较大的扬程,相应的能耗也较大。闭式系统管路不与大气相通,水泵所需扬程仅由管路阻力损失决定,不需计算将水位提高所需的位置压头,因此,所需扬程较开式小,相应的能耗也小,并且管路和设备受空气腐蚀的可能性也小。

对一般建筑物的中央空调系统,按“设计规范”要求,应采用双管制的闭式冷(热)水循环系统。

(三) 异程式和同程式系统

风机盘管分设在各空调房间内。按其并联于供水干管和回水干管间的各机组的循环管路总长是否相等,可分为异程式和同程式两种,如图 5-1a、b 所示。

异程式管路配置简单,管材省,但各并联环路管长不等,因而阻力不等,流量分配难以均衡,增加了初次调整的困难。同程式各并联环路管长相等,阻力大致相同,流量分配较均衡,可减少初次调整的困难,但初投资相对较大。

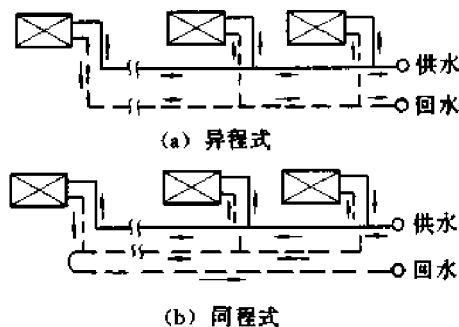


图 5-1 异程式与同程式系统

因此,风机盘管系统多采用同程式冷(热)水系统或每一分区内同程的水系统。例如,有些多层建筑的供回水总管作竖向布置,按楼层水平分区设供回水干管,每一水平分区宜采用同程式;而竖向总管因管径通常较大,阻力损失相对较小,也可采用异程式。这时,在每一水平分区都应设置流量调节阀,以便调整。通常回水干管上也设截止阀,以便维修。但高层建筑,特别是超高层建筑,在每层供水作用半径不大时,常采用竖向总管同程,水平异程。

(四) 定水量和变水量系统

按为适应房间空调负荷变化采用的调节方式不同,冷(热)水系统可分为定水量系统和变水量系统。

定水量系统中的水量是不变的,它通过改变供回水温差来适应房间负荷的变化(见图 5-2a)。这种系统各空调末端装置或各分区,采用受设在空调房内感温器控制的电动三通阀调节。当室温没达到设计值时,三通阀旁通孔关闭,直通孔开启,冷(热)水全部流经换热器盘管;当室温达到或低(高)于设计值时,三通阀的直通孔关闭,旁通孔开启,冷(热)水全部经旁通管直接流回回水管。因此,对总的系统来说水流量不变。但在负荷减少时,供回水的温差会相应减小。

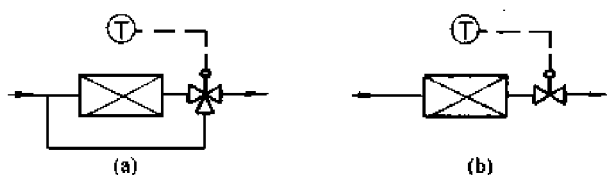


图 5-2 定水量与变水量系统

变水量系统(见图 5-2b)则保持供回水的温度不变,通过改变空调负荷侧的水流量来适应房间负荷的变化(以中央机房的供回水集管为界,靠近冷水机组或热水器侧为冷(热)源侧;靠近空气处理设备侧为负荷侧)。这种系统各空调末端装置采用受设在室内的感温器控制的电动二通阀调节。风机盘管一般采用双位调节(即通或断)的电动二通阀;新风机和冷暖风柜则采用比例调节(开启度变化)的电动二通阀。当室温没达到设计值时,二通阀开启(或开度增大),冷(热)水流经换热器盘管(或流量增加);当室温达到或低(高)于设计值时,二通阀关闭(或开度减小),换热器盘管中无冷(热)水流动(或流量减少)。目前采用变水量调节方式的较多。

为在负荷减少时仍使供回水能平衡,变水量系统应在中央机房内的供回水集管之间设旁通管,并在旁通管上装压差电动二通阀,参见图 5-4 和图 5-5。

如果全系统只设一台冷水机组时,宜采用定水量系统;变水量系统宜设两台以上的冷水机组。

此外,无论是定水量还是变水量系统,空调末端装置除设自动控制的电动阀外,还应装手动调节截止阀。供回水集管间压差电动二通阀两端都应设手动截止阀,这样才便于初次调整及维修。

电动阀应与空调末端的风机电气联锁。

(五) 单式水泵系统和复式水泵系统

若空调负荷侧不设水泵,冷(热)源侧与负荷侧共用冷(热)水泵,这种系统称为单式水泵系统(不要误解为只有一台水泵);若冷(热)源侧和负荷侧分别设置水泵,这种系统称为复式水泵系统,如图 5-3a、b 所示。复式水泵系统设在负荷侧的水泵,常称为二次泵。大型建筑各分区负荷

变化规律不一和供水作用半径相差悬殊时,宜采用复式水泵系统。一般情况宜采用单式水泵系统。

总起来说,一般建筑物的普通舒适性中央空调,其冷(热)水系统宜采用单式水泵、变水量调节、双管制的闭式系统,并尽可能为同程式或分区同程式,如图 5-4 所示。

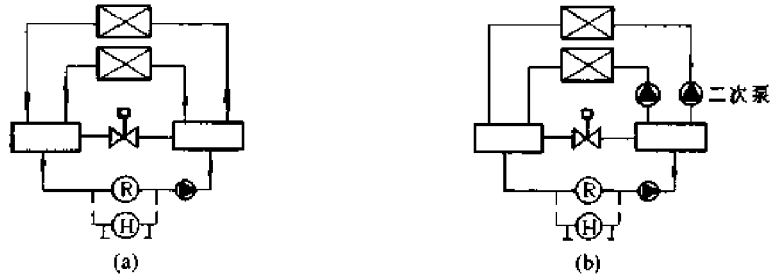


图 5-3 单式与复式水泵系统

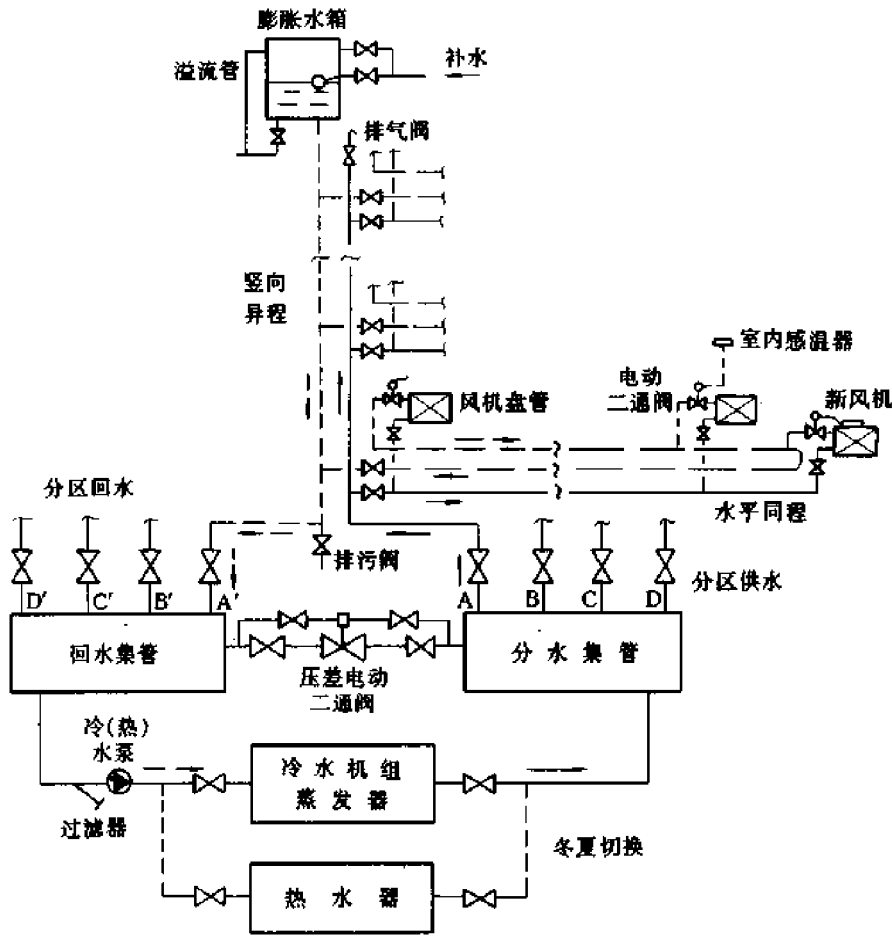


图 5-4 单式水泵变水量调节两管制冷(热)水系统

(六) 直接供冷式和间接供冷式

中央空调系统的末端装置直接从冷水机组获取冷水的方式,称之为直接供冷式。

大多数的中央空调系统都采用直接供冷式。但对于超高层建筑(建筑总高度 $>100\text{ m}$),采用直接供冷式有一个系统承压的问题。因为随着建筑物高度的增加,系统的水静压和水泵出水压头也随之增加,而系统中的设备、管件、阀门等的承压能力是有一定限度的。一旦系统某处的压力超过了该处的承压极限,就会发生爆管事故,严重的话还会毁掉冷水机组等贵重设备。因此,超高层建筑的系统设计一定要考虑承压问题。解决的办法有两种:一是将建筑物竖向分为2~3个独立的冷水系统,各自设置冷水机组,冷水机组、水泵等设备并置于建筑物的技术夹层,如图5-5所示(实际上这种方式仍属于直接供冷式,只不过分成了多个系统而已);二是利用水-水板式热交换器间接供冷,如图5-6所示(参见本书附录Ⅳ设计实例)。虽然冷水管路沿竖方向分为2~3个系统独立开来,但高楼层部分的冷量是由低楼层部分的冷水机组提供,通过水-水板式热交换器“转水”间接获得。这种方式称之为间接供冷式。

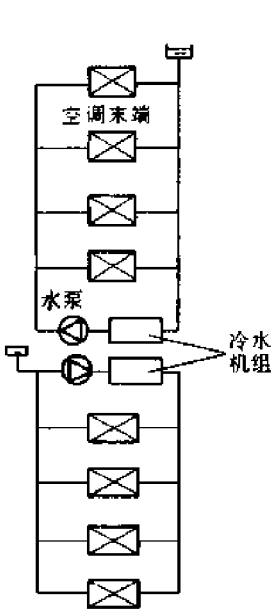


图 5-5 冷热源设备设于技术夹层

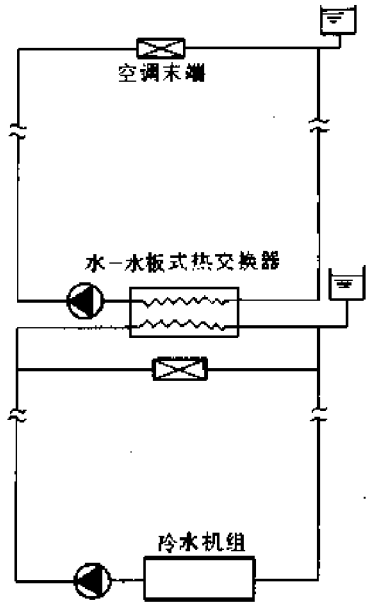


图 5-6 使用水-水板式热交换器的间接供冷水系统示意

间接供冷方式有效地解决了超高层建筑冷水系统承压的问题,但也存在一些不足之处,主要是板式热交换器价格昂贵,造成一次性投资增大;系统构成较直接供冷式复杂,致使运行管理维护不便;通过一、二次“转水”后的冷水有 $1\sim 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温升,温度升高必然使高层部分的空调末端出力下降,要维持原来的冷量供应,必须加大空调末端的号数。这些都是设计者确定方案时应该考虑到的因素。对于40层左右、高约 150 m 的超高层建筑,目前国内已有采用直接供冷式的工程实践并取得了成功,它的处理方法是处于高压段的冷水机组、水泵、阀体及管件严格控制其工作压力(2.0 MPa)。这种设计方法可资借鉴。

二、冷却水系统

当冷水机组或独立式空调机采用水冷式冷凝器时,应设置冷却水系统。它是用水管将制冷

机的冷凝器和冷却塔、冷却水泵等串联组成的循环水系统(参见图 3-5)。冷却塔的布水器到接水盘水面间为一开式段,因此,冷却水系统属于开式循环系统。

三、冷凝水排放系统

夏季,空调器表冷器表面温度通常低于空气的露点温度,因而其表面会结露,需要用水管将空调器底部的接水盘与下水管或地沟连接,以及时排放接水盘所接的冷凝水。这些排放空调器表冷器表面因结露形成的冷凝水的水管就组成了冷凝水排放系统。

第二节 水系统管材与管件

本节介绍空调水系统常用管材、管件的种类和规格。

一、管材

空调冷热水系统和冷却水系统常用管材有镀锌钢管(白铁管)和无缝钢管。

镀锌钢管的材质为易焊接的碳素钢,它的管壁纵向有一条焊缝,并且经镀锌处理。按管壁厚度不同,分为普通管(适用于公称压力 $p_g \leq 1.0 \text{ MPa}$)和加厚管(适用于公称压力 $p_g \leq 1.6 \text{ MPa}$)。管长一般为 4~9 m,并带有一个管接头(管箍)。其规格用公称直径 DN 表示,最大规格为 $DN150$ 。管径 $< DN80$ 的用丝扣连接,管径 $\geq DN80$ 的用电焊连接。

无缝钢管用 10、20、35 及 45 低碳钢用热轧或冷拔法制成。冷拔管的最大公称直径为 200 mm,热轧管的最大公称直径为 600 mm。外径小于 57 mm 时常用冷拔管,大于 57 mm 时常用热轧管。冷拔管的长度为 1.5~7 m,热轧管的长度为 4~12.5 m。无缝钢管一般采用电焊连接。无缝钢管的规格用外径 $D \times$ 壁厚表示。

空调水系统,当管径 $< DN125$ 时可采用镀锌钢管,当管径 $> DN125$ 时采用无缝钢管。高层建筑的冷(热)水管,宜选用无缝钢管。常用钢管规格见表 5-1。

表 5-1 空调水系统常用钢管规格表

公称直径 DN		普通镀锌管			无缝钢管		
mm	英寸	外径 mm	壁厚 mm	不镀锌理论质量 kg/m	外径 mm	壁厚 mm	质量 kg/m
8	$\frac{1}{4}$	13.5	2.25	0.62			
10	$\frac{3}{8}$	17.0	2.25	0.82	14	3.0	0.814
15	$\frac{1}{2}$	21.25	2.75	1.25	18	3.0	1.11
20	$\frac{3}{4}$	26.75	2.75	1.63	25	3.0	1.63
25	1	33.5	3.25	2.42	32	3.5	2.46
32	$1\frac{1}{4}$	42.25	3.25	3.13	38	3.5	2.98
40	$1\frac{1}{2}$	48.0	3.50	3.84	45	3.5	3.58
50	2	60	3.50	4.88	57	3.5	4.62

续表

公称直径 DN		普通镀锌管			无缝钢管		
mm	英寸	外径 mm	壁厚 mm	不镀锌理论质量 kg/m	外径 mm	壁厚 mm	质量 kg/m
65	2 $\frac{1}{2}$	75.5	3.75	6.64	76	4.0	7.10
80	3	88.5	4.00	8.34	89	4.0	8.38
100	4	114.0	4.00	10.85	108	4.0	10.26
125	5	140.0	4.50	15.04	133	4.0	12.73
150	6	165.0	4.50	17.81	159	4.5	17.15
200	8				219	6.0	31.54
250					273	7.0	45.92
300					325	8.0	62.54
400					426	9.0	92.55
500					530	9.0	105.50

注:镀锌管比不镀锌管质量大3%~6%。

由于冷凝水排放系统属不满无压流,PVC管、塑料软管及镀锌钢管都有采用。

二、管件

(一) 螺纹连接配件

用于螺纹连接的管件,按用途可分为以下几种:

1. 管路延长连接用配件:管箍、外丝(内接头)。
2. 管路分支连接用配件:三通(丁字管)、四通(十字管)。
3. 管路转弯用配件:90°弯头、45°弯头。
4. 管子变径用配件:补心(内外丝)、异径管箍(大小头)。
5. 管子堵口用配件:丝堵、管堵头。

管件的规格以公称直径表示,应与相连管的规格一致。常用管件规格见表5-2。

表 5-2 管件的规格排列表

mm

同径管件	异径管件							
15×15								
20×20	20×15							
25×25	25×15	25×20						
32×32	32×15	32×20	32×25					
40×40	40×15	40×20	40×25	40×32				
50×50	50×15	50×20	50×25	50×32	50×40			
65×65	65×15	65×20	65×25	65×32	65×40	65×50		
80×80	80×15	80×20	80×25	80×32	80×40	80×50	80×65	
100×100	100×15	100×20	100×25	100×32	100×40	100×50	100×65	100×80

(二) 阀类

空调水路中最常用的阀件是关断阀,此外还有自动放气阀、浮球阀、止回阀、平衡阀、减压稳压阀等。一般的关断阀有三种:闸板阀(通称闸阀)、球形阀(通称球阀或截止阀)、蝶阀。球形阀大多用在控制流量为主要目的而关断为次要目的场合。闸板阀一般用在以关断为主要目的的场合,而蝶阀则多用于管径 DN100 以上并以控制流量和关断为目的的场合。

自动放气阀的作用是能将闭式空调水循环系统中的空气集中或在局部位置自动排出,它是中央空调系统中不可或缺的阀类。安装自动放气阀,不仅能为系统初次注水和清洗换水时带来方便,而且在运行中能及时地排出空气,对稳定水力工况、保证换热效率起到良好的作用。自动放气阀安装在闭式水路系统的最高点和局部最高点。

浮球阀主要用于膨胀水箱和冷却塔处,起自动补水和恒定水位的作用。浮球阀通过浮球来感受水位的变化,水位下降时浮球下行,通过连杆来开启阀门注水;当水位升至一定的高度时,浮球阀自动关闭。

止回阀又名逆止阀、单向阀,主要用于阻止介质倒流。止回阀在空调水路系统中的作用:一是保证系统中的设备能切换使用;二是在水泵停机时,防止由于动压骤然变化形成的倒流对水泵造成破坏。止回阀安装在循环水泵的出水段。

平衡阀用于空调循环水路,主要起流量调节和平衡管路阻力的作用,以保证各末端的水量能按设计值来分配。使用平衡阀能带来诸多方便,但由于其价格较贵,一般多用于末端装置很多的大型系统和精度要求较高的情况。

在高层建筑中的供回水管道的适当部位设置减压稳压阀,可以有效地降低阀后管路和设备的承压,从而替代水系统的竖向分区。减压稳压阀的功能:一是通过改变开度,阀后的压力即可相应改变,并稳定在某一数值上;二是既能减低动压,又能隔断静水压力(无水流过时)。

从阀件动作的动力来看,可以分为两类阀:电动阀和手动阀。

(三) 除污器和水过滤器

为防止水管系统堵塞和保证各类设备和阀件的正常功能,在管路中应安装除污器或水过滤器,用以清除和过滤水中的杂物及水垢。一般情况下,除污器或水过滤器安装在水泵的吸入管段和热交换设备的进水管上。

除污器有立式直通式、卧式直通式和卧式角通式等多种,工程上目前比较常用的是 Y 型过滤器,它具有外形尺寸小、拆装清洗方便的特点。Y 型过滤器的滤网孔径一般取 18 目。

除污器和水过滤器的型号都是按连接管管径选定的,连接管的管径应该与干管的管径相同。在进行阻力计算时,目前工程上常用除污器的局部阻力系数可取 4~6;水过滤器的局部阻力系数可取 2.2,它们都对应于连接管的动压。

在选用除污器和水过滤器时应重视它的耐压要求和安装检修的场地要求。除污器和水过滤器的前后,应该设置闸阀,供它们在定期检修时与水系统切断之用(平时处于全开状态);安装时必须注意水流方向;在系统运转和清洗管路的初期,宜将其中的滤芯卸下,以免损坏。

(四) 电子水处理装置

中央空调系统循环冷水和冷却水均应保持一定的水质条件。因为长时间循环使用的冷水、冷却水往往由于重碳酸盐、细菌和藻类杂物等因素,使冷水机组蒸发器、冷凝器及系统中的换热盘管等热交换设备结垢或腐蚀,从而增大设备热阻、降低制冷量和影响机组寿命。

比较传统的方法是定期向系统投入一定量的药物清洗剂,将水管和设备内壁清洗干净后,彻

底换水。这种方法效果明显,但费工费时,对全年运行中央空调系统的可靠性有一定的影响。近年来多采用电子水处理装置,其中高频电子水垢处理器就是一种效果较好的水处理装置。

高频电子水垢处理器串接于空调循环水路上,利用高频电磁场作用流经处理器的水,使水分子间氢键断裂,改变了原水水质的团链大分子结构;同时水分子的电子处于高能位状态,导致水分子电位下降,使水中溶解盐类的离子及带电粒子间静电引力减弱,难以相互聚集;且水分子与器壁间电位差减小,各盐类离子趋于分散,不向器壁聚集。当这种电磁极化水流经各类受热体时,形成针状结晶,表现为一种松软、沙状软垢,便于沉淀,不易板结于受热面,还可以随水流动,通过排污渠道顺利排出。因此该设备可以防止硬垢生成。电磁极化水渗透性和偶极距增大,可浸润老垢,使之龟裂、脱落,从而完成除垢、防垢的纯物理法工作过程。同时器壁金属离解受到抑制,对无垢系统具有防蚀作用。

此外,高频电磁极化水,还可以有效地杀灭水中的菌类、藻类等,有效地抑制水中微生物的繁殖。

最好在装有电子水处理器的管段并联一旁通管路,以方便在不停机状态下对电子水处理器进行维修保养或更换。

(五) 保温管套

空调冷(热)水管、冷凝水管都需保温,采用保温管套保温是最方便的。制造保温管套的材料,除应具有良好的隔热保温性能外,还应具有良好的防潮抗水性能和防火性能。常用的保温管套材料有聚苯乙烯(自熄型)、玻璃棉、岩棉等。为了更好地隔辐射热和防潮及防止水气渗透,常在保温管壳外层粘有带网格线的铝箔贴面。

近来国际上流行和我国正在推广采用一种新型保温材料——发泡橡胶保温材料及用这种材料制作的柔性保温管套。这种材料采用合成橡胶发泡,使材料整体形成闭泡结构。因此,这种材料既具有优良的隔热性能[在 0°C 时的导热系数为 $0.034\sim 0.38\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$],又能防止水气渗透。即使材料表面被划伤,也不会影响整体的防潮抗水性能。它同时具有较好的防火性能,是国家消防机构允许使用的难燃性建筑材料。与其他保温材料比较,发泡橡胶保温材料的特点是用材厚度薄,防潮抗水性能好,对施工人员身体无危害,施工方便,尤适合在潮湿的地区和区域使用,其设计选型详见附录。

第三节 空调水系统设计

空调水系统设计是中央空调工程设计的主要内容之一。它包括:水系统方案的总体构思,水系统形式的选择与分区,水系统管网布置及走向,水系统水管的选择与管径的确定,水系统辅助设备和配件的配置与选择,水系统的防腐、保温和保护,水系统的调节与控制等。

一、空调水系统方案的构思

(一) 影响水系统方案构思的因素

在空调工程设计的高级阶段,空调水系统方案的构思是与空调整体方案构思结合进行的,它是空调整体方案的一部分。

从大的方面看,影响水系统方案构思的因素有建筑物的位置、造型、规模、层数、结构、平面布

置、使用功能与区域划分及空调系统(或空调方式)的选择与分区等。从细节看,建筑物中中央机房、空调机房(含新风机房)的设置,设备层的安排,管井的布局,管孔的预留,屋面结构及布置等都与水系统方案的构思紧密相关。此外,构思空调水系统方案时,还需兼顾生活水系统、消防水系统、空调风道系统、建筑电气系统及室内装修等的方案,协调统筹考虑。

(二) 水系统方案构思的主要内容

- 1. 水系统形式的选择与分区;
- 2. 水系统的调节与控制;
- 3. 水系统辅助设备和配件的配置与选择;
- 4. 水系统管网布置及走向;
- 5. 水系统的防腐、保温和保护等。

二、空调冷(热)水系统设计

(一) 冷(热)水系统形式的选择与分区

本章第一节已介绍了空调冷(热)水系统的一些典型形式及选择原则,这里不再重复。

冷(热)水系统的分区与空调系统的分区是结合考虑的,一般是一致的,可参见第三章第二节和第三节。

(二) 冷(热)水系统水管管径的确定

1. 连接各空调末端装置的供回水支管的管径,宜与设备的进出水接管管径一致,可查产品样本获知。

2. 供回水干管的内径 d_i (单位为 mm), 可根据各管段中水的体积流量 q_v (L/s) 和选定的流速 v (m/s), 通过计算确定, 因为 $q_v \times 10^6 = \frac{\pi}{4} d_i^2 v \times 10^3$ ($1\text{L} = 10^6 \text{ mm}^3$, $1\text{m/s} = 10^3 \text{ mm/s}$), 所以

$$d_i = 20 \sqrt{\frac{10 q_v}{\pi v}} \tag{5-1}$$

式中计算管段的水流量 q_v , 由该管段所承担的各空调末端装置的总设计水量决定; 水流速 v 可参照表 5-3 所列的不同公称直径下的最大允许速度选定。算出 d_i 后, 对照表 5-1 查取适合的公称直径 DN 即可(注意, 查表 5-1 时, 管内径为管外径与两倍壁厚之差)。为节省管材, 选择管径时, 沿水流方向, 供水干管的管径是逐段减小的; 同程式回水干管的管径是逐段增大的。但为了施工方便, 变径也不宜太多。

表 5-3 管内水的最大允许速度

管公称直径 DN mm	最大允许速度 v m/s	管公称直径 DN mm	最大允许速度 v m/s
<15	0.30	50	(1.00)
20	0.65	70	(1.20)
25	0.80(0.70)	80	(1.40)
32	1.00(0.80)	100	(1.60)
40	1.50(1.00)	125	(1.90)
>40	1.50(见右表)	≥ 150	(2.00)

说明: 括弧内的值是另一种建议值, 供参考。

下面举例说明确定管径的方法。

例 5-1 图 5-7 为风机盘管系统某分区的供水管路示意图(回水管路未画出)。图中上侧 6 个风机盘管每一个的设计水量都是 0.1L/s ; 下侧 5 个每一个为 0.14L/s 。所有风机盘管的进、出水接管管径都为 $\text{DN}20$ 。试确定各管段的管径。

解

(1) 连接各风机盘管的所有供水支管,管径都与接管管径一致,即皆为 $\text{DN}20$ 。

(2) 计算和选择各段干管管径(选用镀锌钢管)。

1—2 段 $q_v = (0.1 + 0.14)\text{L/s} = 0.24\text{L/s}$ 。干管管径应不小于支管管径,取 $\text{DN}25$ 试算。查表 5-3, $\text{DN}25$ 允许的最大流速 $v = 0.80\text{m/s}$ 。将 $q_v = 0.24\text{L/s}$ 、 $v = 0.8\text{m/s}$ 代入式(5-1),算得 $d_i = 19.54\text{mm}$ 。查表 5-1,算得 $\text{DN}25$ 的内径 $d_i = (33.5 - 2 \times 3.25)\text{mm} = 27\text{mm} > 19.54\text{mm}$,因此,实际流速 $< 0.8\text{m/s}$,故选

$\text{DN}25$ 适合。

2—3 段 $q_v = (0.24 + 0.1 + 0.14)\text{L/s} = 0.48\text{L/s}$,取 $v = 0.8\text{m/s}$ 代入式(5-1)算得 $d_i = 27.65\text{mm}$,略大于 27mm ,若选 $\text{DN}25$,实际流速将为 0.84m/s ,较允许的 0.8m/s 略大。由于大得不多,为节省钢材和减少变径困难,仍选 $\text{DN}25$ 。

3—4 段 $q_v = (0.48 + 0.1 + 0.14)\text{L/s} = 0.72\text{L/s}$,取 $v = 1.0\text{m/s}$ 代入式(5-1)算得 $d_i = 30.28\text{mm}$ 。查表 5-1, $\text{DN}32$ 的内径 $d_i = (42.25 - 2 \times 3.25)\text{mm} = 35.75\text{mm} > 30.28\text{mm}$ 。可选 $\text{DN}32$,实际流速 $< 1.0\text{m/s}$,符合要求。

4—5 段 $q_v = (0.72 + 0.1 + 0.14)\text{L/s} = 0.96\text{L/s}$,取 $v = 1.0\text{m/s}$,代入式(5-1)算得 $d_i = 34.97\text{mm} < 35.75\text{mm}$ 。故可选 $\text{DN}32$,实际流速 $< 1.0\text{m/s}$,符合要求。

5—6 段 $q_v = (0.96 + 0.1 + 0.14)\text{L/s} = 1.2\text{L/s}$,取 $v = 1.5\text{m/s}$ 代入式(5-1)算得 $d_i = 31.92\text{mm}$,似乎可选 $\text{DN}32$,但实际流速将为 $1.1\text{m/s} > \text{允许流速 } 1.0\text{m/s}$,故不可。改选 $\text{DN}40$,查表 5-1,其内径 $d_i = (48 - 2 \times 3.5)\text{mm} = 41\text{mm} > 31.92\text{mm}$,实际流速小于 1.5m/s ,符合要求。

6—7 段 $q_v = (1.2 + 0.1)\text{L/s} = 1.3\text{L/s}$,取 $v = 1.5\text{m/s}$,代入式(5-1)算得 $d_i = 33.23\text{mm} < 41\text{mm}$,选 $\text{DN}40$,实际流速小于 1.5m/s ,符合要求。

例 5-2 若需将上例中的干管 7—1 延长为 7—1—0,以向该区的新风机供水,新风机的水量为 1.2L/s ,接管管径为 $\text{DN}50$,试重新确定各管段直径(其它条件与上例同)。

解 最尾段干管 0—1 管径应与新风机接管管径一致,即取 $\text{DN}50$,因此,1—7 段干管管径不应小于 $\text{DN}50$ 。若能取 $\text{DN}50$,则可使得选用的该区干管管径在题设条件下为最小,且不需变径。现校核选 $\text{DN}50$ 是否符合要求。此时管内最大流量(在 6—7 段)为 $q_v = (1.2 + 1.3)\text{L/s} = 2.5\text{L/s}$, $\text{DN}50$ 允许的最大流速为 1.5m/s ,代入式(5-1)算得 $d_i = 46.08\text{mm}$ 。 $\text{DN}50$ 的内径 $d_i = (60 - 2 \times 3.5)\text{mm} = 53\text{mm} > 46.08\text{mm}$ 。可见选用 $\text{DN}50$ 时,管内实际最大流速(出现在 6—7 段)小于 1.5m/s ,故符合要求。因此,全干管段 7—1—0 都取 $\text{DN}50$ 。

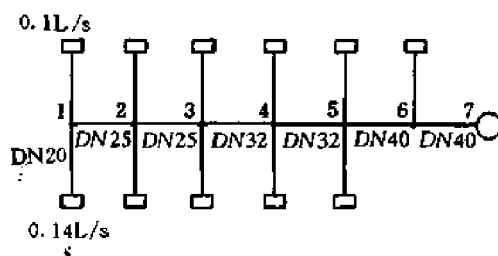


图 5-7 风机盘管某一分区供水管路

(三) 供回水集管

供水集管又称为分水器(或分水缸),回水集管又称为集水器(或回水缸),它们都是一段水平安装的大管径钢管。各台冷水机组(或热水器)生产的冷(热)水先都送入供水集管,再经与供水集管相连的各子系统或分区的供水干管向各子系统或各区供水;各子系统或各区的空调回水,由与回水集管相连的各回水干管先回流至回水集管,然后再送入各冷水机组(或热水器)。供回水集管安装在中央机房内,各子系统或各区的供回水干管及其上的调节截止阀都在机房内与供回水集管连接,显然便于安装和维修操作。

供回水集管的管径,按其中水的流速大致控制在 $0.5 \sim 0.8 \text{ m/s}$ 的范围内确定,并应大于最大接管开口直径的 2 倍。

供回水集管的管长由所需连接的管接头个数、管径及间距确定。两相邻管接头中心线间距宜为两管外径 + 120 mm;两边管接头中心线距集管端面宜为管外径 + 60 mm。参见图 5-8。

供回水集管底部应设排污管接头,一般选用 DN40。

(四) 冷水泵的配置与选择

1. 配置。每台冷水机组应各配置一台冷水泵。考虑维修需要,宜有备用水泵,并预先接在管路系统中,可随时切换使用。例如有两台冷水机组时,常配置三台冷水泵,其中一台为可切换使用的备用泵。若冷水机组蒸发器或热水器有足够的承压能力,可将它们设置在水泵的压出段上,这样有利于安全运行和维护保养。若蒸发器或热水器承压能力较小,则应设在水泵的吸入段上。冷水泵的吸入段上应设过滤器。

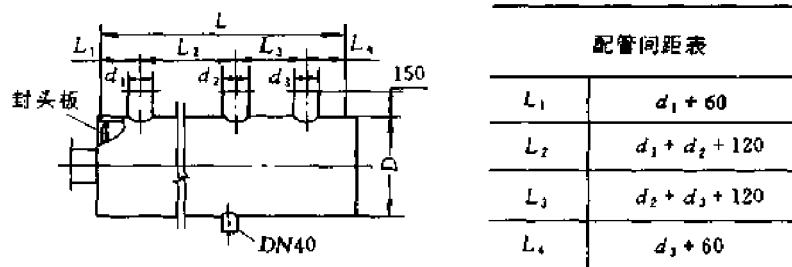


图 5-8 分水器或集水器的构造简图

2. 选择。通常选用比转数 n_s 在 $30 \sim 150$ 的离心式清水泵。水泵的流量应为冷水机组额定流量的 $1.1 \sim 1.2$ 倍(单台工作时取 1.1 , 两台并联工作时取 1.2); 水泵的扬程应为它承担的供回水管网最不利环路的总水压降的 $1.1 \sim 1.2$ 倍。最不利环路的总水压降, 包括冷水机组蒸发器的水压降 Δp_1 、该环路中并联的各台空调末端装置的水压损失最大一台的水压降 Δp_2 、该环路中各种管件的水压降与沿程压降之和。冷水机组蒸发器和空调末端装置的水压降, 可根据设计工况从产品样本中查知; 环路管件的局部损失及环路的沿程损失应经水力计算求出, 在估算时, 可大致取每 100 m 管长的沿程损失为 $5 \text{ mH}_2\text{O}$ 。这样, 若最不利环路的总长(即供、回水管管长之和)为 L , 则冷水泵扬程 $H(\text{mH}_2\text{O})$ 可按式估算。

$$H_{\max} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + 0.05L(1 + K) \quad (5-2)$$

式中 K 为最不利环路中局部阻力当量长度总和与直管总长的比值。当最不利环路较长时 K 取

0.2~0.3;最不利环路较短时 K 取 0.4~0.6。

表 5-4 列出了空调工程常用的高效节能型水泵;图 5-9 是 IS 型泵性能范围图,供读者参考。

表 5-4 空调工程常用高效节能型水泵系列

结构形式	系列	流量范围		扬程范围		取代的 系列
		L/s	m ³ /h	kPa	mH ₂ O	
单级、单吸、悬臂式	IS	1.75~111	6.3~400	49~1226	5~125	BA
单级、双吸、中开式	S	38.9~561	140~2020	98~931	10~95	SH
多级、单吸、分段式	TSWA	4.17~53.1	15~191	165~2865	16.8~292	TSW

例 5-3 一空调冷水系统由一台水泵驱动,其设计循环水量为 180 m³/h,系统计算流动阻力为 28.5 mH₂O,试用图 5-9 来确定水泵型号。

解 已知 $q_{V_{max}} = 180 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_{max} = 28.5 \text{ mH}_2\text{O}$,依前所述,取安全系数为 1.1,则

$$q_V = 1.1 q_{V_{max}} = 198 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 1.1 H_{max} = 31.35 \text{ mH}_2\text{O}$$

查图 5-9,选用 IS150-125-315 型水泵,其最高效率点的流量为 200 m³/h,扬程为 32 mH₂O,满足要求。

(五) 热水泵的配置与选择

以夏季空调送冷为设计工况的中央空调系统,在冬季可以切换接热源,变成循环热水向空调区域送暖风。这样就引出一个热水循环泵的配置与选择问题。

如果通过热负荷计算和设备选型,系统热水流量与冷水流量相同或相差不大,则可以不另外设置热水泵,直接用冷水泵作为热水泵使用,只要注意冷水泵选型时能承受 60℃ 热水的温度即可。这是一种比较理想的状态。

如果热水流量与冷水流量相差较大,则应该在系统中增设与热水系统相匹配的热水泵,以避免冬季送暖时“大马拉小车”而造成浪费和系统运行失调。热水泵的配置原则和选择计算方法与冷水泵相同,在此不再赘述。还有一种办法就是采用双速水泵,其夏季作为冷水泵使用时高速运行,冬季作为热水泵使用时低速运行,这样在不增加水泵台数的情况下可以比较好地解决水泵与冷热水系统配套的问题。但这种办法受到水泵型号的限制。

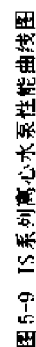
如果系统容量较小或冬季送暖的时间不长,为不增加一次性投资和简化系统,即便是冷热水流量相差较大,也允许使用同一套循环水泵,只要在季节替换时对系统管路作适当调节即可。

(六) 膨胀水箱的配置与选择

在冷(热)水系统最高处应配置一个膨胀水箱,且应连接在水泵的吸入侧,参见本章第一节图 5-4。视空调系统规模大小,膨胀水箱有效容积取 0.5~1.0 m³。膨胀水箱配管参见第一章第四节图 1-26。注意膨胀水箱应加盖和保温。用带有网格线铝箔贴面的玻璃棉保温时,保温层厚度取 25 mm。

(七) 管道防腐与保温

冷(热)水系统所有供水管和回水管都应保温,且在敷保温层前,先刷红丹防锈漆两道。为隔



辐射热,保温材料表面应用带网格线铝箔贴面。制冷机房或户外的冷(热)水管道在保温后应外包保护层,即包裹油毡玻璃丝布或涂抹石棉水泥保护壳。注意,采用玻璃棉或矿渣棉制的管壳保温时,只宜使用油毡玻璃丝布作保护层。

冷(热)水管保温层的厚度可参考表 5-5 选用。

表 5-5 保温层厚度选用参考表

冷(热)水管公称直径 DN mm		≤32	40~65	80~150	200~300	>300
保温层厚度 mm	聚苯乙烯(自熄型)	40~45	45~50	55~60	60~65	70
	玻璃棉	35	40	45	50	50
	发泡橡胶	6	9	9	9	9

三、空调冷却水系统设计

(一) 冷却水泵和冷却塔的配置

通常一台冷水机组配置一台冷却水泵,并且应有备用冷却水泵。例如两台冷水机组常设三台冷却水泵,其中一台为备用泵,并预先连接在冷却水管路系统中,可切换使用。

为利于安全运行和维护保养,冷水机组的冷凝器宜设在冷却水泵的压出段上。冷却水泵的吸入段应设过滤器。

以便于调节控制冷水机组运行为原则,冷却塔的配置可以是一台冷水机组对应一台冷却塔,也可以是同时投入运行和同时撤出运行的几台冷水机组共用一台冷却塔。

(二) 冷却水系统管径的确定

一台冷水机组配置一座冷却塔和一台冷却水泵时,冷却水系统管路的管径可按冷却塔的进出水接管管径确定。

一座冷却塔与几台冷水机组对应时,各台冷水机组的冷却水进、出水管管径与该冷水机组冷凝器冷却水接管管径相同。冷却塔的进水管管径与冷却塔的进出水接管管径相同。

多座冷却塔并联运行时,应设进水干管和出水干管。进水干管的流量为各冷却塔流量之和,流速约取 0.8 m/s,按式(5-1)可算出进水干管所需内径。为使各冷却塔出水量均衡,一是应用连通管(又称均压管或平衡管)将各冷却塔的接水盘连接起来,并使连通管的管径与进水干管的管径相同;二是冷却塔出水干管宜采用比进水干管大两号的集管,并用 45°弯管与各冷却塔的出水管连接。

(三) 冷却水泵的选择

1. 冷却水泵的流量应为冷水机组冷却水量的 1.1 倍。

2. 冷却水泵的扬程应为冷水机组冷凝器水压降 Δp_1 、冷却塔开式段高度 Z 、管路沿程损失及管件局部损失四项之和的 1.1~1.2 倍。 Δp_1 和 Z 可从有关产品样本中查得;沿程损失和局部损失应从水力计算求出,作估算时,管路中管件局部损失可取 5 mH₂O,沿程损失可取每 100 m 管长约 5 mH₂O。若冷却水系统来回管长为 L (m),则冷却水泵所需扬程的估算值 H (mH₂O)约为

$$H = \Delta p_1 + Z + 5 + 0.05L \tag{5-3}$$

3. 依据冷却水泵的流量和扬程,可参考图 5-9 或有关水泵性能参数表选用冷却水泵。

(四) 冷却塔的选择

1. 选择冷却塔的主要依据是冷却循环水量,初选的冷却塔的名义流量应满足冷水机组要求的冷却水量,同时塔的进水、出水温度应分别与冷水机组冷凝器的出水和进水温度相一致。冷却塔的冷却能力与大气的气象参数有密切联系,相同的塔在不同气象条件下,其冷却能力即冷却水量是不同的。因此,在非标准状况下,应根据各状态参数,参照厂家提供的设计选型表或图进行修正来选型。

图 5-10 是某产品的设计选型图(见书后插页),通过下例来说明此图的用法。

例 5-4 某一冷却水系统循环水量 $350 \text{ m}^3/\text{h}$,冷却塔进水温度 37°C ,出水温度 32°C ;室外空气湿球温度 28°C ,冷幅(出水温度与湿球温度之差)为 4°C ,水温差(冷却塔进出水温差)为 5°C 。试用图 5-10 来选择合适的冷却塔。

解 如图 5-10 所示:从 4°C 冷幅高点上划一条平行线,找出与 5°C 温差斜线之交点 A ;再在 A 点上划一条垂直线,找出与 28°C 湿球温度斜线之交点 B ;过 B 点再作平行线,同时在 $350 \text{ m}^3/\text{h}$ 水量点上划一垂直线,两者交点为 C 。 C 点在 $\text{SR}-370$ 和 $\text{SR}-330$ 斜线之间,故本例所选用的冷却塔型号应该是 $\text{SR}-370$ 。

2. 根据冷却塔安装位置的高度和周围环境对噪声的要求,进一步确定是选用普通型、低噪音型还是超低噪音型,以最小限度满足噪声要求为准。

3. 如果冷却循环水的水质要求很高,或者冷却塔周围的空气污染较严重,含尘浓度较高,则有必要考虑选用密闭式冷却塔(蒸发式冷却塔)。

4. 校核所选塔的结构尺寸、运行重量是否适合现场安装条件。

(五) 保温

室内的冷却水管及室外暗装的冷却水管是不需要保温的。在较炎热的地区和日照较强烈的地方,室外明装的冷却塔出水管需要保温。保温材料采用带有网格线铝箔贴面的玻璃棉时,其厚度可取 25 mm 。

四、冷凝水排放系统设计

(一) 冷凝水管布置

当空调器邻近处有下水管或地沟时,可用冷凝水管将空调器接水盘所接的凝结水排放至邻近的下水管中或地沟内。

若相邻近的多台空调器距下水管或地沟较远,需用冷凝水干管将各台空调器的冷凝水支管和下水管或地沟连接起来。

(二) 冷凝水管管径的确定

直接和空调器接水盘连接的冷凝水支管的管径应与接水盘接管管径一致(可从产品样本中查得)。

需设冷凝水干管时,某段干管的管径可依据与该管段连接的空调器的总冷量 $\Phi(\text{kW})$ 按表 5-6 建议值选定。

(三) 冷凝水管保温

所有冷凝水管(无论是水平管还是立管)都应保温,以防冷凝水管温度低于局部空气露点温

度时,其表面结露滴水。采用带有网格线铝箔贴面的玻璃棉保温时,保温层厚度可取 25 mm。

表 5-6 冷凝水干管管径选择

干管承担冷量 Φ kW	干管公称直径 DN mm	干管承担冷量 Φ kW	干管公称直径 DN mm
≤ 7	20	177~598	50
7.1~17.6	25	599~1055	80
17.7~100	32	1 056~1 512	100
101~176	40		

说明: $DN=15$ mm 的管道不推荐使用。立管的公称直径,应与同等负荷的水平干管的公称直径相同。

第四节 空调水系统施工

空调水系统应按照施工规范及设计图纸进行施工。本节主要强调空调水系统施工中应注意的一些问题。

一、施工规范

(一) 水系统管道安装

应按照《采暖与卫生工程施工及验收规范》(GBJ242—82)第二、三、四、九章中的有关规定执行(见《现行建筑施工规范大全》第 5 集)。

(二) 水系统管道防腐和保温

应按照《采暖与卫生工程施工及验收规范》(GBJ242—82)第十一章和《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第九章中的有关规定执行(见《现行建筑施工规范大全》第 5 集)。

(三) 冷却塔安装

应按照《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第八章中的有关规定执行。

(四) 水泵安装

应符合《机械设备安装施工技术规范》第一册《通用规定》的规定。

二、施工工艺标准及标准图集

(一) 施工工艺标准

可参见北京市建筑工程总公司所编《建筑设备安装分项工程施工工艺标准》第一篇中的有关内容(中国建筑工业出版社);或参见强十渤、程协瑞主编的《安装工程分项施工工艺手册》(中国计划出版社)第一分册和第三分册中的有关内容。

(二) 标准图集

详见现行全国《通风与空调工程标准图集》,如:

1. 236.T905-1 方形膨胀水箱;
2. 237.T905-2 圆形膨胀水箱;
3. 244.90T911 IS 型离心水泵基础及安装。

三、空调水系统安装应注意的问题

(一) 水系统管道安装与保温

1. 冷水机组、水泵等管道的进出口处,均安装工作压力为 1 MPa(高层建筑按设计指定的工作压力值)的球型橡胶减震软接头。

2. 所有自动或手动阀门的公称压力应为 1 MPa(高层建筑按设计指定的公称压力),阀门手柄禁止向下安装。 $DN80$ 及以下的阀门都采用丝扣阀, $DN100$ 及以上的阀门都采用法兰式阀门(要求配带双法兰)。法兰垫片采用 3~4 mm 厚橡胶石棉垫片。

3. 冷(热)水系统的所有立管的最高点都应安装自动排气阀;最低点设手动排污放水阀。

4. 竖向安装的水管必须垂直,不得有倾斜偏歪现象,竖管在每层楼板上设置支架。

5. 从水平管接出的支管,一般应从顶部或侧面接出,不能接成 U 形弯,以免气阻。

6. 凡暗装于顶棚上或管井内的水管,在设有阀门处,都必须设置检查门或活动天花板检修孔。

7. 在水泵的吸入管和热交换器的进水管上,以及如自动排气阀等小口径阀前的管路上,都应安装除污器或水过滤器,用以清除和过滤水中的杂质,防止管路堵塞和保证各类设备、阀件的正常功能。现在使用 Y 型过滤器的较多。除污器和水过滤器前后,应设置闸阀,以便检修。清洗管路时,应把滤芯卸下,以免损坏。

8. 钢管管道支、吊、托架的做法和使用材料可参阅采暖通风标准图集(N112)。间距可参考表 5-7 选定。支吊点膨胀螺栓规格,双管吊点当管径 $< DN40$ 时,用 M10; $DN50 \sim DN100$ 用 M12; $DN125 \sim DN400$ 用 M16;多管吊点一律用 M16。

表 5-7 钢管管道支、吊、托架的最大间距

公称直径 DN mm		m													
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
最大 间距	保温管	1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.0	4.0	4.0	4.5	5.0	6.5	7.0	8.0	8.5
	不保温管	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.0	6.5	7.0	8.0	9.5	11.0	12.0

9. 在立管上为避免保温层下坠,应在立管上每隔 2~3 m 预先焊上高 20 mm 的 25 mm × 4 mm 扁铁 2~3 块,然后再包保温层。

10. 安装空调冷(热)水管时,应避免与金属支架直接接触产生冷桥。在冷(热)水管与支架间应隔以木垫,木垫需先作防腐处理。

11. 采用保温管壳保温时,接缝应置于管道侧面。管壳的纵横向接缝应错开,接缝处除用胶粘剂粘结外,还要用带有网格线铝箔的胶带封口。

12. 冷凝水管的水平段应有不小于 0.01 的坡度,坡向应与预定的水流排放方向一致。

(二) 膨胀水箱安装

膨胀水箱应该连接在冷(热)水水泵的吸入侧,而且箱底标高至少要高出水管系统最高点 1 m,箱体与系统的连接管尽量从箱底垂直接入。

(三) 冷却塔安装

1. 安装场地的承载能力。冷却塔选定后,从产品样本查知所选冷却塔的运行重量及安全系数,校核安装地基承载能力。

2. 安装场地的环境条件。冷却塔宜安装于屋面或空气流畅处,避免安装在烟尘多、有热源、有异物坠落的场所。不适宜安装在有腐蚀性气体产生之处,如烟囱旁边、温泉地区等。

3. 安装空间。相邻两座冷却塔塔体间的最短距离应大于一座塔塔体最大直径的一半,冷却塔入风口端与平行建筑物之间最短距离应大于塔体高度,冷却塔位置必须预留适当空间,以便配管。

4. 配管。配管大小应与塔体接管尺寸一致,循环水出入水管的配管应避免突然升高,循环水出入水管和冷却水泵的安装标高的最大值也应低于正常运行中接水盘中的水面,大于 DN100 的循环水出入口接管处宜装防振软管。

5. 安装。冷却塔基础需按规定尺寸预埋好水平放置的钢板,以机械安装基础的公差为准;在用地脚螺栓连接时,地脚螺栓应旋紧;冷却塔的基础若要加装避振器时,冷却塔的支持脚与避振器间必须装设整体底座,以免受力不均导致冷却塔损坏。

第五节 空调水系统的压力试验

为了检查水系统管路的机械强度与严密性,空调冷水系统和冷却水系统在安装完毕后,都应进行水压试验。采用水作试压介质,可便于查找泄漏之处。冷水系统的水压试验应在管道和设备保温及安装天花之前进行。

强度试验压力通常取表压约 0.9 MPa (9 kgf/cm^2);严密性试验压力取表压约 0.6 MPa (6 kgf/cm^2)。试验用压力表应预经校验合格,精度不低于 1.5 级,表的满刻度值应为最大试验压力的 1.5~2.0 倍,使用的压力表不少于两个。

对于管路较长或管路标高差很大的系统,水压试验可分段或分层进行。分段分层进行水压试验时,应用盲板(堵板)将试验管段与其他部分临时隔开。

水压试验装置参见图 5-11。

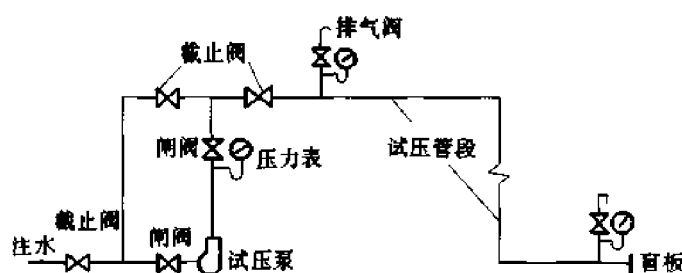


图 5-11 水压试验装置图

水压试验的步骤是:

(1) 用压缩空气吹除管内杂物,再用清水冲洗管道(水速取 $1.0\sim1.5\text{ m/s}$),边冲洗边用小锤敲打管道,直至排水处水色透明为止。

(2) 把试压管段高处各排气阀打开,向系统内注水,灌满水后关闭排气阀和进水阀。

(3) 用临时和试压管段串接的手摇或电动试压泵逐渐加压,分 2~3 次加到要求的试验压力。在加压过程中,每升高一定压力后应停止加压检查管道,无问题时再继续加压。

(4) 当压力指示达到 0.9 MPa 时停止加压,保持 30 min,若压力降不超过约 0.02 MPa (0.2 kgf/cm^2),管道无渗漏和变形,则强度试验合格。

(5) 强度试验合格后,将试验压力降至 0.6 MPa,保持两小时,对管道进行全面检查,并用质量为 1.5 kg 以下的小锤,在距焊缝 15~20 mm 处沿焊缝方向轻轻敲击,若焊缝及管道的法兰连接处均无渗漏且压力表指示值不下降,则严密性试验合格。

第六章 空调风系统的设计与施工

在中央空调系统中,不论采用何种冷(热)源,也不论采用何种末端装置,最终向空调房间送冷(热),都是通过送风的形式来实现的。另外,空调房间的换气、排烟、防烟也是通过空气的运动来进行的。因此,空调风系统是中央空调系统中的一个重要内容。

当负荷计算、系统分区、设备选择完成以后,接下来的工作就是确定合理的送风口及回风口型式和气流组织形式,进行气流组织计算,规划风管的走向,计算风管截面积及对系统进行水力计算。

第一节 送风口和回风口的型式

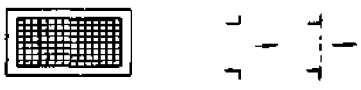
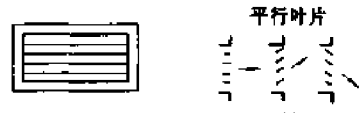
根据空调精度、气流型式、风口安装位置以及建筑室内装修的艺术配合等多方面的要求,可以选用不同型式的送风口和回风口。下面对几种常用的送风口和回风口型式及构造作一简单介绍。

一、送风口

(一) 侧送风口

在房间内横向送出气流的风口叫侧面送风口,或简称侧送风口。这类风口中,用得最多的是百叶型送风口。百叶风口中的百叶片做成活动可调的,既能调节风量,又能调节风向。为满足不同的调节性能要求,可将百叶片做成多层,每层有各自的调节功能。除了百叶型送风口外,还有格栅型送风口和条缝型送风口。常用侧送风口型式见表 6-1。

表 6-1 常用侧送风口型式

风口图式	风口名称
	格栅型送风口
	单层百叶型送风口
	双层百叶型送风口
	条缝型送风口

(二) 散流器

散流器是安装在顶棚上的送风口,其自上至下送出气流。散流器的型式很多,有盘式散流器、直片式散流器、流线型散流器等,可以形成平送和下送流型。另外从外观上分,有圆形、方形和矩形三种。常用散流器型式见表 6-2。表 6-3 为矩形散流器型式及其在房间内的布置示意。

表 6-2 常用散流器型式

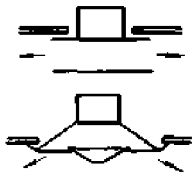
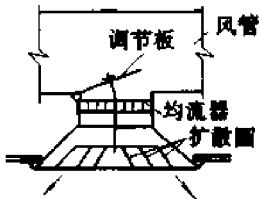
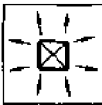
风口图式	风口名称
	盘式散流器
	直片式散流器
	流线型散流器

表 6-3 矩形散流器及其在房间内的布置示意

散流器型式	在房间内位置及气流方向	散流器型式	在房间内位置及气流方向
			
			
			

有时从装修美观考虑,为了保持天花板面上风口的统一,也将散流器作为排风口使用。

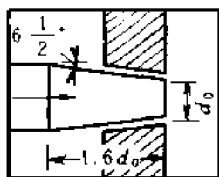
(三) 喷射式送风口

喷射式送风口在工程上简称喷口,它是一个渐缩圆锥台形短管。根据其形状,分为圆形喷口、矩形喷口和球形旋转风口,如图 6-1 所示。喷口的渐缩角很小,风口无叶片阻挡,送风噪声

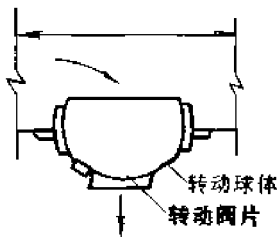
低而射程长,适用于大空间公共建筑,如体育馆、电影院等。

(四) 孔板送风口

孔板送风口实际上是一块开有若干小孔的平板,在房间内既作送风口用,又作顶棚用。空气由风管进入楼板与顶棚之间的空间,在静压作用下再由孔口送入房间。其最大特点是送风均匀,气流速度衰减快,噪声小,多用于要求工作区气流均匀、区域温差较小的房间和车间。孔板送风口如图 6-2 所示。



(a) 圆形喷口



(b) 球形旋转风口

图 6-1 喷射式送风口

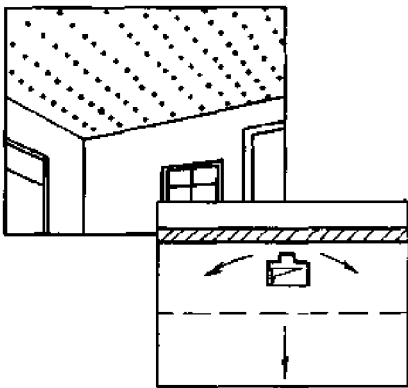


图 6-2 孔板送风口

综上所述,将常用送风口的型式、特征和适用范围归纳于表 6-4 中。

表 6-4 常见空气分布器的型式、特征及适用范围

空气分布器类型	送风口名称	型 式	气流类型及调节性能	适用范围
侧 送 风 口	格栅型送风口	分叶片固定和叶片可调两种,不带风量调节阀	1. 属圆射流 2. 叶片可调格栅,可根据需要调节上下倾角或扩散角 3. 不能调节风口风量	要求不高的一般空调工程
	单层百叶型送风口	叶片横装为 H 型,竖装为 V 型,均带有对开式风量调节阀	1. 属圆射流 2. H 型可调节竖向仰角或俯角, V 型可调节水平扩散角 3. 能调节风口风量	用于一般精度的空调工程
	双层百叶型送风口	外层叶片横装,内层叶片竖装为 HV 型;外层叶片竖装,内层叶片横装为 VH 型。两种型式均带有对开式风量调节阀,也可装配可调式导流片	1. 属圆射流 2. 外层叶片可调,可根据需要调节竖向仰角或俯角,以及调节水平扩散角 3. 能调节风口风量	用于公共建筑的舒适性空调,以及精度较高的工艺性空调
	条缝型送风口	长宽比大于 10,叶片横装可调的格栅风口,或者与对开式风量调节阀组装在一起的条缝百叶风口	1. 属平面射流 2. 根据需要可调节上下倾角 3. 必要时也可调节风量	可作风机盘管出风口,也可用于一般的空调工程

续表

空气分布器类型	送风口名称	型 式	气流类型及调节性能	适 用 范 围
散 流 器	圆形(方形)直片式散流器	扩散圈为三层锥形面,拆装方便。可与单开阀板式或双开阀板式风量调节阀配套使用	1. 扩散圈挂上面一档呈下送流型,挂下面一档呈平送贴附流型 2. 能调节送风量	用于公共建筑的舒适性空调和工艺空调
	圆盘型散流器	圆盘呈倒蘑菇形,拆装方便。可与单开或双开阀板式风量调节阀配套使用	1. 圆盘挂上面一档时呈下送流型,挂下面一档时呈平送贴附流型 2. 能调节送风量	同上
	流线型散流器	散流器及其扩散圈呈流线型,可调节风量	气流呈下送流型,采用密集布置	用于净化空调
	方(矩)形散流器	扩散圈的型式有 10 多种,可形成 1~4 个不同的送风方向,可与对开式多叶调节阀,或单开阀板式风量调节阀配套使用,拆装方便	1. 平送贴附流型 2. 能调节送风量	用于公共建筑舒适性空调
喷射式送风口	圆形喷口	出口带较小收缩角度	属圆射流,不能调节风量	用于公共建筑和高大厂房一般空调
	矩形喷口	出口渐缩,与送风干管流量调节阀板配合使用	属圆射流,能调节送风量	
	球形旋转风口	带较短的圆柱喷口与转动球体相连接	属圆射流,既能调节气流方向,又能调节送风量	用于空调和通风岗位送风
孔板送风口	全面孔板	在顶棚上全面均匀布置孔口	1. 根据孔口送风速度和送风温差的不同,其流型可为平行流或不稳定流 2. 不能调节风向和风量	主要用于有洁净要求或工艺要求的工程中
	局部孔板	在顶棚上一个局部或多个局部布置孔口	1. 流型为不稳定流 2. 不能调节风向和风量	主要用于有洁净要求或工艺要求的工程中,也可根据需要结合装饰用于舒适性空调

二、回风口

回风口附近气流速度衰减迅速,对室内气流的影响不大,因而回风口构造比较简单,类型也不多,多采用固定百叶型。有的在孔口上装金属网格,以防杂物被吸入;也有的为了适应建筑装饰的需要,在孔口上装各种颜色图案的格栅。还有一种专用于地面回风的蘑菇型回风口,参见图 6-3。

回风口的形状和位置根据气流组织要求而定,多装在顶棚和侧墙上。若设在侧墙上靠近房间下部时,为避免灰尘和杂物被吸入,风口下缘离地面至少 0.15 m。

回风口形式可以很简单,但要求应有调节风量的装置。

回风口的吸风速度:回风口位于房间上部时,吸风速度

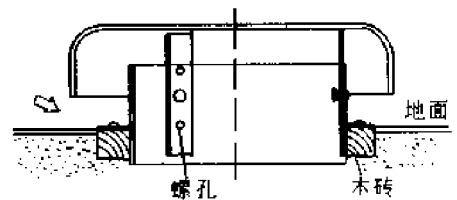


图 6-3 蘑菇型回风口

取 4.0~5.0 m/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 3.0~4.0 m/s,若靠近人员经常停留的地点,取 1.5~2.0 m/s;若用于走廊回风时,取 1.0~1.5 m/s。

第二节 空调房间常用的气流组织形式

这里的气流组织形式,是指气流在空调房间内流动所形成的流型。

气流组织形式有多种多样,应该根据空调要求,结合建筑结构特点及工艺设备布置等条件合理选择。按照送风口和回风口位置的相互关系及气流方向,大致可分为如下几种:侧送侧回、上送下回、中送上下回、下送上回及上送上回。

一、侧送侧回

侧送侧回的送风口和回风口都布置在房间的侧墙上。根据房间的跨度,可以布置成单侧送单侧回和双侧送双侧回,如图 6-4 所示。



图 6-4 侧送侧回气流流型

侧送侧回的送风射流在到达工作区之前,已与房间空气进行了比较充分的混合,速度场和温度场都趋于均匀和稳定,因此能保证工作区气流速度和温度的均匀性。此外,侧送侧回的射流射程比较长,射流能得到充分衰减,可以加大送风温差。侧面送风不占顶棚位置,可方便顶棚部位的艺术装饰,不会因为风口而影响装修的整体效果。

基于以上优点,侧送侧回是用得最多的气流组织形式。

二、上送下回

若上送下回的送风口位于房间上部,回风口则置于房间的下部,其基本形式如图 6-5 所示。此方式的送风气流在进入工作区前就已经与室内空气充分混合,易于形成均匀的温度场和速度场,且能有较大的送风温差,从而降低送风量,是最基本的气流组织形式。

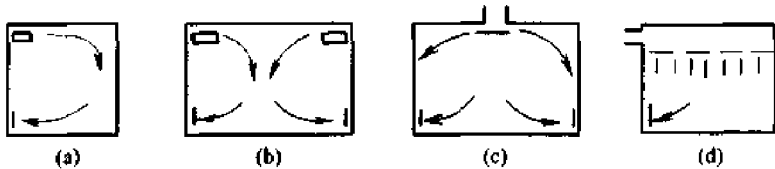


图 6-5 上送下回气流流型

三、中送下回

某些高大空间的空调房间,其上部和下部所要求的温差比较大,为减少送风量,降低能耗,在房间高度上的中部位置采用侧送风口或喷口送风,将房间下部作为空调区,上部作为非空调区。回风口设置在房间下部。为及时排走上部非空调区的余热,可在顶部设置排风装置,如图 6-6 所示。

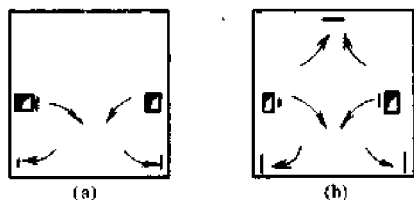


图 6-6 中送下回气流流型

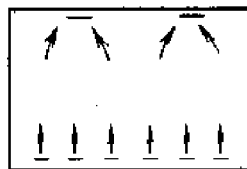


图 6-7 下送上回气流流型

四、下送上回

这种形式的送风口布置在下部,回风口布置在上部,如图 6-7 所示。这种形式的特点:一是能使新鲜空气首先通过工作区;二是由于是顶部回风,房间上部余热可以不进入工作区而被直接排走。故对于室内余热量大,特别是热源又靠近顶棚的场合,如大型计算机房、电讯自动交换中心等,最适合于采用这种气流组织形式。

五、上送上回

这种气流组织形式是将送风口和回风口叠在一起,明装布置在房间上部,如图 6-8 所示。对于那些因各种原因不能在房间下部布置回风口的场合,上送上回是相当合适的。但应注意控制好送风、回风的速度,以防止气流短路。

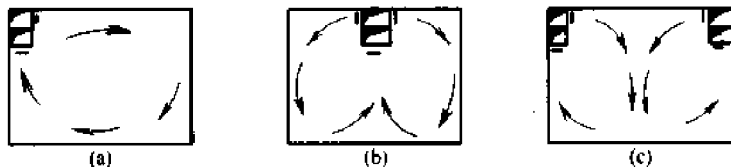


图 6-8 上送上回气流流型

第三节 气流组织的设计计算

空调房间的气流组织可直接影响室内空调效果,是关系房间工作区的温湿度基数、精度及区域温差、工作区的气流速度、空气洁净度和人的舒适感受的重要因素,同时还影响到空调系统运行的能耗量,因此有必要对气流组织进行设计计算。

气流组织设计计算的基本任务是:根据空调房间工作区对空气参数的设计要求,选择合适的

由于影响室内空气流动的因素有很多,且随机性强,使得理论计算方法有很大的局限性,目前所用的设计计算方法主要是基于实验条件下所得的半经验公式。因此在使用这些方法时,还应注意参考同类型空调房间设计的实践经验。

一、侧面送风的计算

侧面送风是空调气流组织中应用最为广泛的一种方式。它在整个房间内形成一个很大的回旋气流,工作区处于回流区,能保证工作区有较稳定、均匀的温度场和速度场。为使射流在到达工作区之前有足够的射程进行衰减,工程上常设计成靠近顶棚的贴附射流,并多用活动百叶型风口。下面介绍贴附侧送的设计计算方法。

计算步骤如下:

1. 选定送风口型式,确定紊流系数 α ;布置送风口位置,确定射程 x 。送风口型式及其紊流系数可查表 6-1 和表 6-5。

表 6-5 紊流系数 α 值

送风口型式	紊流系数 α
收缩极好的喷嘴	0.066
圆管	0.076
扩散角 $8^{\circ}\sim 12^{\circ}$ 的扩散管	0.09
矩形短管	0.1
带有可动导向叶片的喷嘴	0.2
活动百叶风格	0.14
收缩极好的平面喷嘴	0.108
平面壁上的锐缘斜缝	0.115
具有导叶加工磨圆边口的通风管纵向缝	0.155

2. 根据空调精度选取送风温差,计算送风量和换气次数(参见第二章第三节)。

3. 确定送风口的出流速度 v_0 。送风口的出流速度由以下两条原则确定:

(1) 应使回流平均速度小于工作区的允许流速。一般情况下工作区允许速度可按 0.25 m/s 考虑。

(2) 为防止风口噪声的影响,限制送风速度在 2~5 m/s 之间。

考虑以上两条原则,表 6-6 中给出了侧送风口最大允许送风速度和推荐的送风速度。

表 6-6 推荐的风口风速 m/s

射流的自由度 $\sqrt{A_n}/d_0$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	20	25	30
最大允许送风速度 ($v_n=0.36 \sqrt{A_n}/d_0$)	1.8	2.16	2.52	2.88	3.24	3.6	3.96	4.32	4.68	5.4	7.2	9.0	10.8
建议的送风速度 v	2.0			3.5			5.0						

最大允许送风速度的经验公式为

$$v_0 = 0.36 \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} \quad (6-1)$$

式中 A_n ——垂直于单股射流的房间横截面积, m^2 ;

d_0 ——送风口直径或当量直径, m 。

在用式(6-1)计算 v_0 时, 必须先知 $\sqrt{A_n}/d_0$ 。计算 $\sqrt{A_n}/d_0$ 的公式推导如下:

假设房高为 h , 房宽为 b , 则

送风口数目 $N = hb/A_n$

总送风量 $q_v (\text{m}^3/\text{h})$

$$\begin{aligned} q_v &= 3\,600 v_0 \frac{\pi d_0^2}{4} N \\ &= 3\,600 v_0 \frac{\pi d_0^2}{4} \frac{hb}{A_n} \end{aligned}$$

$$\text{所以} \quad \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} \approx 53.17 \sqrt{\frac{hb v_0}{q_v}} \quad (6-2)$$

从式(6-2)看出, 在计算 $\sqrt{A_n}/d_0$ 的公式中又包含有未知数 v_0 , 因而只能用试算法来求 v_0 , 即

①假设 v_0 , 由式(6-1)算出 $\sqrt{A_n}/d_0$;

②将算出的 $\sqrt{A_n}/d_0$ 代入式(6-1)中, 计算出 v_0 ;

③若算得 $v_0 = 2 \sim 5 \text{ m/s}$, 即认为可满足设计要求, 否则重新假设 v_0 , 重复上述步骤, 直至满足设计要求为止。

4. 确定送风口数目 N 。送风口数目 N 可按下式算得

$$N = \frac{hb}{\left(\frac{ax}{\bar{x}}\right)^2} \quad (6-3)$$

其中 $\bar{x}$ 可由图 6-9 查得。图 6-9 的 Δt_x 为射程 x 处的射流轴心温差, 一般应小于或等于空调精度; Δt_0 为送风温差。

射程取 $x = l - 0.5$, l 为房间长度, 减去 0.5 m 是考虑距墙 0.5 m 范围内划为非恒温区。

5. 确定送风口尺寸。由下式算得每个风口面积 $A_f (\text{m}^2)$

$$A_f = \frac{q_v}{3\,600 v_0 N} \quad (6-4)$$

根据面积 A_f , 即可确定圆形风口的直径或者矩形风口的长和宽。

6. 校核射流的贴附长度。射流贴附长度是否等于或大于射程长度, 关系到射流是否会过早地进入工作区。因此需对贴附长度进行校核。若算出的贴附长度大于或等于射程长度, 即可认为满足要求, 否则须重新设计计算。

射流贴附长度主要取决于阿基米德数 Ar 。

阿基米德数 Ar 按下式计算

$$Ar = \frac{gd_0(T_0 - T_n)}{v_0^2 T_n} \quad (6-5)$$

式中 T_0 ——射流出口温度, K;

T_n ——房间空气温度, K;

g ——重力加速度;

d_0 ——风口面积当量直径, m。

当 $T_0 > T_n$ 时, $Ar > 0$, 射流向上弯;

当 $T_0 < T_n$ 时, $Ar < 0$, 射流向下弯。

由 Ar 数的绝对值查图 6-10 的曲线, 可得 x/d_0 值, 亦即得到射流贴附长度 x 。

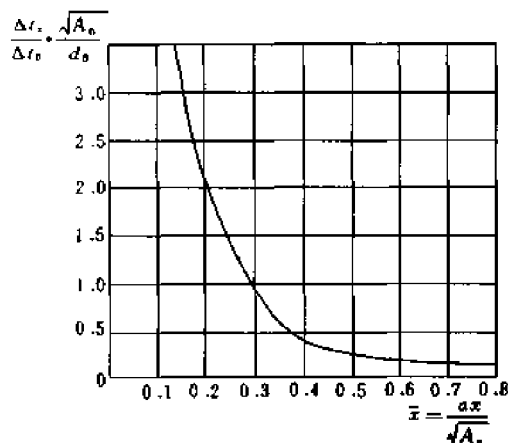


图 6-9 非等温受限射流轴心温度衰减曲线

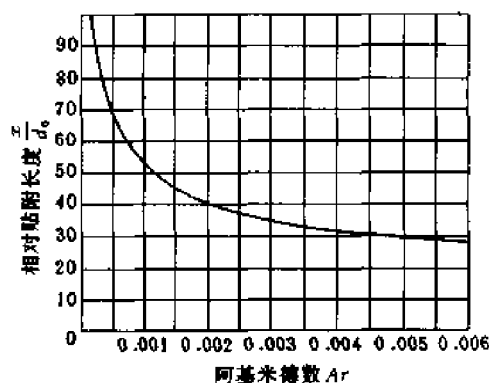


图 6-10 相对贴附长度 x/d_0 和阿基米德数 Ar 的关系曲线

7. 校核房间高度。为了保证工作区都能处于回流状态, 而不受射流的影响, 需要有一定的射流混合层高度, 如图 6-11 所示。

因此, 空调房间的最小高度 h (m) 为:

$$h = h_k + W + 0.07x + 0.3 \quad (6-6)$$

式中 h_k ——空调区高度, 一般取 $h_k = 2$ m;

W ——送风口底边至顶棚距离;

$0.07x$ ——射流向下扩展的距离, 取扩散角 $\theta = 4^\circ$, 则 $\tan 4^\circ = 0.07$;

0.3 ——安全系数。

如果房间高度大于或等于 h , 即可认为满足要求, 否则要调整设计。

例 6-1 某空调房间室内设计温度 t_n 为 25°C , 要求恒温精度为 $\pm 1.0^\circ\text{C}$, 房间的长、宽、高分别为 $l = 11$ m、 $b = 7$ m、 $h = 4$ m, 送风温差 Δt_0 取 10°C , 总送风量为 2700 m^3/h 。试作侧送侧回气流组织的计算。

解

(1) 采用双层活动百叶型风口, 紊流系数 $a = 0.14$ 。

(2) 风口沿房间宽度方向分两侧布置, 每侧风口要求射程为 $x = 11/2$ m = 5.5 m, 每侧送风

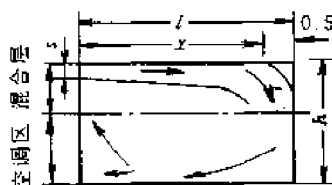


图 6-11 侧上送的贴附射流

量 $q_v = 2\,700/2\text{m}^3/\text{h} = 1\,350\text{ m}^3/\text{h}$ 。

(3) 送风速度初选 $v_0 = 3.5\text{ m/s}$, 垂直于侧送射流的截面宽 7 m 、高 4 m , 所以由式(6-2)可求得

$$\frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = 53.17 \sqrt{\frac{hbv_0}{q_v}} = 53.17 \times \sqrt{\frac{7 \times 4 \times 3.5}{1\,350}} = 14.4$$

将 $\sqrt{A_n}/d_0 = 14.4$ 代入式(6-1)中

$$v_0 = 0.36 \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = 0.36 \times 14.4\text{ m/s} = 5.18\text{ m/s}$$

所取 $v_0 = 3.5\text{ m/s} < 5.18\text{ m/s}$, 且在防止风口噪声的流速 $2 \sim 5\text{ m/s}$ 之内, 所以满足要求。

(4) 确定每侧送风口个数 N 。取 $\Delta t_x = 1^\circ\text{C}$, Δt_0 已知, 则

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0} \cdot \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = \frac{1}{10} \times 14.4 = 1.44$$

查图 6-9 得对应的 $\bar{x} = 0.25$, 则由式(6-3)

$$N = \frac{hb}{\left(\frac{ax}{\bar{x}}\right)^2} = \frac{7 \times 4}{\left(\frac{0.14 \times 5.5}{0.25}\right)^2} = 2.95 \approx 3$$

可取每侧布置 3 个侧送风口。

(5) 每一个送风口面积为:

$$A_f = \frac{q_v}{3\,600 v_0 N} = \frac{1\,350}{3\,600 \times 3.5 \times 3}\text{ m}^2 = 0.035\text{ m}^2$$

查产品样本, 选定送风口尺寸为 $350\text{ mm} \times 100\text{ mm}$ 。

面积当量直径

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.035}{3.14}}\text{ m} = 0.211\text{ m}$$

(6) 校核贴附长度。由式(6-5)计算 Ar 为:

$$Ar = \frac{gd_0(T_0 - T_n)}{v_0^2 T_n} = \frac{9.81 \times 0.211 \times 10}{3.5^2 \times (273 + 25)} = 0.005\,6$$

由图 6-10 查得 $x/d_0 = 29$

贴附长度 $x = 29d_0 = 29 \times 0.211\text{ m} = 6.12\text{ m}$, 大于射程要求 5.5 m , 满足设计要求。

(7) 校核房间高度。设定风口底边至顶棚距离 $W = 0.7\text{ m}$, 空调区高度 $h_k = 2.0\text{ m}$, 则空调房间的最小高度 h 为:

$$\begin{aligned} h &= h_k + d + 0.07x + 0.3 \\ &= (2 + 0.7 + 0.07 \times 5.5 + 0.3)\text{ m} \\ &= 3.4\text{ m} < 4\text{ m} \end{aligned}$$

符合要求。

二、散流器送风的计算

(一) 散流器送风的气流流型

用散流器送风可以形成两种不同的气流流型,即平送流型和下送流型。

平送流型是将空气呈辐射状送出,贴附顶棚扩散。通常用盘式散流器或大扩散角直片式散流器。

下送流型是送风射流自散流器向下送出,扩散角约 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 。多用流线型散流器或小扩散角直片式散流器。

散流器是空调工程中常用的送风口,它的型式与结构多种多样。下面以圆形多层直片式散流器为代表介绍其设计计算方法,其他类型散流器的计算可参照此方法或参考其他有关资料。

(二) 使用散流器计算表需注意的问题

由实验和理论计算结果总结得出的圆形直片式散流器计算表,见表 6-8。在使用此计算表时,要注意以下几个问题:

1. 本表适用于方形或接近方形的房间,如果需要用于矩形房间时,其长宽比不得大于 1.5。对于建筑尺寸较大的房间,可将其分割成相等的方块(区域),在每个方块(区域)中央设一个散流器,每个方块可当作单独房间对待。

2. 室内平均风速 $v_{\text{平}}$ 是房间尺寸和主气流射程的函数。根据房间(或分区)的水平长度 l 和房高 h ,便可查得 $v_{\text{平}}$ 值。该风速是在等温条件下求得的。送冷风时 $v_{\text{平}}$ 加大 20%,即从表上查得数值乘以 1.2;送热风时 $v_{\text{平}}$ 减少 20%,即从表上查得数值乘以 0.8。

3. 在制表时对其他设计参数,例如允许噪声,没有考虑进去。如果噪声超过允许值,则将房间多划分一些方块(区域),增加散流器的个数。

为控制噪声,送风口颈部风速的最大值建议参照表 6-7。

表 6-7 送风口颈部最大允许风速

使用场合	颈部最大风速 m/s
播音室	3~3.5
医院门诊室、病房、旅馆客房、接待室、居室、计算机房	4~5
剧场、剧场休息厅、教室、音乐厅、食堂、图书馆、游艺厅、一般办公室	5~6
商店、旅馆、大剧场、饭店	6~7.5

(三) 散流器送风设计计算步骤

1. 按照房间(或分区)的尺寸选取相应的散流器送风计算表,并查出室内平均风速 $v_{\text{平}}$ 。应区分送热风 and 送冷风的情况,对 $v_{\text{平}}$ 值进行修正。

2. 根据房间(或分区)中的显冷、热负荷 Φ (kW) 和送风温差 Δt_0 ,按下式计算送风量 q_v 、(m^3/s):

$$q_{v_s} = \frac{\Phi}{\rho c_p \Delta t_0} = \frac{\Phi}{1.2 \times 1.01 \Delta t_0} \approx \frac{0.83 \Phi}{\Delta t_0} \quad (6-7)$$

式中 ρ ——空气的密度;

c_p ——空气的定压比热容。

3. 确定送风速度和散流器尺寸大小。按已选出的计算表,在第一列查出与 q_{v_s} 相近的风量值,并在这一行中顺序查得送风速度 v_s 、散流器有效面积 A 和颈部直径 D 。

表 6-8 圆形直片式散流器送风计算表

空调房间(区域)长度 $l=3.0\text{ m}$							空调房间(区域)长度 $l=7.0\text{ m}$						
h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00	h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00
$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.08	$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.22	0.22	0.21	0.20	0.19	0.16
$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm		$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm	
0.04~0.05	6.52~5.21		0.006~0.010		100		0.10~0.12	14.19~11.83		0.007~0.010		100	
0.06~0.07	4.35~3.72		0.014~0.019		150		0.14~0.18	10.14~7.89		0.014~0.023		150	
0.08~0.10	3.26~2.61		0.025~0.038		200		0.20~0.22	7.10~6.45		0.028~0.034		200	
0.11~0.12	2.37~2.17		0.046~0.055		250		0.24	5.91		0.041		250	
0.13	2.01		0.065		300		0.26	5.46		0.048		250	
空调房间(区域)长度 $l=4.0\text{ m}$							0.28	5.07		0.055		250	
h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00	0.30	4.73		0.063		300	
$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.11	0.32	4.44		0.072		300	
$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm		0.34	4.17		0.081		300	
0.05~0.07	9.27~6.62		0.005~0.011		100		0.36	3.94		0.091		350	
0.08~0.10	5.79~4.64		0.014~0.022		150		0.38	3.74		0.102		350	
0.11~0.13	4.21~3.57		0.026~0.036		200		0.40	3.55		0.113		400	
0.14~0.16	3.31~2.90		0.042~0.055		250		0.42	3.38		0.124		400	
0.17~0.19	2.73~2.44		0.062~0.078		300		0.44	3.23		0.136		400	
0.20~0.22	2.32~2.11		0.086~0.104		350		0.46~0.50	3.09~2.84		0.149~0.176		450	
0.23	2.02		0.114		400		0.52~0.54	2.73~2.63		0.190~0.205		500	
空调房间(区域)长度 $l=5.0\text{ m}$							空调房间(区域)长度 $l=8.0\text{ m}$						
h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00	h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00
$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.19	0.18	0.17	0.17	0.15	0.13	$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.24	0.23	0.22	0.22	0.20	0.18
$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm		$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm	
0.06~0.07	12.07~10.35		0.005~0.007		100		0.14	13.24		0.011		100	
0.08~0.09	9.05~8.05		0.009~0.011		100		0.16~0.20	11.59~9.27		0.014~0.022		150	
0.10~0.11	7.24~6.58		0.014~0.017		150		0.22~0.26	8.43~7.13		0.026~0.036		200	
0.12~0.13	6.04~5.57		0.020~0.023		150		0.28~0.32	6.62~5.79		0.042~0.055		250	
0.14~0.16	5.17~4.53		0.027~0.035		200		0.34	5.45		0.062		300	
0.17~0.18	4.26~4.02		0.040~0.045		250		0.36	5.15		0.070		300	
0.19~0.20	3.81~3.62		0.050~0.055		250		0.38	4.88		0.078		300	
0.21~0.22	3.45~3.29		0.061~0.067		300		0.40	4.64		0.086		350	
0.23~0.24	3.15~3.02		0.073~0.080		300		0.42	4.41		0.095		350	
0.25~0.26	2.90~2.79		0.086~0.093		350		0.44	4.21		0.104		350	
0.27~0.28	2.68~2.59		0.101~0.108		350		0.46	4.03		0.114		400	
0.29~0.30	2.50~2.41		0.116~0.124		400		0.48	3.86		0.124		400	
0.31~0.32	2.34~2.26		0.133~0.141		400		0.50	3.71		0.135		400	
0.33~0.35	2.19~2.07		0.150~0.169		450		0.52	3.57		0.146		450	
0.36	2.01		0.179		500		0.54~0.56	3.43~3.31		0.157~0.169		450	
空调房间(区域)长度 $l=6.0\text{ m}$							0.58~0.62	3.20~2.99		0.181~0.207		500	
h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00	空调房间(区域)长度 $l=9.0\text{ m}$						
$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.21	0.20	0.19	0.19	0.17	0.15	h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00
$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm		$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.24	0.24	0.23	0.23	0.21	0.19
0.08~0.10	13.04~10.43		0.006~0.010		100		$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm	
0.12~0.14	8.69~7.45		0.014~0.019		150		0.20	11.73		0.017		150	
0.16~0.20	6.52~5.21		0.025~0.038		200		0.25~0.30	9.39~7.82		0.027~0.038		200	
0.22	4.74		0.046		250		0.35~0.40	6.70~5.87		0.052~0.068		250~300	
0.24	4.35		0.055		250		0.45~0.50	5.21~4.69		0.086~0.107		350	
0.26	4.01		0.065		300		0.55~0.60	4.27~3.91		0.129~0.153		400~450	
0.28	3.72		0.075		300		0.65~0.70	3.61~3.35		0.180~0.209		500	
0.30	3.48		0.086		350		空调房间(区域)长度 $l=10.0\text{ m}$						
0.32	3.26		0.098		350		h/m	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	5.00
0.34	3.07		0.111		400		$v_{\text{pj}}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	0.25	0.25	0.24	0.23	0.22	0.20
0.36	2.90		0.124		400		$q_{V_s}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	$v_s/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$		A/m^2		D/mm	
0.38	2.74		0.138		400		0.20~0.25	14.48~11.59		0.014~0.022		150	
0.40	2.61		0.153		450		0.30	9.66		0.031		200	
0.42	2.48		0.169		450		0.35~0.40	8.28~7.24		0.042~0.055		250	
0.44	2.37		0.186		500		0.45~0.55	6.44~5.27		0.070~0.104		300~350	
0.46	2.27		0.203		500		0.60~0.70	4.83~4.14		0.124~0.169		400~450	
							0.75	3.86		0.194		500	

4. 将选到的参数按其他要求,例如允许噪声,进行检验。若噪声超过额定指标(主要表现在出口风速太大),则增加散流器的个数,并重复以上步骤。

5. 按所算出的参数和尺寸查产品性能表,选取散流器的型号并校核其射程。

例 6-2 有一间大办公室的空调拟用圆形直片式散流器送风,其建筑尺寸为 $l \times b \times h = 24\text{ m} \times 20\text{ m} \times 4\text{ m}$,显冷负荷均匀分布,每平方米为 50 W ,送风温差 $\Delta t_0 = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

解 将整个大办公室划分为 12 个小方区,即长度方向划分为 4 等分,每等分为 6 m ;宽度方向划分为 3 等分,每等分为 6.7 m 。每个小方区为 $6.7\text{ m} \times 6\text{ m}$ 。将散流器设置在小方区的中央,每个小方区可当作单独房间看待。

按表 6-8,在 $l = 6.0\text{ m}$, $h = 4.0\text{ m}$ 的栏内,查得室内平均风速 $v_{\text{中}} = 0.17\text{ m/s}$ 。按送冷风情况, $v_{\text{中}} = 1.2 \times 0.17\text{ m/s} = 0.20\text{ m/s} < 0.30\text{ m/s}$,说明合适。

按式(6-7)计算每个小方区的送风量:

$$q_{v_s} = \frac{0.83 \Phi}{\Delta t_0} = \frac{0.83 \times 50 \times 6.7 \times 6}{6 \times 1\,000} \text{ m}^3/\text{s} = 0.278\text{ m}^3/\text{s}$$

在同一张表中,查得 $q_{v_s} = 0.28\text{ m}^3/\text{s}$, $v_s = 3.72\text{ m/s}$, $A = 0.075\text{ m}^2$, $D = 300\text{ mm}$ 。其出口风速是允许的。

查圆形直片式散流器性能表,选用颈部名义直径 $D = 300\text{ mm}$ 的散流器。当风量为 $0.297\text{ m}^3/\text{s}$ 时,射程为 2.80 m ,相当于小方区宽度一半 3.35 m 的 0.84 倍。射流搭接符合要求。整个大办公室需要设置 12 个这种型号的散流器。

圆形直片式散流器性能表见表 6-9。

表 6-9 圆形直片式散流器性能表

颈部风速 m/s	2		3		4		5		6		7	
动压 Pa	2.41		5.42		9.63		15.05		21.67		29.50	
全压损失 Pa	7.28		16.37		28.27		45.45		65.44		89.09	
颈部名义直径 D mm	风量 q_v m^3/h	射程 x m	风量 q_v m^3/h	射程 x m	风量 q_v m^3/h	射程 x m	风量 q_v m^3/h	射程 x m	风量 q_v m^3/h	射程 x m	风量 q_v m^3/h	射程 x m
120	90	0.58	140	0.81	190	1.17	240	1.46	280	1.73	330	1.88
150	130	0.69	200	0.97	270	1.40	340	1.74	400	2.06	470	2.25
200	240	0.92	360	1.29	480	1.87	590	2.32	710	2.75	830	2.99
250	370	1.16	560	1.62	750	2.34	930	2.90	1 120	3.44	1 310	3.75
300	540	1.39	800	1.94	1 070	2.80	1 340	3.48	1 610	4.13	1 880	4.50
350	720	1.60	1 080	2.24	1 430	3.24	1 790	4.02	2 150	4.77	2 510	5.20
400	930	1.83	1 400	2.56	1 860	3.69	2 330	4.59	2 800	5.44	3 260	5.93
450	1 180	2.06	1 770	2.88	2 360	4.16	2 950	5.16	3 540	6.12	4 130	6.67
500	1 460	2.29	2 190	3.20	2 920	4.62	3 650	5.72	4 380	6.81	5 110	7.42

三、喷口送风的计算

喷口送风的送风速度高、射程长,射流与室内空气混合良好,且大面积工作区处于射流回流段,能保证工作区中新鲜空气、温度场和速度场的均匀,满足一般的舒适要求。该方式送风口数量少、系统简单、投资较省,宜用于高大空间建筑的一般空调工程。喷口送风流型如图 6-12 所示。

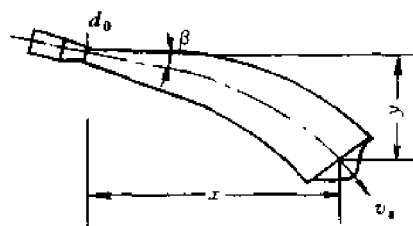


图 6-12 喷口送风流型示意

下面简要介绍喷口送风的设计计算步骤。

1. 根据房间的显冷负荷和送风温差,按公式(6-7)计算总送风量 q_{V_0} 。

2. 假设喷口直径 d_0 、喷口倾角 β 、喷口安装高度 h ,计算相对落差 y/d_0 和相对射程 x/d_0 (图 6-12)。

3. 根据要求达到的气流射程 x 和垂直落差 y ,按下列公式计算阿基米德数 Ar :

(1) 当 $\beta=0$ 且送冷风时

$$Ar = \frac{y/d_0}{(x/d_0)^2 (0.51 \frac{ax}{d_0} + 0.35)} \quad (6-8)$$

(2) 当 β 角向下且送冷风时

$$Ar = \frac{\frac{y}{d_0} - \frac{x}{d_0} \tan \beta}{\left(\frac{x}{d_0 \cos \beta}\right)^2 \left(0.51 \frac{ax}{d_0 \cos \beta} + 0.35\right)} \quad (6-9)$$

(3) 当 β 角向下且送热风时

$$Ar = \frac{\frac{x}{d_0} \tan \beta - \frac{y}{d_0}}{\left(\frac{x}{d_0 \cos \beta}\right)^2 \left(0.51 \frac{ax}{d_0 \cos \beta} + 0.35\right)} \quad (6-10)$$

式中 a ——喷口的紊流系数,对于带收缩口的圆喷口, $a=0.07$;对圆柱形喷口, $a=0.08$ 。

4. 按公式(6-11)计算喷口送风速度 v_0 。

$$v_0 = \sqrt{\frac{gd_0 \Delta t_0}{Ar(t_n + 273)}} \quad (6-11)$$

5. 按下列公式计算射流末端轴心速度 v_x 和射流平均速度 v_m

$$v_x = v_0 \frac{0.48}{\frac{ax}{d_0} + 0.145} \quad (6-12)$$

$$v_m = \frac{1}{2} v_x \quad (6-13)$$

工作区的气流平均风速 v_m 一般为 0.2 m/s 左右,送风速度 v_0 不应大于 10 m/s。否则应重新计算,增大 d_0 或减少 β ,可相应降低 v_m 和 v_0 值。

6. 计算喷口个数 n 。

$$n = \frac{q_{v_1}}{q_{v_d}} \quad (6-14)$$

式中, q_{v_d} 为单个喷口的送风量, 即 $3\,600 \frac{\pi}{4} d_0^2 v_0$ 。计算出的 n 值应取其整数, 再算出实际的 v_0 , 其值应接近由公式(6-11)求得的数值, 否则应重新计算。

第四节 风管系统的设计计算

风管是中央空调系统必不可少的重要组成, 空调送风和回风、排风、新风供给、正压防烟送风、机械排烟等系统均要用到风管。风管系统的设计正确与否, 关系到整个空调系统的造价、运行的经济性以及运行的效果。风管系统设计的基本任务是: 布置合理的管线; 确定风管的形状及各段截面的尺寸; 通过阻力计算来选择风机。下面介绍空调风管系统的设计计算。

一、风管布置

当气流组织及风口位置确定以后, 接下来就是布置风管, 通过风管将各个送风口和回风口连接起来, 为风口提供一个空气流动的渠道。

布置风管要考虑的因素有:

1. 尽量缩短管线, 减少分支管线, 避免复杂的局部构件, 以节省材料和减小系统阻力。
2. 要便于施工和检修, 恰当处理与空调水、消防水管道系统及其他管道系统在布置上可能遇到的矛盾。

图 6-13 的 a 和 b 为相同房间、相同送风口的两种风管布置形式。对比二者, 显然 b 比 a 的管线要长, 分支管线和局部构件也较多, 因此 a 优于 b。

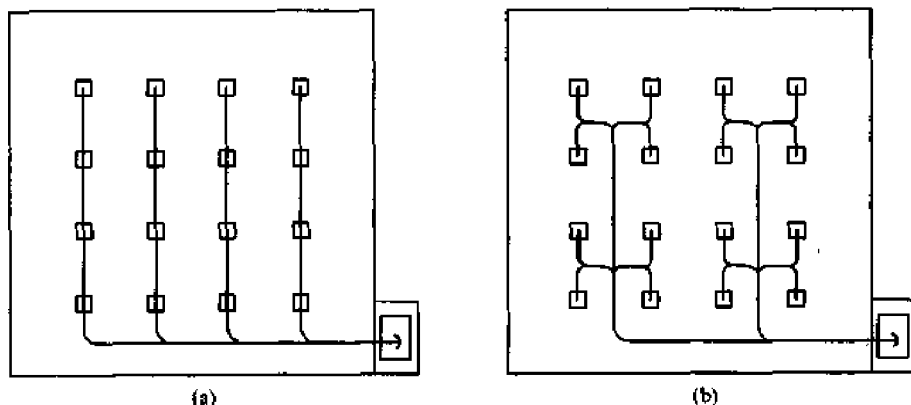


图 6-13 风管布置形式对照

二、确定风管形状及截面大小

(一) 风管的形状

风管的形状一般为圆形或矩形。圆形风管的强度大,耗材料少,但加工工艺复杂些,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,易于与建筑物结构吻合,占用建筑高度小,与风口及支管的连接也比较方便,因此,空调送风管和回风管均采用矩形风管。

(二) 风管内空气流动阻力的计算

空气流动阻力包括摩擦阻力和局部阻力。

1. 摩擦阻力的计算。单位风管长度摩擦阻力 R_m (单位为 Pa/m) 可按下式计算:

$$R_m = \frac{\lambda}{d_e} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \quad (6-15)$$

式中 λ ——摩擦阻力系数;

ρ ——空气密度, kg/m³;

d_e ——风管当量直径, m。

对于圆形风管:

$$d_e = d$$

对于矩形风管:

$$d_e = \frac{2ab}{a+b} \quad (6-16)$$

风管长度为 l (单位为 m) 的摩擦阻力 ΔP_m (单位为 Pa) 则为:

$$\Delta P_m = R_m l \quad (6-17)$$

计算摩擦阻力的关键在于确定摩擦阻力系数 λ , 而 λ 又与流态有关, 理论计算相当复杂。因此, 工程上的摩擦阻力计算多采用查表法和查图法, 参见《全国通用通风管道计算表》和图 6-14。

2. 局部阻力的计算。风道系统中比较典型的局部构件有弯头、三通及变径管。当空气流经这些构件时, 由于流态的紊动而产生局部阻力。空调风道的局部阻力往往占总阻力的大部分。

局部阻力 Z (单位为 Pa) 可按下式计算:

$$Z = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (6-18)$$

式中 ξ ——局部阻力系数;

v ——风管内该压力损失发生处的空气流速, m/s;

ρ ——空气的密度, kg/m³。

局部阻力系数可由有关手册的《局部阻力系数表》查得, 附录 I 中的附表 3 列举了部分局部构件的局部阻力系数。用式(6-18)计算局部阻力时, 必须注意局部阻力系数 ξ 与速度 v 的对应一致。

3. 风管系统的阻力计算。风管内空气流动的总阻力 ΔH 为摩擦阻力和局部阻力之和, 即

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n \Delta P_{m_i} + \sum_{i=1}^m Z_i \quad (6-19)$$

由于影响风管系统阻力的随机因素较多, 要精确计算阻力往往比较困难。工程上常用简略估算法, 可按下式估算:

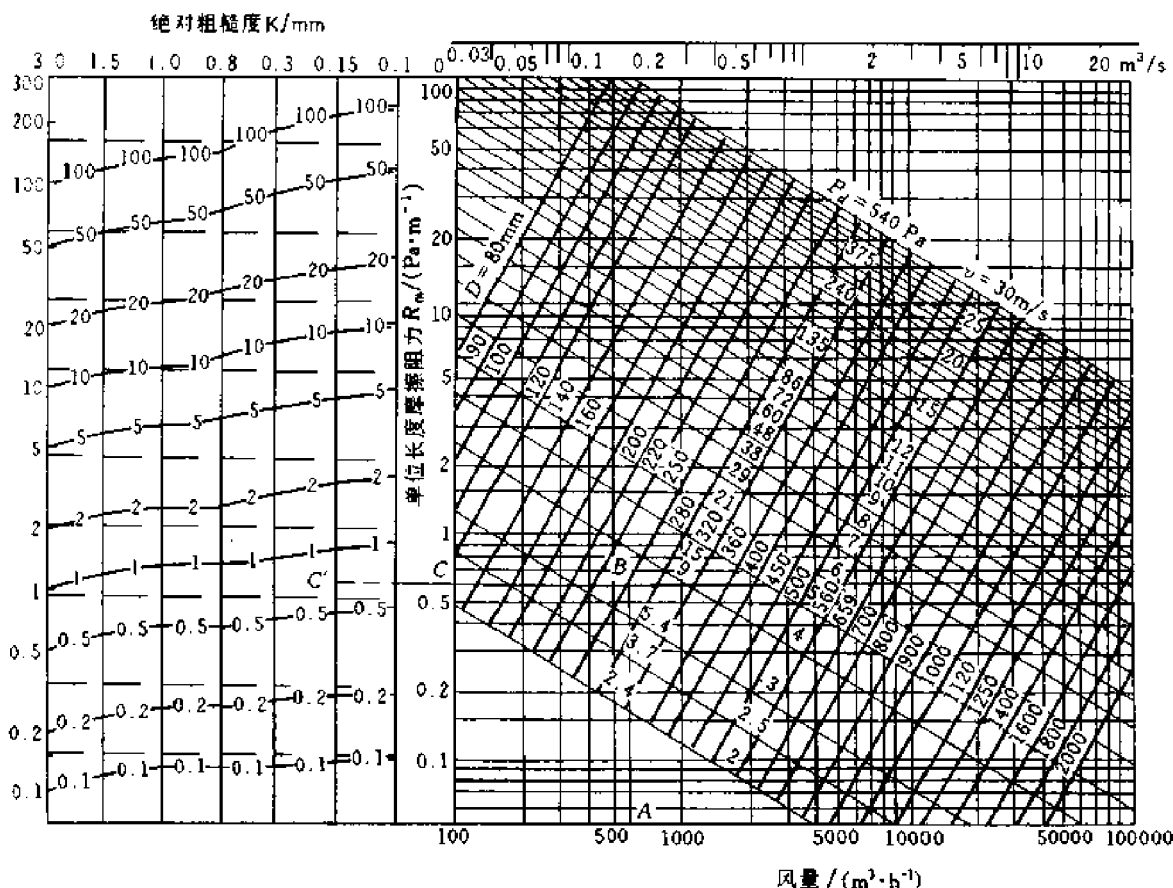


图 6-14 通风管道单位长度摩擦阻力线解图

$$\Delta H = R_m \cdot l(1 + k) \quad (6-20)$$

式中 R_m ——单位风管长度的摩擦阻力, Pa/m;

l ——风管总长度, m;

k ——局部阻力与摩擦阻力的比值, 局部构件少时, 取 $k = 1.0 \sim 2.0$; 局部构件多时, 取 $k = 3.0 \sim 5.0$ 。

在低速风道系统中, 各管段的空气流速在表 6-10 所列范围内, 则 R_m 值可取为 $0.8 \sim 1.5$ Pa/m(平均 1.0 Pa/m)。

(三) 风道系统水力计算

对风道系统进行水力计算的目的是确定风管截面的尺寸和系统总的阻力。通常采用假定风速法。设计计算步骤如下:

1. 绘制系统轴测图, 标注各管段长度和风量。
2. 选定最不利环路, 划分管段, 选定流速。

选定流速时, 要综合考虑建筑空间、初投资、运行费及噪声等因素。如果风速选得大, 则风道断面小, 消耗管材少, 初投资省; 但是阻力大, 运行费高, 而且噪声也可能高。如果风速选得低, 则

运行费低;但风道断面大,初投资大,占用空间也大。经过技术经济比较,表 6-10 中的流速可供设计计算时参考。

表 6-10 空调系统中的空气流速

风 速 m/s 部 位	低 速 风 管						高 速 风 管	
	推荐风速			最大风速			推荐	最大
	居住	公共	工业	居住	公共	工业	一般建筑	
新风入口	2.5	2.5	2.5	4.0	4.5	6	3	5
风机入口	3.5	4.0	5.0	4.5	5.0	7.0	8.5	16.5
风机出口	5~8	6.5~10	8~12	8.5	7.5~11	8.5~14	12.5	25
主风道	3.5~4.5	5~6.5	6~9	4~6	5.5~8	6.5~11	12.5	30
水平支风道	3.0	3.0~4.5	4~5	3.5~4.0	4.0~6.5	5~9	10	22.5
垂直支风道	2.5	3.0~3.5	4.0	3.25~4.0	4.0~6.0	5~8	10	22.5
送风口	1~2	1.5~3.5	3~4.0	2.0~3.0	3.0~5.0	3~5	4	-

3. 根据给定风量和选定流速,计算管道断面尺寸 $a \times b$,并使其符合表 6-11 中所列的通风管道统一规格。再用规格化了的断面尺寸及风量,算出风道内实际流速。

表 6-11 矩形通风管道规格 mm

外边长 $a \times b$	钢板制风管		塑料制风管		外边长 $a \times b$	钢板制风管		塑料制风管	
	外边长 允许偏差	壁厚	外边长 允许偏差	壁厚		外边长 允许偏差	壁厚	外边长 允许偏差	壁厚
120×120	0.5	0.5	-2.0	3.0	630×500	1.0	-3.0	5.0	6.0
160×120					630×630				
160×160					800×320				
220×120					800×400				
200×160					800×500				
200×200					800×630				
250×120					800×800				
250×160					1000×320				
250×200					1000×400				
250×250					1000×500				
320×160					1000×630				
320×200					1000×800				
320×250					1000×1000				
320×320					1250×400				
400×200					1250×500				
400×250	0.75	0.75	-3.0	4.0	1250×630	1.2	-3.0	8.0	8.0
400×320					1250×800				
400×400					1250×1000				
500×200					1600×500				
500×250					1600×630				
500×320					1600×800				
500×400					1600×1000				
500×500					1600×1250				
630×250					2000×800				
630×320					2000×1000				
630×400					2000×1250				

- 4. 根据实际流速 v 和断面当量直径 D 查图 6-14 得到单位长度摩擦阻力 R_m 。
- 5. 计算各段的局部阻力。
- 6. 计算各段总阻力。
- 7. 检查并联管路的阻力平衡情况。

例 6-3 某空调送风系统,风道全部用镀锌钢板 ($K=0.15$ mm)制作。已知消声器阻力为

50 Pa, 空调箱阻力为 290 Pa, 试确定该系统的风道断面尺寸及所需风机压头(各局部阻力系数可由《实用供热空调设计手册》中的局部阻力系数表查得或查本书附录)。

解 该题属于设计类型。

1. 绘制系统轴测图, 如图 6-15 所示。对各管段进行编号, 标注管段长度和风量。

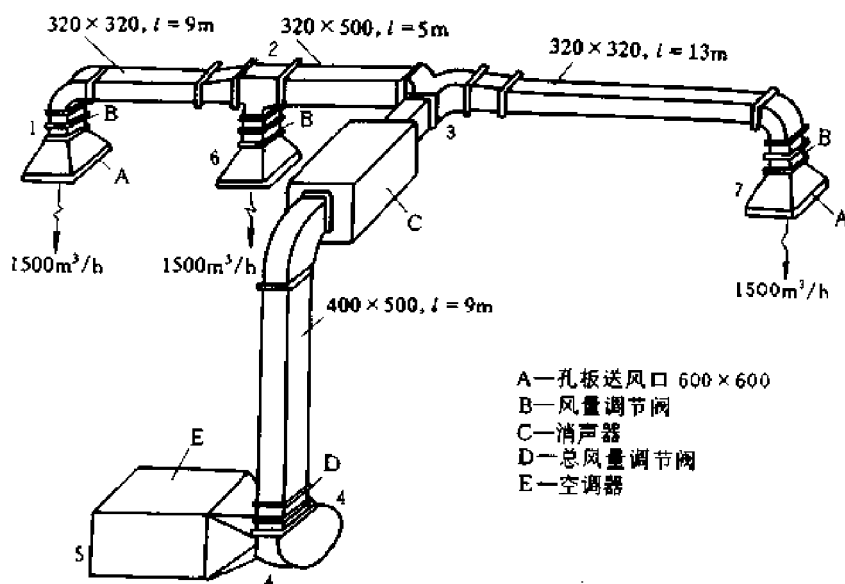


图 6-15 某空调送风系统图

2. 选定管段 1—2—3—4—5 为最不利环路, 逐段计算摩擦阻力和局部阻力。

(1) 管段 1—2 (风量 $q_v = 1\,500\text{ m}^3/\text{h}$, 管长 $l = 9\text{ m}$)。

① 摩擦阻力。初选风速为 4 m/s, 风量为 $1\,500\text{ m}^3/\text{h}$, 算得风道断面面积为

$$A' = \frac{1\,500}{3\,600 \times 4} \text{ m}^2 = 0.104 \text{ m}^2$$

将 A' 规格化为 $320\text{ mm} \times 320\text{ mm}$, $A = 0.102\text{ m}^2$, 这时实际风速为 4.08 m/s, 流速当量直径为 320 mm。根据风速 4.08 m/s 和流速当量直径 320 mm, 查图 6-14 得到单位长度摩擦阻力 $R_m = 0.7\text{ Pa/m}$, 管段 1—2 的摩擦阻力 $\Delta P_{m1-2} = lR_m = 9 \times 0.7\text{ Pa} = 6.3\text{ Pa}$ 。

② 局部阻力。该段存在局部阻力的部件有孔板送风口、连接孔板的渐扩管、多叶调节阀、弯头、渐缩管及三通直通。

孔板送风口: 已知孔板面积为 $600\text{ mm} \times 600\text{ mm}$, 净孔面积比为 0.3, 则孔板面风速

$$v = \frac{1\,500}{3\,600 \times 0.6 \times 0.6} \text{ m/s} = 1.16 \text{ m/s}$$

根据面风速 1.16 m/s 和净孔面积比 0.3, 查得孔板局部阻力系数 $\zeta = 13$, 故孔板送风口的局部阻力为 $Z_1 = 13 \times \frac{1.2 \times 1.16^2}{2} \text{ Pa} = 10.5\text{ Pa}$ 。

渐扩管: 根据扩张角 45° , 查得 $\zeta = 0.60$ 。

多叶调节阀: 根据三叶片及全开度, 查得 $\zeta = 0.25$ 。

弯头:根据 $\alpha = 90^\circ$, $R/b = 1.0$, $a/b = 1.0$, 查得 $\zeta = 0.23$ 。

渐缩管:根据 $\alpha = 30^\circ < 45^\circ$, 查得 $\zeta = 0.10$ 。

三通直通:根据三通直通断面与总流断面之比为 0.64, 三通直通风量与总风量之比为 0.5, 查得 $\zeta = 0.10$ 。对应总流动压, 总流流速为 5.2 m/s, 则得三通直通的局部阻力

$$Z_3 = 0.1 \times \frac{1.2 \times 5.2^2}{2} \text{ Pa} = 1.6 \text{ Pa}$$

该段局部阻力

$$\begin{aligned} Z &= Z_1 + \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} \sum \zeta + Z_3 \\ &= [10.5 + \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} \times (0.60 + 0.25 + 0.23 + 0.10) + 1.6] \text{ Pa} \\ &= (10.5 + 9.99 \times 1.18 + 1.6) \text{ Pa} = 23.9 \text{ Pa} \end{aligned}$$

③ 该段总阻力。

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{m1-2} + Z = (6.3 + 23.9) \text{ Pa} = 30.2 \text{ Pa}$$

以上计算结果均列入表 6-12 中, 以下各段亦如此。

(2) 管段 2—3(风量 $q_v = 3000 \text{ m}^3/\text{h}$, 初选风速为 5 m/s, 管长 $l = 5 \text{ m}$)。

① 摩擦阻力。根据假定流速法及管径规格化, 得到断面尺寸为 $320 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$, 流速当量直径为 390 mm, 实际流速为 5.2 m/s, 查得 $R_m = 0.8 \text{ Pa/m}$ 。

$$\Delta P_{m2-3} = lR_m = 5 \times 0.8 \text{ Pa} = 4 \text{ Pa}$$

② 局部阻力。分叉三通:根据支管与总管断面之比为 0.8, 查得 $\zeta = 0.28$ 。对应总管动压, 总管流速为 6.25 m/s。

该段局部阻力

$$Z = 0.28 \times \frac{1.2 \times 6.25^2}{2} \text{ Pa} = 6.6 \text{ Pa}$$

③ 该段总阻力。

$$\Delta P_{2-3} = \Delta P_{m2-3} + Z = (4 + 6.6) \text{ Pa} = 10.6 \text{ Pa}$$

(3) 管段 3—4(风量 $q_v = 4500 \text{ m}^3/\text{h}$, 初选风速为 5 m/s, 管长 $l = 9 \text{ m}$)。

① 摩擦阻力。根据假定流速法及管径规格化, 得到断面尺寸为 $400 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$, 流速当量直径为 444 mm, 实际流速为 6.25 m/s, 查得 $R_m = 1.0 \text{ Pa/m}$ 。

$$\Delta P_{m3-4} = lR_m = 9 \times 1.0 \text{ Pa} = 9 \text{ Pa}$$

② 局部阻力。消声器的局部阻力给定为 50 Pa。

弯头:根据 $\alpha = 90^\circ$, $R/b = 1$, $a/b = 0.8$, 查得 $\zeta = 0.23$ 。

调节阀:根据三叶片及全开度, 查得 $\zeta = 0.25$ 。

软接头:因管径不变且很短, 局部阻力忽略不计。

渐扩管:初选风机 4-72-11No4.5A, 出口断面尺寸为 $315 \text{ mm} \times 360 \text{ mm}$, 故渐扩管为 $315 \text{ mm} \times 360 \text{ mm} \rightarrow 400 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$, 长度取为 360 mm, 渐扩管中心角为 22° , 大小头断面之比为 1.76, 查得 $\zeta = 0.15$, 对应小头流速

$$v = \frac{4500}{3600 \times 0.315 \times 0.36} \text{ m/s} = 11 \text{ m/s}$$

渐扩管的局部阻力为

$$0.15 \times \frac{1.2 \times 11^2}{2} \text{ Pa} = 10.9 \text{ Pa}$$

该段的局部阻力

$$\begin{aligned} Z &= [50 + (0.23 + 0.25) \times \frac{1.2 \times 6.25^2}{2} + 10.9] \text{ Pa} \\ &= [50 + 0.48 \times \frac{1.2 \times 6.25^2}{2} + 10.9] \text{ Pa} \\ &= (50 + 11.25 + 10.9) \text{ Pa} = 72.2 \text{ Pa} \end{aligned}$$

③ 该段总阻力: $\Delta P_{3-4} = \Delta P_{m3-4} + Z = (9 + 72.2) \text{ Pa} = 81.2 \text{ Pa}$

(4) 管段 4—5。空调箱及其出口渐缩管合为一个局部阻力, 则 $\Delta P_{4-5} = 290 \text{ Pa}$ (由题给定)。

(5) 管段 7—3 (风量 $q_v = 1500 \text{ m}^3/\text{h}$, 初选风速为 4 m/s , 管长 $l = 13 \text{ m}$)。

① 摩擦阻力。条件与管段 1—2 相同, 故有断面尺寸 $320 \text{ mm} \times 320 \text{ mm}$, 当量直径 320 mm , 实际流速 4.08 m/s , 查得 $R_m = 0.7 \text{ Pa/m}$ 。

$$\Delta P_{m7-3} = lR_m = 13 \times 0.7 \text{ Pa} = 9.1 \text{ Pa}$$

② 局部阻力。

孔板送风口: 条件与管段 1—2 的相同, $\zeta = 13$, 其局部阻力为 10.5 Pa 。

渐扩管: 取扩角为 45° , $\zeta = 0.60$ 。

调节阀: $\zeta = 0.25$ 。

弯头: $\zeta = 0.23$ 。

渐缩管: $\zeta = 0.10$ 。

分流三通: 条件同管段 2—3, $\zeta = 0.28$, 对应总管流速 6.25 m/s , 则其局部阻力为

$$0.28 \times \frac{1.2 \times 6.25^2}{2} \text{ Pa} = 6.6 \text{ Pa}$$

该段局部阻力

$$\begin{aligned} Z &= [10.5 + (0.6 + 0.25 + 0.23 + 0.1) \times \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} + 6.6] \text{ Pa} \\ &= (10.5 + 1.18 \times \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} + 6.6) \text{ Pa} \\ &= (10.5 + 11.78 + 6.6) \text{ Pa} = 28.9 \text{ Pa} \end{aligned}$$

③ 该段总阻力

$$\Delta P_{7-3} = \Delta P_{m7-3} + Z = (9.1 + 28.9) \text{ Pa} = 38 \text{ Pa}$$

(6) 管段 6—2 (风量 $q_v = 1500 \text{ m}^3/\text{h}$, 初选风速为 4 m/s , 管长 $l = 3 \text{ m}$)。

① 摩擦阻力。条件同管段 1—2, 故得断面尺寸 $320 \text{ mm} \times 320 \text{ mm}$, 当量直径 320 mm , 流速 4.08 m/s , $R_m = 0.7 \text{ Pa/m}$ 。

$$\Delta P_{m6-2} = lR_m = 2 \times 0.7 \text{ Pa} = 1.4 \text{ Pa}$$

② 局部阻力。

孔板送风口: 局部阻力为 10.5 Pa 。

渐扩管: $\zeta = 0.60$ 。

调节阀: $\xi = 0.25$ 。

三通分支管: 根据分支管与总管断面积之比为 0.64, 分支流量与总流流量之比为 0.5, 查得 $\xi = 0.42$, 对应总管流速 5.2 m/s, 则得三通分支局部阻力为 $0.42 \times 1.2 \times 5.2^2 / 2 \text{ Pa} = 6.8 \text{ Pa}$ 。

该段局部阻力

$$\begin{aligned} Z &= [10.5 + (0.6 + 0.25) \times \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} + 6.8] \text{ Pa} \\ &= (10.5 + 0.85 \times \frac{1.2 \times 4.08^2}{2} + 6.8) \text{ Pa} \\ &= (10.5 + 8.5 + 6.8) \text{ Pa} = 25.8 \text{ Pa} \end{aligned}$$

③ 该段总阻力

$$\Delta P_{6-2} = \Delta P_{m6-2} + Z = (1.4 + 25.8) \text{ Pa} = 27.2 \text{ Pa}$$

3. 检查并联管路的阻力平衡。

管路 1—2 的总阻力

$$\Delta P_{1-2} = 30.2 \text{ Pa}$$

管路 6—2 的总阻力

$$\Delta P_{6-2} = 27.2 \text{ Pa}$$

$$\frac{\Delta P_{1-2} - \Delta P_{6-2}}{\Delta P_{1-2}} = \frac{30.2 - 27.2}{30.2} = 9.9\% < 15\%$$

管路 1—2—3 的总阻力

$$\Delta P_{1-2-3} = 40.8 \text{ Pa}$$

管路 7—3 的总阻力 $\Delta P_{7-3} = 38 \text{ Pa}$

$$\frac{\Delta P_{1-2-3} - \Delta P_{7-3}}{\Delta P_{1-2-3}} = \frac{40.8 - 38}{40.8} = 6.9\% < 15\%$$

检查结果表明, 两个并联管路的阻力平衡都满足设计要求。如果不满足要求的话, 可以通过调整管径的方法使之达到平衡要求。

4. 计算最不利环路阻力。

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{4-5} \Delta P_i = 412 \text{ Pa}$$

本系统所用风机压头应能克服 412 Pa 的阻力。

将上述计算结果分步骤汇总于表 6—12。

表 6—12 管道水力计算表

管段 编号	风量 q_v m^3/h	管长 l m	初选 流速 v m/s	矩形风 管尺寸 $a \times b$ mm^2	直径或当 量直径 D mm	实际流 速 v m/s	单位长度 摩擦阻力 R_m Pa/m	摩擦阻 度修正 系数 K_f	摩擦阻力 ΔP_m Pa	动压 $\frac{\rho v^2}{2}$ Pa	局部阻力 系数 ξ	局部阻力 Z Pa	管段总 阻力 $\Delta P = \Delta P_m + Z$ Pa	管路累 计阻力 $\sum \Delta P$ Pa	备注
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1—2	1500	9	4	320×320	320	4.08	0.7		6.3	0.81	13	10.5			
										9.99	$\sum \xi = 1.18$	11.78	30.2		
										16.25	1.10	1.62			

续表

管段 编号	风量 q_v m^3/h	管长 l m	初选 流速 v m/s	矩形风 管尺寸 $a \times b$ mm^2	直径或当 量直径 D mm	实际流 速 v m/s	单位长度 摩擦阻力 R_m Pa/m	摩阻温 度修正 系数 K_t	摩擦阻力 ΔP_m Pa	动压 $\frac{\rho v^2}{2}$ Pa	局部阻力 系数 ζ	局部阻力 Z Pa	管段总 阻力 $\Delta P = \Delta P_m + Z$ Pa	管路累 计阻力 $\sum \Delta P$ Pa	备注
2—3	3 000	5	5	320×500	390	5.20	0.8		4.0	23.44	0.28	6.6	10.6	40.8	
3—4	4 500	9	6	400×500	444	6.25	1.0		9.0	23.44 72.75	$\sum \zeta = 0.48$ 0.15	11.25 10.90	81.2		
消声器												50.0			
4—5 空调箱												290	290	412	
7—3	1 500	13	4	320×320	320	4.08	0.7		9.1	0.81 9.99 23.44	13 $\sum \zeta = 1.18$ 0.28	10.5 11.78 6.6	38		与管 路 1— 2—3 并联
8—2	1 500	2	4	320×320	320	4.08	0.7		1.4	0.81 9.99 16.25	13 $\sum \zeta = 0.85$ 0.42	10.5 8.5 6.8	27.2		与管 段 1—2 并联

三、风机的选择与校核

根据风机的工作原理的不同,目前工程上大量使用的风机可以分为离心风机和轴流风机两大类,而每一类都有不同的型号和规格,可谓品种繁多。要正确地选用风机,首先必须对风机有一个基本的了解。

(一) 风机的技术指标和性能曲线

风机的主要技术指标有:风量 q_v 、风压 H 、轴功率 P 和效率 η 。

各项技术指标是相互关联的,由两两之间的相互关系可以得到 $q_v - H$ 、 $q_v - P$ 、 $q_v - \eta$ 三条风机在一定转速下的基本性能曲线。其中最重要的是 $q_v - H$ 曲线,它揭示了风机两个最具实用意义的技术指标参数之间的关系。风机的性能曲线,全面反映了风机的性能,是选择风机的最好依据。风机的性能曲线一般都由制造厂根据实验得出,也有的以表格形式列出。参见图 1-25 和表 6-13 示例。

(二) 风机选择或校核的注意事项

在完成风道系统水力计算后,就可以依据系统风量和阻力来选择风机。选择或校核风机应注意如下几点:

1. 考虑到风管漏风、风机出力自然衰减和计算误差等因素,应对已算得的风量 $q_{v_{max}}$ 和风压 H_{max} 加上 10%~20% 的安全量,即:

$$q_v = 1.1 q_{v_{max}}$$

$$H = (1.1 \sim 1.2) H_{max}$$

2. 根据厂家提供的风机性能图(表)选择风机,应使工作点处在高效率区域。所谓高效率区

域,一般是指最高效率点的 $\pm 10\%$ 的区间。还要注意风机的工作稳定性,也就是应使工作点位于 q_v-H 曲线的最高点的右侧下降段。厂家以表格形式提供数据的性能表上的数据点,都是处在上述高效率区域而又稳定工作的工作点,可以直接选用。

3. 如果风机使用地点对噪声要求较高,应考虑选用低转速、低噪型风机。

4. 空调工程中,使用离心风机较使用轴流风机为多。但大风量、低阻力、对噪声无特别要求的系统,可以选用轴流风机。

5. 当系统中要求的风量很大而一台风机的风量又不够时,可以在系统中并联设置两台或多台风机。同一管网系统中,风机也可以串联使用。但是,通风机的联合工作(并联或串联),只有在不得已的情况下才采用。因为通风机联合工作时,破坏了通风机的经济使用条件,在技术上、经济上都难做到合理。

6. 采用风柜送风时,风机已随设备配好,此时的工作是依据加了安全量的 H 和 q_v 对风机进行校核。如风机不能满足要求,则必须对风柜重新选型,直至满足要求为止。

7. 要进行初投资、运行管理费用的综合经济和技术比较。

表 6-13 4-72-11 型风机性能表(摘录)

转数 r/min	序 号	全压 mmH ₂ O	风量 m ³ /h	电动机		三角带			风机槽轮	电动机槽轮	电动机滑轨 (2套)
				型号	功率 kW	型号	根数	代号	代号	代号	代号
4-72-11 No.6C											
1250	1	86	5 920	BFO ₂ -32-4	3	B	2	90	45-B ₂ -240	28-B ₂ -210	3 912-013
	2	84	6 640								
	3	83	7 360								
	4	81	8 100								
	5	77	8 800								
	6	71	9 500								
	7	65	10 250								
	8	59	11 000								
4-72-11 No.10C											
900	1	124	25 050	FO ₂ -61-4	13	B	3	120	65-B ₃ -400	42-B ₃ -250	3 912-014
	2	122	27 250								
	3	117	29 470								
	4	112	31 680								
	5	105	33 890								
	6	98	36 100								
630	1	61	17 540	FO ₂ -42-4	5.5	B	2	105	65-B ₂ -400	32-B ₂ -175	3 912-013
	2	60	19 100								
	3	58	20 650								
	4	55	22 180								
	5	52	23 750								
	6	48	25 280								

四、风道用消声装置

由于噪声对于空调室内人员的舒适感受和工作环境有很大的破坏性影响,因此,对有噪声限制要求的房间,必须采取一定的措施,减小噪声以达到噪声标准。

(一) 噪声标准

噪声标准是根据室内工作环境或人的舒适感受的要求而制定的能够接受的最大噪声值。不同用途的房间,有不同的噪声标准。

《民用建筑隔声设计规范》(GBJ118—88)对住宅、学校、旅馆、医院等四类建筑物室内允许噪声级都做了规定。其他各类建筑物室内允许噪声级参见表 6-14。

表 6-14 各类建筑物室内允许噪声级

建筑物类别	噪声评价数 NR 等级	L_A 声级值
	dB	dB
广播录音室、播音室	10~20	26~34
音乐厅、剧院、电视演播室	20~25	34~38
电影院、讲演厅、会议厅	25~30	38~42
办公室、设计室、阅览室、审判厅	30~35	42~46
餐厅、宴会厅、体育馆、商场	35~45	46~54
候机厅、候车厅、候船厅	40~50	50~58
洁净车间、带机械设备的办公室	50~60	58~66

(二) 常用消声降噪装置

风道的噪声主要由风机噪声和气流噪声两大部分构成,所以在进行风道系统的设计时,选择风机、确定风道内风速,均要考虑对噪声的要求。如果仍达不到噪声标准,则必须在风道系统中设置消声降噪装置。常用消声装置有以下几种:

1. 管式消声器。最简单的管式消声器就是把吸声材料固定在风管内壁,构成阻性管式消声器。它依靠吸声材料的吸声作用来消声,对中、高频噪声消声效果显著,但对低频噪声消声效果较差。

金属微穿孔板管式消声器属复合式消声器,具有消声效果好、消声频程宽、空气阻力小、自身不起尘等优点,近年来在国内开始广泛使用。

2. 消声弯头。消声弯头的特点是构造简单,价格便宜,占用空间少,噪声衰减量大。与其他同样长度的消声器比较,消声弯头对低频部分的消声效果好,阻力损失小,是减低风机产生的中低频噪声的有效措施之一。

消声弯头的结构如图 6-16 所示。其中:a 是基本型,弯头内表面粘贴吸声材料;b 是改良型,弯头外缘由穿孔板、吸声材料和空腔组成。

3. 消声静压箱。图 6-17 中,在风机出口处设置内壁粘贴有吸声材料的静压箱,它既可以起稳定气流的作用,又可以起消声器的作用。

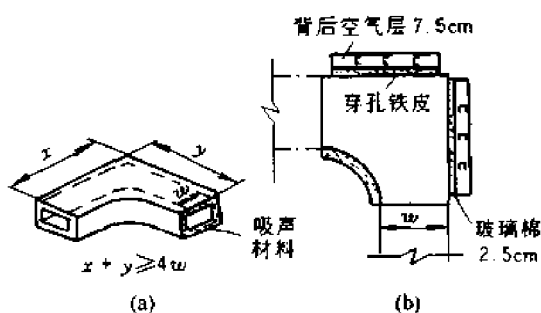


图 6-16 消声弯头

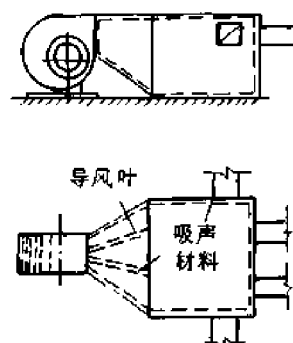


图 6-17 消声静压箱的应用

第五节 通风空调风管系统施工

通风空调风管系统应按照施工规范及设计图纸进行施工。本节主要强调通风空调风管系统施工中应注意的一些问题。

一、施工规范与施工工艺标准

(一) 通风空调管道及部件制作

应按《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第一、二、三章中的有关规定执行(见《现行建筑施工规范大全》第5集)。

(二) 通风空调管道及部件安装

应按《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第五章中的有关规定执行。

(三) 通风空调设备(空调机组、通风机、消声器等)安装

应按《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第六章中的有关规定执行。

(四) 通风空调管道防腐与保温

应按《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)第九章中的有关规定执行。

(五) 通风空调风管系统施工工艺标准

可参见北京市建筑工程总公司编的《建筑设备安装分项工程施工工艺标准》(中国建筑工业出版社)第四篇——通风与空调安装工程中的有关内容;或参见强十渤、程协瑞主编的《安装工程分项施工工艺手册》第三分册——《通风空调工程》(中国计划出版社)中的有关内容。

二、通风空调风管系统安装应注意的问题

(一) 风管局部构件的制作与连接

1. 弯管部分应尽量采用较大的曲率半径 r , 通常取 r 为风管宽度 b 的 1.5~2.0 倍。若 r/b 小于 1.0 时, 应在弯头内加装导流叶片, 以减少阻力。

风道渐扩管, 其扩张角应尽量小于 20° ; 渐缩管的收缩角应尽量小于 45° 。

2. 凡直管段的风管最大边长 $< 1\,000\text{ mm}$ 时, 均采用咬口连接; 其余及阀件与风管间采用法

兰连接,法兰垫片可采用 3~4 mm 厚橡胶垫片。

3. 风机进出口与风管之间应采用长约 150 mm 的玻璃纤维布软接头连接。送风管靠近风机出口处的转向,必须与风机的转动方向一致,风机出口到转弯处应有不小于 $3D$ (即 $A \geq 3D$, D 为风机入口直径) 的直管段,以便使气流通畅均匀,避免造成不必要的静压损失。风机出口连接如图 6-18 所示。

风机出口调节阀应装在软接头之后,以免风机振动使阀门产生附加噪声。

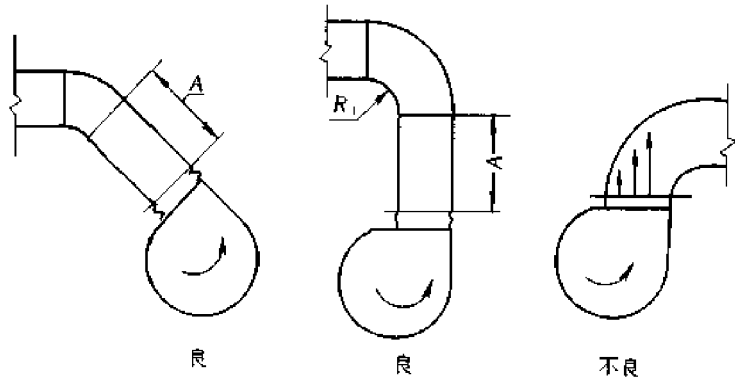


图 6-18 风机出口连接

4. 有消声要求的地方应在风机出口段适当位置设置消声器。消声器与风管间采用法兰连接。

(二) 风管系统的安装

1. 支吊架的形式应根据风管截面的大小及工程的具体情况选择,必须符合国家标准图的要求。

2. 支吊架的间距,对不保温风管大边长小于 400 mm 时水平安装不超过 4 m,大边长 ≥ 400 mm 时水平安装不超过 3 m;垂直安装的不超过 4 m,并设置不少于两个固定件。保温风管支吊架间距一般不大于 2.5 m。支吊架用材见表 6-15。

表 6-15 风管支吊架用材

板厚 mm	水平风道用吊架		垂直风道用支架
	角钢 mm	圆钢 mm	角钢 mm
0.5	25×25×3	直径 8	25×25×3
0.6	25×25×3	直径 8	25×25×3
0.8	30×30×3	直径 8	30×30×3
1.0	40×40×3	直径 8	40×40×3
1.2	40×40×5	直径 8	40×40×5

3. 矩形保温风管的支吊、托架宜设在保温层外部,并且在保温风管与支吊托架间隔以木垫,木垫厚度与保温层相同,木垫应预作防腐处理。

4. 支吊托架的预埋件或膨胀螺栓的位置应正确,埋入时必须保证结合牢靠。

5. 空调送风、回风管及新风机组送风管外均应敷设保温材料,以防止风管外表面结露滴水

和冷量散失。目前风管保温材料多采用密度为 32 kg/m^3 的超细玻璃棉加带网格线的铝箔缠绕。要求保温材料紧贴风管且保持松软状,外表包扎严密。保温厚度视风管所处位置而定,敷设在非空调空间的送风管和新风管为 50 mm ;敷设在空调空间则为 25 mm 。

6. 风机吊装时要用防振吊架,落地安装时要选用适合的防振基座。

第七章 空调中央机房设计

中央机房是整个中央空调系统的冷(热)源中心,同时又是整个中央空调系统的控制调节中心。中央机房一般由冷水机组、冷水泵、冷却水泵、集水缸、分水缸和控制屏组成(如果考虑冬季运行送热风,还有中央空调热水机组等生产热水装置)。本章介绍中央空调冷(热)源的特性及选择,以及中央机房设计与布置的要求。

第一节 冷水机组的技术参数、分类和选择

一、冷水机组的技术参数

冷水机组的技术参数主要有以下几项:

1. 制冷运行工况。制冷系统在不同的工作状况下运行将产生不同的工作效果。运行工况一般以冷水和冷却水的进出口水温来表示。标准制冷运行工况通常标定为:冷水进出口水温 $12/7^{\circ}\text{C}$,冷却水进出口水温 $32/37^{\circ}\text{C}$ 。某些进口机组的标准工况会有所不同,但一般都在冷水进口水温 $10\sim 12^{\circ}\text{C}$ 、冷水出口水温 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 、冷却水进口水温 $30\sim 32^{\circ}\text{C}$ 、冷却水出口水温 $35\sim 37^{\circ}\text{C}$ 的范围内。

2. 制冷量。指冷水机组在标准工况下运行的满额冷量输出,它是衡量冷水机组容量大小的主要技术指标。

3. 制冷工质及充注量。制冷工质又称为制冷剂。压缩式制冷通常使用的制冷剂有 R-22、R-123、R-134a 等。随着为了保护大气臭氧层而限制某些氟利昂类制冷剂使用的期限渐近,将会有更多、更新的制冷剂(氟利昂替代品)出现。吸收式制冷普遍采用溴化锂(LiBr)和水的混合溶液作为制冷工质,其中溴化锂为吸收剂,水为制冷剂。

制冷工质充注量是指冷水机组制冷系统维持正常运转所需制冷剂的多少。

4. 冷量调节范围。指冷水机组冷量输出的调节能力。一般用标准工况制冷量的百分率表示,无级调节则表示为有效调节范围。

5. 机组输入功率。压缩式制冷指压缩机电机功率,吸收式制冷则是机内各类泵的电机功率总和。

6. 冷水和冷却水流量。指在标准工况下流经冷水机组的冷水量和冷却水量。

7. 水路压头损失。指冷水和冷却水分别流经冷水机组蒸发器和冷凝器时的阻力。

8. 接管尺寸。指冷水系统和冷却水系统与冷水机组连接管的管径。

9. 外形尺寸及重量。冷水机组外形尺寸指机组的长 $\times$ 宽 $\times$ 高,重量一般指其运行重量。

10. 噪声。指冷水机组标准工况下稳定运行时产生的噪音大小,一般用 L_A 声级或 $N(NR)$ 评价曲线表示。

冷水机组的机型不同,其技术参数也各有不同,参见附录。

二、冷水机组的分类及特征

1. 常用冷水机组的分类。常用冷水机组按其制冷原理不同,分为压缩式和吸收式两大类。

压缩式冷水机组,根据其压缩机类型不同,可分为活塞式、离心式和螺杆式三种;根据其冷凝器的冷却方式不同,又可分为水冷式和风冷式。

吸收式冷水机组根据其获取热量的途径不同,分为蒸汽热水式和直燃式两种。

常用冷水机组的种类及工作原理见表 7-1。

表 7-1 冷水机组分类及其工作原理

分类		工 作 原 理
压 缩 式	离心式	通过叶轮离心力作用吸入气体并对气体进行压缩
	螺杆式	通过转动的两个螺旋形转子相互啮合而吸入气体和压缩气体,利用滑阀调节汽缸的工作容积来调节负荷
	活塞式	通过活塞的往复运动吸入气体和压缩气体
吸 收 式	蒸汽热水式	利用蒸汽或热水作为热源,以沸点不同而相互溶解的两种物质的溶液作为工质,其中高沸点组分为吸收剂,低沸点组分为制冷剂。制冷剂在低压时沸腾产生蒸汽,使自身得到冷却;吸收剂遇冷吸收大量制冷剂所产生的蒸汽,受热时将蒸汽放出,热量由冷却水带走,形成制冷循环
	直燃式	利用燃烧重油、煤气或天然气等作为热源。分为冷水和冷热水机组两种。工作原理与蒸汽热水式相同

2. 各种冷水机组的特征及优缺点比较。见表 7-2。

表 7-2 各种制冷机的优缺点比较

特 点 项 目	压 缩 式			吸 收 式
	活塞式	离心式	螺杆式	单效或双效
动力来源	以电能为动力			以热能为动力
				蒸汽式或热水式 直燃式
主要优点	1. 在空调制冷范围内,其容积效率比较高 2. 系统装置较简单 3. 用材为普通金属材料,加工容易,造价低 4. 采用多机头、高速多缸、短行程、大缸径后容量有所增大,性能可得到改善 5. 模块式冷水机组系活塞式的改良型,采用高效板式换热器,机组体积小,重量轻,噪声低,占地少,可组合成多种容量,调节性能好、部分负荷时的 COP 保持不变(COP 约为 3.6)。其自动化程度比较高,制冷剂为 R-22,对环境的危害程度小,且安装简便	1. COP 高 2. 叶轮转速高,压缩机输气量大,单机容量大,结构紧凑,重量轻,相同容量下比活塞式轻 80% 以上。占地面积小 3. 叶轮做旋转运动,运转平稳,振动小,噪声较低。制冷剂中不混有润滑油,蒸发器和冷凝器的传热性能好 4. 调节方便,在 15% ~ 100% 的范围内能较经济地实现无级调节。当采用多级压缩时,可提高效率 10% ~ 20% 和改善低负荷时的喘振现象 5. 无气阀、填料、活塞环等易损件,工作比较可靠	1. 与活塞式相比,结构简单,运动部件少,转速高,运转平稳,振动小。中小型密闭式机组的噪声较低。机组重量轻 2. 单机制冷量较大,具有较高的容积效率,压缩比可达 20,且容积效率的变化不大。COP 高 3. 螺杆式易损件少,运行可靠,易于维修 4. 对湿冲程不敏感,允许少量液滴入缸,无液击危险 5. 调节方便,制冷量可通过滑阀进行无级调节 6. 制冷剂为 R-22 的制冷机产品,危害臭氧层的程度低,温室效应小	1. 加工简单,制冷量调节范围大,可实现无级调节 2. 运动部件少,噪声低、振动小。溴化锂溶液无毒,对臭氧层无破坏作用 3. 热水蒸汽式可利用余热、废热及其他低品位热能 4. 直燃式吸收式制冷机与单效蒸汽热水式比较,燃料消耗减少 10%。机组可直接供冷和供热。一次投资、占地面积以及运行费用都比其他少。安全性比锅炉高,没有锅炉要求严格。部分负荷下运行时,相对应的热效率不会下降,其调节性能比电驱动式优越

续表

特 点 项 目	压 缩 式			吸 收 式
	活塞式	离心式	螺杆式	单效或双效
动力来源	以电能为动力			以热能为动力
				蒸汽式或热水式 直燃式
主要缺点	1. 往复运动的惯性力大,转速不能太高,振动较大 2. 单机容量不宜过大 3. 单位制冷量重量指标较大 4. 当单机头机组不变转速时,只能通过改变工作气缸数来实现跳跃式的分级调节,部分负荷下的调节特性较差 5. 模块式机组受水管流速的限制,组合片数不宜超过8片。价格昂贵	1. 对材料强度、加工精度和制造质量要求严格 2. 当运行工况偏离设计工况时效率下降较快。制冷量随蒸发温度降低而减少;随转速降低而急剧下降 3. 单级压缩机在低负荷下,容易发生喘振 4. 小型离心式的总效率低于活塞式	1. 单机容量比离心式小 2. 转速比离心式低。润滑油系统比较庞大和复杂,耗油量较大。噪声比离心式高(指大容量) 3. 要求加工精度和装配精度高 4. 部分负荷下的调节性能较差,特别是在60%以下负荷运行时,性能系数COP急剧下降,一般只宜在60%~100%负荷范围内运行	1. 使用寿命比压缩式短 2. 热效率低。热力系数单效为0.6左右、双效为1.2左右、直燃式可达1.6左右 3. 操作较复杂 4. 溴化锂在有不可凝性气体存在时对金属腐蚀严重 5. 燃油直燃式吸收式制冷需设置贮油、运油装置,给防火安全带来隐患

注:制冷系数(COP)是冷水机组在标准工况下制冷量(单位为kW)与单位输入功率制冷量(单位为kW)的比值。热力系数是吸收式冷水机组在标准工况下制冷量(单位为kW)与输入热量(单位为kW)的比值。

3. 各种冷水机组的经济性比较。冷水机组的经济性有多项指标,表7-3是就主要的几个项目作比较。

表7-3 冷水机组的经济性比较

比较项目	活塞式	螺杆式	离心式	吸收式
设备费(小规模)	B	A	D	C
设备费(大规模)	B	A	D	C
运行费	D	C	B	A
容量调节性能	D	B	B	A
维护管理的难易	B	A	B	D
安装面积	B	B	C	D
必要层高	B	B	B	C
运转时的重量	B	B	C	D
振动和噪声	C	B	B	A

注:表中A、B、C、D表示有利至不利的顺序。

4. 关于制冷剂的特别说明。在诸多氟利昂类制冷剂中,R-11和R-12对大气臭氧层的破坏最大,相对温室效应最为明显。鉴于此,我国将逐步停止生产以R-11、R-12为制冷剂的制冷机。中近期将以R-22作为替代R-12的过渡性制冷剂。现正加速研究新的替代物,如R-123、R-134a等。

三、冷水机组的选择

冷水机组是中央空调系统的核心,正确选择冷水机组,不仅是一桩工程设计成功的保证,同时对系统的运行也产生长期影响。因此,冷水机组的选择是一项重要的工作。

(一) 选择冷水机组的考虑因素

1. 建筑物的用途。
2. 各类冷水机组的性能和特征。
3. 当地水源(包括水量、水温和水质)、电源和热源(包括热源种类、性质及品位)。
4. 建筑物全年空调冷负荷的分布规律。
5. 初投资和运行费用。
6. 对氟利昂类制冷剂限用期限及使用替代制冷剂的可能性。

(二) 冷水机组的选择注意事项

在充分考虑上述几方面因素之后,选择冷水机组时,还应注意以下几点:

1. 对大型集中空调系统的冷源,宜选用结构紧凑、占地面积小及压缩机、电动机、冷凝器、蒸发器和自控元件等都组装在同一框架上的冷水机组。对小型全空气调节系统,宜采用直接蒸发式压缩冷凝机组。

2. 对有合适热源特别是有余热或废热的场所或电力缺乏的场所,宜采用吸收式冷水机组。

3. 制冷机组一般以选用2~4台为宜,中小型规模宜选用2台,较大型可选用3台,特大型可选用4台。机组之间要考虑其互为备用和切换使用的可能性。同一站房内可采用不同类型、不同容量的机组搭配的组合式方案,以节约能耗。并联运行的机组中至少应选择一台自动化程度较高、调节性能较好、能保证部分负荷下能高效运行的机组。选择活塞式冷水机组时,宜优先选用多机头自动联控的冷水机组。

4. 选择电力驱动的冷水机组时,当单机空调制冷量 $\Phi > 1\,163\text{kW}$ 时,宜选用离心式; $\Phi = 582 \sim 1\,163\text{kW}$ 时,宜选用离心式或螺杆式; $\Phi < 582\text{kW}$ 时,宜选用活塞式。

5. 电力驱动的制冷机的制冷系数COP比吸收式制冷机的热力系数 ϵ 高,前者为后者的三倍以上。能耗由低到高的顺序为:离心式、螺杆式、活塞式、吸收式(国外机组螺杆式排在离心式之前)。但各类机组各有其特点,应用其所长。

6. 选择制冷机时应考虑其对环境的污染:一是噪声与振动,要满足周围环境的要求;二是制冷剂CFCs对大气臭氧层的危害程度和产生温室效应的大小,特别要注意CFCs的禁用时间表。在防止污染方面吸收式制冷机有着明显的优势。

7. 无专用机房位置或空调改造加装工程可考虑选用模块式冷水机组。

8. 尽可能选用国产机组。我国制冷设备产业近十年得到了飞速发展,绝大多数的产品性能都已接近国际先进水平,特别是中小型冷水机组,完全可以和进口产品媲美,且价格上有着无可比拟的优势。因此在同等条件下,应优先选用国产冷水机组。

第二节 中央空调热源的技术参数、分类和选择

中央空调系统在冬季状况运行,可利用已有的中央空调冷水系统,通过冷热源的切换,变夏季工况的冷水循环为冬季工况的热水循环,由空调末端装置向室内供热。这样处理,不但能改善室内供热的效果,而且使空调末端一机两用,简化了系统,节省了投资,提高了系统的利用率,还使得室内采暖具有传统方式所不具备的调节自控能力。利用中央空调系统向空调房间供暖,不失为一种高效、清洁、安全、经济的现代化供暖方式。

一般情况下,中央空调系统是以夏季为设计工况的,系统和末端设备的容量也以满足夏季室

内空气要求而确定。当系统在冬季运行时,只是工质由冷水更换成热水,其他部分并没有变化,这样系统的供热能力就受到一定的限制,而供热能力的不足必然使得在应用地域上受到局限。很显然,在高纬度的北方寒冷地区,单靠中央空调系统供热是不够的。因此,中央空调系统冬季供热主要应用于我国华南地区北部及长江流域地区。

本节主要介绍中央空调热源的技术参数、分类及选择。

一、中央空调热源的技术参数和分类

从目前实际使用情况看,中央空调热源主要是五大类,即中央热水机组、热交换式热水器、吸收式冷水机组采暖循环、热泵式冷水机组和电热热水锅炉。其中电热热水锅炉耗电量大,且用高品位电能转换成低品位热能量,运行不经济,除了电力供应十分充足且便宜的地区采用外,大多数地区都弃而不用。

(一) 中央热水机组

中央热水机组是为中央空调系统配套使用的专用热水供给设备,它相当于一台无压热水锅炉,主要由燃烧器、内部循环水系统、水-水热交换器和温控系统组成。机内燃烧器所产生的热量加热内部循环水,再通过机内的水-水热交换器使空调系统循环水加热,使之能源源不断地向空调系统供应热水。采用温控系统来实现自动控制,可以根据需要来改变热水的出水温度。机组适应的燃料有轻质柴油、重油、煤气、石油气等多种。标准状况下机组输出热水温度为 60°C 。

中央热水机组由于在实际使用中所表现出的多方面优越性而受到用户和厂家的欢迎,在近几年得到了迅猛的发展,产品质量也得到了飞速的提高。广州产“迪森”牌 DSJ 中央热水机组,按 ISO(国际标准)进行设计制造,采用国际流行的火管三回程卧式布置,燃烧器和温控元件选用欧美进口产品,采用集中控制、联锁保护方式,具有燃烧效率高、操作维修简单方便、结构紧凑占地小、运行安全可靠稳定等优点。

中央热水机组的技术参数主要有输出热量、热水流量、耗油量、电功率、进出水压降及结构尺寸等,参见附录“迪森”DSJ 中央热水机组规格参数。

中央热水机组有以下特点:

1. 机组采用开式结构,无压力容器,符合国家劳动部门“免检”要求,运行安全。
2. 机组自身备有燃烧器,不需外界提供热源,热量供应稳定可靠。
3. 燃料适用种类多,可以燃用廉价的重油、废油来降低运行费用,取得较好的经济效益。
4. 在非采暖季节,机组可用来生产生活热水,能实现一机多用,提高使用率。
5. 机组结构集成程度高,占地面积小,与传统锅炉比较有很大优势。
6. 多采用技术先进的燃烧器,燃料燃烧彻底,烟气的林格黑度可达到零级,属环保产品。

(二) 热交换式热水器

热交换式热水器,实际上就是一台汽-水热交换器。它的工作原理很简单,外界锅炉所提供的高温、高压蒸汽与系统循环水在其中进行热交换,使循环水获得一定的温升,相当于系统循环水间接从锅炉获取热量(见图 7-1)。

热交换式换热器多为壳管式结构,即容积式热交换器。容积式热交换器适用于一般工业与民用建筑的热水供应系统,其热媒为高温高压的蒸汽。热交换器管程工作压力为 $\leq 0.4\text{MPa}$;壳程工作压力为 0.6MPa ,出口热水温度不高于 75°C 。作为标准产品,按容积的不同分为下列各型

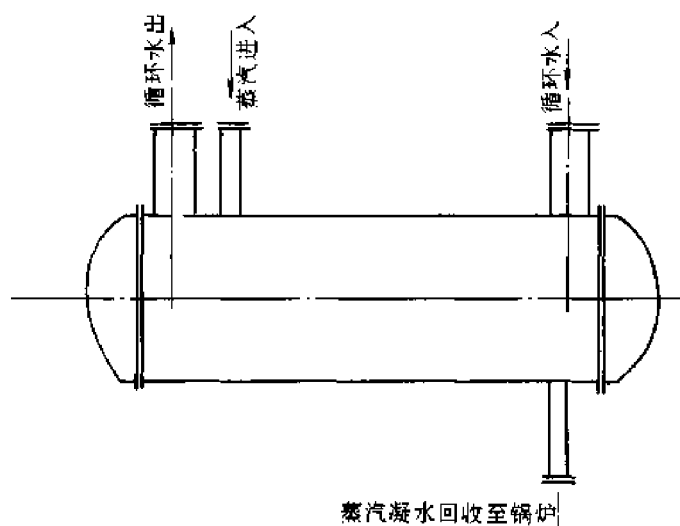


图 7-1 热交换式热水器结构示意图

号：

热交换器型号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
容积	m ³	0.5	0.7	1.0	1.5	2.0	3.0	5.0	8	10	15

1、2、3 号热交换器 U 形管束按单排直线式排列，4~10 号的 U 形管束按多排圆形管板式排列。圆形管板式排列又分为甲型、乙型、丙型三种可供选用。

容积式热交换器的技术参数参见表 7-4 示例。它的选用需经过热力计算，然后按所需热交换面积来定型，外界所提供的蒸汽应满足热水器的设计工况要求。热水器的最终产出应该是符合中央空调设计要求的 60℃ 热水。

由于热交换式热水器仅仅只是一个热交换器，因而它的体积和占地面积均相对很小，这一点对于机房面积有限的中央机房是十分有利的。但是，由于热水器中需输入高温高压的蒸汽，故其属于压力容器类，对设备抗压能力和安全措施都有相当严格的要求，这一点务必注意。

（三）吸收式冷水机组采暖循环

吸收式冷水机组进行采暖循环时，冷却水泵及制冷剂泵停止运转。吸收器的稀溶液进入高压发生器加热浓缩产生制冷剂蒸气，产生的制冷剂蒸气进入蒸发器，使蒸发器管内的温水吸热升温。同时制冷剂蒸气凝缩成制冷剂液，与经高温热交换器进入吸收器的浓溶液混合成稀溶液，再被送往高压发生器。如此循环不断，达到连续制取热水的目的。

采暖循环标准工况下，吸收式冷水机组热水进出口温度为 55℃ 和 60℃，其余技术参数参见附录Ⅲ。比较技术参数表中所列机组制冷量和供热量，以及冷水流量和热水流量，可知在标准工况下热水流量会略小于冷水流量，供热量也相应小于制冷量，这是由于机组采暖工况热力系数略小于制冷工况的缘故。这一技术特征使得用吸收式冷水机组采暖受到地域的限制，在北方地区单由吸收式冷水机组供热水会显得不够，必须辅以其他形式的热源来补充。但在南方地区特别是华南沿海地区，使用吸收式冷水机组冬季采暖就非常适合，因为华南地区冬季普遍热负荷偏小，且采暖周期短，单靠机组的产热量就足以满足采暖热量要求。

(四) 热泵式冷水机组

与一般的压缩式冷水机组比较,热泵式冷水机组只是在压缩式制冷系统管路上多装了一个四通阀,其余部件无异。在冬季制冷系统运行时,通过四通阀的转换作用,使夏季运行时的蒸发器变成了冷凝器,相应地夏季运行时的冷凝器变成了蒸发器,如图 7-2 所示。冷凝器(冬季)中系统循环水通过对流换热,不断吸收制冷剂放出的冷凝潜热,获得一定的温升,从而可以向系统末端提供一定的热量,而达到冬季送暖的目的。由此可见,主机采用热泵式冷水机组,在系统不发生任何变化的情况下,仅依靠一个四通阀的转换作用,就能实现夏季供冷和冬季供暖。

表 7-4 容积式热交换器技术参数

U 形管束型号			甲 型			乙 型		丙 型
热 交 换 器 型 号			第 1 排	第 2 排	第 3 排	第 1 排	第 2 排	第 1 排
8	U 形管排列		第 1 排	第 2 排	第 3 排	第 1 排	第 2 排	第 1 排
	管 径 mm		φ38×3					
	根 数		7	6	3	7	6	7
	换热管长度 mm		3 400					
	换热面积 m ²	各排面积	10.62	9.32	4.78	10.62	9.32	10.62
总面积		24.72			19.94		10.62	
9	U 形管排列		第 1 排	第 2 排	第 3 排	第 1 排	第 2 排	第 1 排
	管 径 mm		φ38×3					
	根 数		9	8	5	9	8	9
	换热管长度 mm		3 400					
	换热面积 m ²	各排面积	13.94	12.68	8.12	13.94	12.68	13.94
总面积		34.74			26.62		13.94	
10	U 形管排列		第 1 排	第 2 排	第 3 排	第 1 排	第 2 排	第 1 排
	管 径 mm		φ45×3.5					
	根 数		9	8	5	9	8	9
	换热管长度 mm		4 100					
	换热面积 m ²	各排面积	20.40	18.56	11.86	20.40	18.56	20.40
总面积		50.82			38.96		20.40	

注:表中所列各型号热交换器 U 形管排列,以靠近圆中心为第 1 排,向外依次为第 2 排、第 3 排。

用热泵式冷水机组供暖,其供热性能系数(供热量与输入功的比值)可达到 3~4,也就是说,用热泵得到的热量是消耗电能热当量的 3~4 倍。供出同样数量的热,热泵远比电热器经济。

热泵式冷水机组供暖,不但热效率高,而且能避免锅炉供热和其他燃料燃烧供热对环境的污染。此外,能实现一机两用,对简化空调系统、节省投资和运行费用、方便运行管理和减少设备保养工作量都大有裨益。

考虑到冬季运行时,蒸发器(冬季)如果用水冷则可能结冻,一般热泵式冷水机组都设计成风冷式,即冷凝器(夏季)通过风扇的作用,与空气进行对流换热而将热量散发至大气中。由于冬季运行时蒸发器(冬季)的表面温度可能至 0℃ 以下,空气通过时表面结霜,将降低热交换效率,并使翅片间空气阻力增大,故需对蒸发器(冬季)施以除霜处理,多采用热气除霜法。热气除霜时,

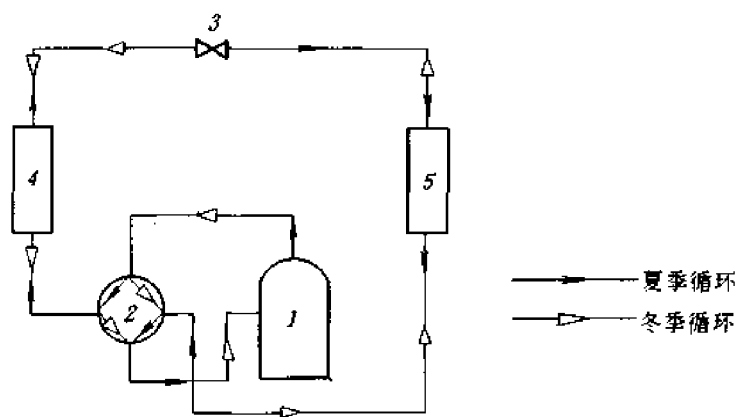


图 7-2 热泵制冷循环示意图

1. 压缩机; 2. 四通阀; 3. 节流阀; 4. 冷凝器(夏) 蒸发器(夏)
蒸发器(冬); 5. 冷凝器(冬)

蒸发器(冬季)风扇停止运转,系统恢复制冷循环,启动压缩机,制冷剂高温高压蒸气进入蒸发器(冬季)管排内,待管排表面温度至 8°C 时即停止除霜,回复制热循环,继续供热。也有的采用热气旁通法、电加热法、热源喷淋法等方法除霜。

热泵式冷水机组所用压缩机,常用往复式或螺杆式,其与离心式压缩机相比,可以有高的压缩比,特别在室外气温低时,热泵压缩比增加且不会发生喘振现象。目前采用往复式压缩机的容量为 $3\sim 30\text{ kW}$ (中小型)和 $17\sim 80\text{ kW}$ (大型)两类;而螺杆式压缩机的容量可达 $85\sim 1\,000\text{ kW}$ 。

室外气温高于 -5°C 时,宜选用往复式热泵冷水机组;当室外气温低至 $-10\sim -15^{\circ}\text{C}$ 时,则应选用螺杆式热泵冷水机组。

往复式热泵冷水机组性能参数参见表 7-5。

表 7-5 风冷热泵冷(热)水机组性能参数表

型 号	SJC-05	SJC-06	SJC-10	SJC-15	SJC-20	SJC-30	SJC-40	SJC-50	SJC-60	SJC-70	SJC-80	SJC-90	SJC-100
	SJC-05H	SJC-06H	SJC-10H	SJC-15H	SJC-20H	SJC-30H	SJC-40H	SJC-50H	SJC-60H	SJC-70H	SJC-80H	SJC-90H	SJC-100H
名义制冷量 kW	16.3	24.5	30.2	46.5	60.4	90.6	120.8	151	181.2	211.4	241.6	271.8	302
名义制热量 kW	19.5	29.4	35.8	55.3	71.6	107.4	143.2	179	214.8	250.6	286.4	322.2	358
压缩机	进口全封闭压缩机												
	电机输入功率 kW	5.4	9.2	10.8	16.2	21.6	32.4	43.2	54.0	64.8	75.6	86.4	108
空气侧热交换器		铜管串套高效铝翅片											
水侧热交换器		套管式											
制冷剂	种类	R-22											
	流量控制	热力膨胀阀											
风机	型式	大叶片低噪声轴流风机											
	电机功率 kW	0.375	0.55	0.75	1.1	2.2	3.3	4.4	5.5				

续表

型 号		SJC-05	SJC-08	SJC-10	SJC-15	SJC-20	SJC-30	SJC-40	SJC-50	SJC-60	SJC-70	SJC-80	SJC-90	SJC-100			
项 目		SJC-05H	SJC-08H	SJC-10H	SJC-15H	SJC-20H	SJC-30H	SJC-40H	SJC-50H	SJC-60H	SJC-70H	SJC-80H	SJC-90H	SJC-100H			
水泵	型式	管道泵					用户自备水泵										
	电机 功率 kW	0.75		0.75		1.5									3.0		
	扬程 m	20			30												
	名义 流量 m ³ /h	3	4.5	5.5	8	10.5	16	21	26	32	37	42	47	52			
水侧热交 换器压降 kPa		46	58	52	61	67	72	75	73	76	74	77	79	81			
运转 控制	运转 开关	手 动 控 制															
	温度 控制	微电脑自动控制															
	指示	运行状态显示,异常状态显示															
安全装置		空气开关,水流开关,温度开关,高低压开关,防冻开关,压缩机延时保护,压缩机及风机过热保护,过压、欠压保护,缺相保护															
冷暖切换装置		四通换向阀															
冷(热)水 接管尺寸 mm		40(1.5英寸)		50(2英寸)		65(2.5英寸)			80(3英寸)		100(4英寸)						
电 气	电源	3 ϕ /380 V/50 Hz															
	总输入 功率 kW	6.5	10.5	13.1	20.3	22.7	34.6	45.4	57.3	68.1	80	90.8	102.7	113.5			
	运行 电流 A	11.1	17.9	22.4	34.7	38.2	57.9	76.3	96.0	114.5	134.2	152.6	172.4	190.8			
外形 尺寸 mm	长	850	1 050	1 670	2 070	1 080	2 160	3 240		4 320		5 400					
	宽	560					2 100										
	高	1 900					2 130										
安装孔 尺寸 mm	A	814	1 014	1 634	2 034	1 010	2 090	3 170		4 250		5 330					
	B	495					1 600										
机体质量 kg		250	280	400	500	960	1 700	1 900	2 630	2 830	3 570	3 770	4 500	4 700			
制冷剂注入量 kg		5	8	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100			

注:1. 名义制冷量系指冷水入口温度 12℃, 出口温度 7℃, 空气侧入口干球温度 35℃时的制冷量;

2. 名义制热量系指热水入口温度 40℃, 出口温度 45℃, 空气侧入口干球温度 12℃时的制热量;

3. SJC 系列机组适用环境温度为一10~+40℃, 极限情况为: -15~+43℃。

二、中央空调热源的选择

首先是型式的确定。综合分析中央热水机组、热交换式热水器和吸收式冷水机组供热水,各有其长也各有不足,应该根据其实际情况选用。选择中央空调热源应注意以下几点:

1. 设有蒸汽源的建筑(如酒店等设有供厨房、洗衣房等使用的锅炉),可选用热交换式热水器,使一台(组)锅炉多种用途,提高锅炉使用效率,简化系统。没有蒸汽源的建筑或属加装冬季供暖热源,可选用中央热水机组。

2. 中央热水机组一般以选用2~3台为宜,机组容量要大小搭配,组合方式为二大一小、或一大一小,机组之间要考虑能够互为备用和切换使用,以利于根据负荷变化来调节以及运行中的维修。

3. 在有余热或废热的场所和电力缺乏或电力增容困难而燃料供应相对充足的地方,宜选用吸收式冷水机组供热水,实现一机多用,这不但能降低建设初投资,还能简化系统、减小机房占地面积、解决电力增容这一令人头痛的问题,长远来看还不受氟利昂类制冷剂禁用的影响。

4. 在冬季室外气温不很低、建筑物又适合于安装风冷式冷水机组的情况下,可选用热泵式冷水机组。

5. 在根据系统循环水量选择好中央热水机组的机型或根据冷量选择好吸收式冷水机组或热泵式冷水机组的机型后,通过热量校核计算,机组热量输出不够时,必须辅之以其他热源形式补充。可在系统内串接蒸汽热交换式热水器或电加热器。

然后是容量的确定。中央空调热源的作用是向系统提供热量,故整个系统的热负荷是选择中央空调热源的惟一技术指标。在进行热负荷计算,得到系统总热负荷之后,根据其大小来确定热源的容量。一般的定型产品都可以从其产品样本上直接找到有关数据。

第三节 中央空调机房的设计与布置

一、中央空调机房设计与布置的一般要求

中央空调机房的设计与布置是一项综合性的工作,必须与建筑、结构、给排水、建筑电气等专业工种密切配合。本专业的要求有如下几点:

1. 机房应尽可能靠近冷负荷中心布置。高层建筑有地下室可资利用的,宜设在地下室中;超高层建筑根据系统划分,可设在中间楼层(技术设备层);空调改造工程或加装工程,亦可在空调建筑物外另建,或设在空调建筑物天面及其他位置,但必须保证建筑结构有足够的承重能力。

2. 机房内设备力求布置紧凑,以节约占用的建筑面积。设备布置和管道连接应符合工艺流程要求,并应便于安装、操作和维修。

中央空调机房设备布置的间隔见表7-6。

兼作检修用的通道宽度,应根据设备的种类及规格确定。

布置壳管式换热器冷水机组和吸收式冷水机组时,应考虑有清洗或更换管簇的可能,一般是在机组一端留出与机组长度相当的空间。如无足够的位置时,可将机组长度方向的某一端直对相当高度的采光窗或直对大门。

3. 中央机房应采用二级耐火材料或不燃材料建造,并有良好的隔声性能。

4. 机房高度(指自地面至屋顶或楼板的净高)应根据设备情况确定。采用压缩式冷水机组时,机房高度不应低于 3.6 m;采用吸收式冷水机组时,设备顶部距屋顶或楼板的距离,不得小于 1.2 m。

表 7-6 设备布置的间距

项 目	间 距 m
主要通道和操作通道宽度	>1.5
制冷机突出部分与配电盘之间	>1.5
制冷机突出部分相互间的距离	>1.0
制冷机与墙面之间的距离	>0.8
非主要通道	>0.8
溴化锂吸收式制冷机侧面突出部分之间	>1.5
溴化锂吸收式制冷机的一侧与墙面	>1.2

5. 中央机房内主机间宜与水泵间、控制室间隔开,并根据具体情况设置维修间、贮藏室。如果机房内布置有燃油吸收式冷水机组或燃油式中央热水机组,最理想的方法是通过输油管路从另外设置的专用油库中获取燃料。如果燃油罐放置在机房内,则一定要严格按照有关消防规范进行平面布置,机房内再添置必要的消防灭火设备。

6. 中央机房设在地下室时应设机械通风,小型机组按换气次数 3 次/h 计算通风量;

离心式机组,当总制冷量为 Φ 时,通风量可按 $q_v = 36.54 \Phi^{2/3} (\text{m}^3/\text{h})$ 计算。

7. 中央空调机房内应设给排水设施和厕所,尽量设置电话,并应考虑事故照明。

二、中央空调机房平面布置示范

图 7-3a、b 是两种比较典型的机房平面布置方案。

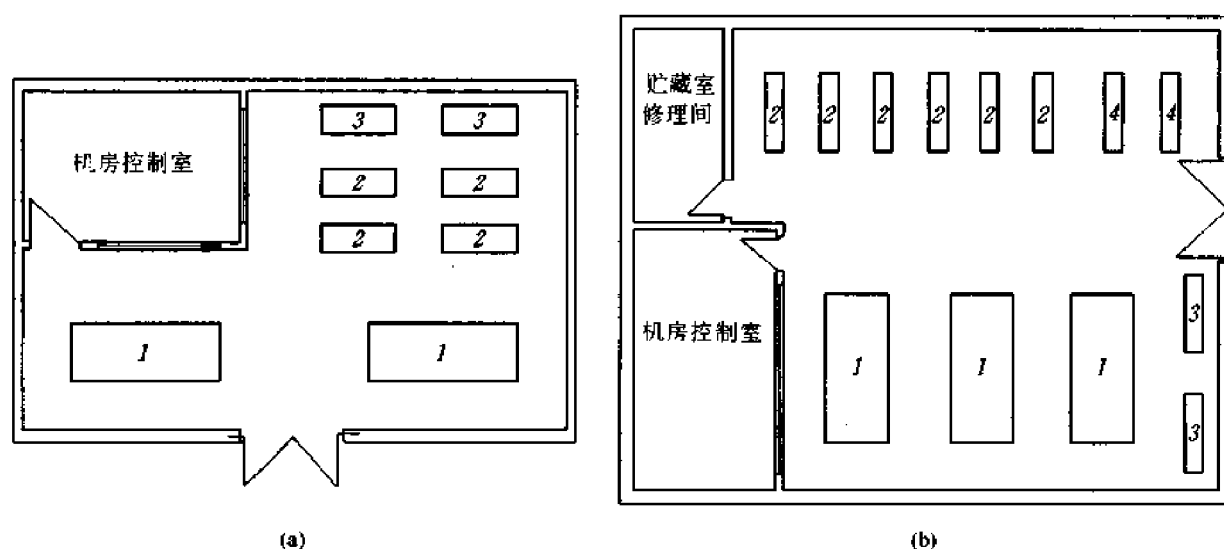


图 7-3 典型中央空调机房平面布置示例

1. 冷水机组; 2. 冷冻冷却水泵; 3. 集水、分水缸; 4. 热交换式热水器

第八章 中央空调系统运行控制及节能

空调系统的正常运行、自动调节、安全保护和不同功能的转换等,都须依靠电气控制来实现。设置有效的中央空调控制系统,对于整个空调系统的安全稳定运行和管理,对于将室内温度、湿度稳定在设计允许的范围内,使整个系统能处于最佳工况运行状态,以及对于节省能源、提高设备使用寿命,都具有十分重要的意义。

随着空调应用的日益广泛,能源的供需矛盾也越来越突出,研究探讨空调工程的节能具有重要意义。对于一项空调工程,如何减少能耗并使之高效运行,是每一位空调专业和相关专业从业者都应该关心和考虑的事情。

本章介绍目前在舒适性中央空调工程中普遍采用的一般控制方法和常用节能措施。

第一节 冷水机组的控制电路

各种不同型号冷水机组的控制电路有所不同,作为实例,本节主要介绍日立水冷螺杆式冷水机组的控制电路。图 8-1 为 RCU100SY₂ 螺杆式冷水机组控制电路原理图(见书后插页)^①。这个实例可使读者熟悉分析冷水机组控制电路的方法,为读者识读冷水机组控制电路奠定基础。

图 8-1 中,QF——压缩机电机电源开关;SA——电源电压转换——开关;MC_{1,2}——两台主机压缩机电动机(29 kW×2);KMC_{1,2}——压缩机电机接触器;KMCY_{1,2}——压缩机电动机星形起动接触器;KMCD_{1,2}——压缩机电机三角形起动接触器;FU_{1~6}——熔断器;KA_{1,3,4,11,21}——辅助继电器;OH_{1,2}——油加热器;KLT——低温保护继电器;HRM_{1,2}——压缩机运行时间表;KIT_{1,2}——压缩机内部高温保护继电器;KC_{1~6}——压缩机过流继电器;SB₁₁——压缩机停止按钮;SB₂——压缩机起动按钮;GL——主机绿色指示灯;RL——主机红色指示灯;KRP_{1,2}——反相运转保护继电器;KHP_{1,2}——高压压力继电器;KLP_{1,2}——低压压力继电器;KOT_{1,2}——供油温度保护继电器;SV_{11,21}——起动电磁阀;SV_{12,22}——能量控制电磁阀;SV_{13,23}——液位电磁阀;T₁~T₄——冷水温度控制器;THM——电子控温器热敏电阻;KT_{1,2}(x、y、z)——电子时间继电器;UR——电子温控可变电阻;Ⓥ——电压表;Ⓐ₁——主机电流表;TA——电流互感器;LKB₁——靶式流量控制器。

一、压缩机电机的起动与保护控制

RCU100SY₂ 螺杆式冷水机组主机的压缩机采用高低压继电器、电机过热过流保护继电器、内部高温保护继电器、供油温度保护继电器、反相运转保护继电器、低水温保护继电器、空气开关

^① 注:卫宏毅先生为本书提供了图 8-1、8-2 及该两电路分析初稿。

等进行安全保护。在线路控制上,这些保护电器的触点是串联的,只要上述之一保护电器出现故障,即可导致压缩机自动停机。

RCU100SY₂ 螺杆式冷水机组有两台压缩机电动机 MC₁ 及 MC₂, 每台电动机的额定功率为 29 kW。由于采用大于 5 kW 的三相异步电动机,因此必须采用降压起动,这里采用 Y-Δ 型降压起动方式,以使起动电流(Y 型接法)降低为 Δ 型接法正常运行电流的 $\frac{1}{3}$; 并且当第一台压缩机电机起动以后,第二台压缩机才能起动,以减轻起动电流对电网的冲击,起动时间是由电子时间继电器 KT₁(x、y、z)及 KT₂(x、y、z)分别控制的。

在压缩机电动机主电源开关 QF 闭合后,经过电源电压换相开关 SA,三相 380 V 交流电源分别接到 R₁、S₁、T₁ 及 R₂、S₂、T₂ 端,零线接到 MP₂ 端。从 11、12、13 接线柱经过熔断器 FU₁₋₃ 及 FU₄₋₆ 分别把三相电源接到反相运转保护继电器线圈 KRP₁ 及 KRP₂ 的 R、S、T 端,接入 KRP₁ 及 KRP₂ 的目的是为了保证压缩机电动机的正确转向。

在压缩机电动机没有起动以前,220 V 交流电源经过 FU₄ 接通了两台压缩机的油加热器 OG₁ 及 OG₂。它们是与供油保护恒温继电器配合使用的,一般保持油箱内的油温在 110 ~ 140 ℃ 之间,使压缩机起动前润滑油先被加热。

主机保护器件冷水低温保护继电器 KLT、供油温保护恒温继电器 KOT_{1,2}、压缩机内部高温保护继电器 KIT_{1,2}、压缩机低压压力保护继电器 KLP_{1,2}、高压压力保护继电器 KHP_{1,2}、三相过流保护继电器 KC₁₋₃ 等分别串入有关相电路中。为了进行安全联锁控制,一般把它们的触点串联起来,只要上述之一保护电器触点因相应故障断开,将会导致压缩机自动停机。

另外一种安全联锁控制是:只有当冷却水泵、冷水泵、冷却塔风机都投入正常运行的情况下,压缩机方能起动运行;这三者中任一个出现故障,压缩机就会自动停机,以防发生事故。同样,这三个系统分别使用一个中间继电器,它们的触点在主控制回路中串联起来,从而保证了在三个系统起动以后,压缩机电动机才能起动。

当 QF 闭合后其导通的控制回路是:

单机 220 V 交流 → FU₄ → 常闭停止按钮 SB₁₁ → 接线柱 ① → KA₃ 常闭触点 6、2 → KOT₂ → KIT₂ → KLT₂ → KHP₂ → KC₄ → KC₅ → KC₆ → KA₄ 常闭触点 6、2 → KA₂₁ 线圈 → 地。KA₂₁ 线圈带电,其常开触点 5、3 闭合自锁。

另一回路从 ① → KA₃ 常闭触点 5、3 → KOT₁ → KIT₁ → KLP₁ → KHP₁ → KC₁ → KC₂ → KC₃ → KA₄ 常闭触点 → 中间继电器线圈 KA₁₁ → 地。由于 KA₁₁ 线圈带电,其常开触点 5、3 闭合自锁。

KA₂₁ 及 KA₁₁ 常开触点闭合时,上述两支路受 KLT 常闭触点 C、T 控制;又由于 KA₂₁ 及 KZ₁₁ 线圈带电,分别使其常闭触点 6、2 断开,而常开触点 6、4 闭合(见结点 E),便为两台压缩机起动做好了准备。

当按下起动按钮 SB₂ 时,如果冷却水泵、冷冻水泵、冷却塔风机已经起动投入运行,则其中间继电器 KAE₁、KAC₁、KAT₁ 常开触点是闭合的,且靶式流量计在流量正常的情况下 LKB₁ 常开触点是闭合的,则起动主机导通的准备回路是:

单相交流 220V → FU₄ → SB₁₁ → SB₂ → KAE₁ → LKB₁ → KAC₁ → KAT₁ → 中间继电器 KA₃ 线圈 → 地。

KA₃ 线圈带电,其常闭触点 6、2 断开,常开触点 6、4 闭合,另一常闭触点 5、3 断开,常开触点 5、1 闭合,便使下面两条支路导通:

一条是 $\sim 220\text{V} \rightarrow \text{FU}_4 \rightarrow \text{SB}_{11} \rightarrow \text{①} \rightarrow \text{KA}_3(5、1) \rightarrow \text{E 点} \rightarrow \text{KA}_{11}(6、4)$ 及 $\text{KA}_{21}(6、4) \rightarrow \text{红灯}(\text{RL}_1 \text{ 及 } \text{RL}_2)$ 亮,表示两台压缩机投入起动。

另一支路从 $\sim 220\text{V} \rightarrow \text{FU}_4 \rightarrow \text{SB}_{11} \rightarrow \text{SB}_2 \rightarrow \text{虚线框内冷水电子温控器线圈 } \text{T}(\text{A、B}) \rightarrow \text{地}$,则电子温控器处于工作状态。 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 四个常闭触点由于压缩机处于起动状态,冷水温度未降低,他们是闭合的。压缩机起动过程是配合电子时间继电器 $\text{KT}_{1,2}(\text{x、y、z})$ 一起工作的,其起动导通的回路是:

$\sim 220\text{V} \rightarrow \text{FU}_4 \rightarrow \text{SB}_{11}(1、2) \rightarrow \text{KA}_3(5、1) \rightarrow \text{E 接点} \rightarrow \text{KA}_{11}(6、4) \rightarrow \text{③} \rightarrow \text{T}_1(\text{C}_1、\text{L}_1) \rightarrow \text{KT}_1(\text{x、y、z}) \text{线圈} \rightarrow \text{地}$ 。

电子时间继电器三个触点 $\text{KT}_1(\text{x})$ 、 $\text{KT}_1(\text{y})$ 、 $\text{KT}_1(\text{z})$ 的工作时间顺序是:

线圈 $\text{TR}_1(\text{x、y、z})$ 由于 $\text{KA}_{11}(6、4)$ 闭合后带电, $\text{KT}_1(\text{x})$ 常开触点(1、3)延时 3 min 闭合,待 $\text{KT}_1(\text{x})$ 闭合后 $\text{KT}_1(\text{y})$ 常闭触点(6、5)延时 5s 打开,以便使第一台压缩机接成 Y 型起动;在 $\text{KT}_1(\text{y})$ 开始延时的同时, $\text{KT}_1(\text{z})$ 常闭触点(9、8)延时 30 s 打开。

第一台压缩机电动机 MC_1 接成星形起动的过程是:

$\sim 220\text{V} \rightarrow \text{接线柱 E} \rightarrow \text{ZJ}_{11}(6、4) \rightarrow \text{③} \rightarrow \text{T}_1(\text{C}_1、\text{L}_1) \rightarrow \text{KT}_1(\text{x})(1、3) \rightarrow \text{KT}_1(\text{y})(6、5) \rightarrow \text{KMCD}_1 \text{ 常闭触点} \rightarrow \text{KMCY}_1 \text{ 接触器线圈} \rightarrow \text{地}$ 。

由于 KMCY_1 线圈带电,使主回路中三相交流接触器 KMCY_1 主触头闭合,电动机三相绕组 x、y、z 连成一点(Y 型接法)而 KMCY_1 在控制回路中的常开触点闭合(A_1 、 A_2 接通),经 KRP_1 已闭合的常开触点,接通了 KMC_1 三相接触器线圈。

由于 KMC_1 线圈带电,其常开触点 A_1 、 A_2 闭合,使之处于自锁状态。在主回路中, KMC_1 三相交流接触器主触头闭合,380V 交流电源接通了 V、U、W 三相绕组,使电动机 MC_1 在 Y 型接法下起动。经 5 s 起动时间,电动机不断加速。5 s 后, $\text{KT}_1(\text{y})$ 常闭触点 6、5 断开,其常开触点 6、4 接通, KMCY_1 线圈断电,其常闭触点 B_1 、 B_2 闭合,使 CMCD_1 交流接触器线圈带电,于是主回路中三相交流接触器主触头在 KMCY_1 断开后, KMCD_1 则闭合,电动机 MC_1 从 Y 型接法转为 Δ 型接法,转入正常运行状态。

起动时由于 $\text{KT}_1(\text{z})$ 常闭触点接通了起动电磁阀 SV_{11} 线圈, SV_{11} 线圈带电,它推动能量控制电磁阀 SV_{12} 滑块关闭回气通道,使压缩机电动机能够空载起动。

从 $\text{KT}_1(\text{y})$ 常闭触点 5、6 延时断开起, $\text{KT}_1(\text{z})$ 常闭触点 9、8 同时延时 30 s 打开。30 s 后,其常开触点 9、7 接通, SV_{11} 断电, SV_{12} 能量控制电磁阀线圈由于 $\text{T}_3(\text{C}_3、\text{H}_3)$ 是断开的,故不带电,恢复阀门开度达最大,这时电动机已转入 Δ 型接法正常运行状态。

同理,第二台压缩机电动机 MC_2 Y- Δ 起动过程与第一台电动机基本上是一致的。所不同的只是第二台电动机的电源是由 KA_{21} 常开触点 6、4 引入的,经接点 ④ 到电子温控器常闭触点 $\text{T}_2(\text{C}_2、\text{L}_2)$ 及 $\text{T}_4(\text{C}_4、\text{L}_4)$ 而工作的。其通电时间是设定在第一台压缩机起动转入 Δ 型运行后才开始起动的,即从 $\text{KT}_1(\text{x})$ 延时闭合开始计算, $\text{KT}_2(\text{x})$ 需要 4 min 才能闭合进行 Y- Δ 起动并投入运行,这就保证了第一台压缩机开始起动后 1 min,第二台压缩机才开始起动。

两台压缩机电动机投入运行后,如果冷水的水温没有降到设定温度(由电子温控器热敏电阻 THM 检测),则 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 仍处于常闭状态,也就是说两台压缩机继续投入制冷运行。

二、螺杆式冷水机组的冷水温度控制

螺杆机的冷水温度控制是采用主机运行、停机控制方式与能量调节结合进行的。

这种水温控制方式是通过控制冷水的回水温度来实现的。它采用热敏电阻(图 8-1 中的 THM)作为温度传感,其放置在蒸发器冷水回水入口处,由电子温控器去控制回水温度;图中 UR 是电子温控器的可变电阻,用以调定温控范围;利用 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 触点接通、断开主机或接通、断开能量控制电磁阀,以进行温度控制。其控制过程如下:

从图 8-1 可以看出当两台压缩机满负荷运行时,电子温控器 T_1 的 C_1 、 L_1 接通, T_2 的 C_2 、 L_2 接通, T_3 的 C_3 、 L_3 接通, T_4 的 C_4 、 L_4 接通,能量控制电磁阀线圈 SV_{12} 、 SV_{22} 和起动电磁阀 SV_{11} 、 SV_{21} 的线圈都是断电的,能量控制电磁阀开度最大。这时汽化后的工质被压缩机全部吸入,冷水回水温度为设计值 $12.22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。为保持在这温度下运行,要求压缩机作间歇性运转,使机组的制冷量能够经常与冷负荷保持平衡。为减少压缩机的起动次数,可结合采用能量调节控制。如果将两台压缩机满负荷运行时的能量控制率定为 100%,则电子冷水温控器按顺序变化 $T_1 \sim T_4$ 触点的通断状态,便可获得不同的能量控制率。

如果因空调房间冷负荷减小,冷水的水温下降 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$,则 T_4 常闭触点 C_4 、 L_4 断开,常开触点 C_4 、 H_4 闭合,而 $T_1 \sim T_3$ 触点不变。这时两台压缩机均处于运行状态, SV_{11} 及 SV_{12} 线圈均断电,第一台压缩机满负荷运行;第二台压缩机由于 T_4 的 C_4 、 H_4 闭合,故能量控制电磁阀线圈 SV_{22} 带电,使能量控制电磁阀滑块动作,阀门开度减小,令回气通道只能通过回气工质的 50%,于是能量控制率即变成 75%。

当冷水温度再下降 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (即共下降 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$),此时 T_1 、 T_2 触点不变, T_4 仍使 SV_{22} 带电,而 T_3 常闭触点 C_3 、 L_3 断开,常开触点 C_3 、 H_3 闭合。第一台压缩机能量控制电磁阀 SV_{12} 从断电状态变为带电状态,阀门开度减小,也只能通过回气工质的 50%,第一、二台压缩机在 50% 能量控制下运行,其综合能量控制率也就为 50%。

如果冷水的水温再下降 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (即共下降 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$), T_2 常闭触点 C_2 、 L_2 断开,常开触点 C_2 、 H_2 闭合, T_1 、 T_3 、 T_4 触点状态与下降 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相同。由图可见,这时第二台压缩机时间继电器线圈 $TR_2(x、y、z)$ 断电,使第二台压缩机主回路接触器全部断开,第二台压缩机停止运行;而第一台压缩机则处于 50% 能量控制下运行,其综合能量控制率便下降为 25%。

冷水温度如果再下降 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (即共下降 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$), T_1 触点 C_1 、 L_1 断开, C_1 、 H_1 闭合,使第一台压缩机停止工作, T_2 、 T_3 、 T_4 触点状态与下降 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相同,则第一、二两台压缩机均停止运行,此时能量控制率为零。

可以看出 RCU100SY₂ 其能量控制可按 100%、75%、50%、25%、0 共五个挡次调节。

三、保护装置的功能

(一) 冷水低温保护断路器

在图 8-1 中,JLT 是冷水低温保护断路器。当冷水温度为 $5.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,KLT 的 C、T 触点闭

合;冷水温度下降到 2.5°C 时, KLT 的 C、T 断开, 而常开触点 C、R 闭合, 接通辅助继电器线圈 KA_4 。于是 KA_4 的常闭触点 5、1 及 6、2 断开, 辅助继电器线圈 KA_{11} 及 KA_{21} 断电, KA_{21} 、 KA_{11} 常开触点恢复断电状态(触点 6、4 断开)。这样, 控制主回路的三相交流接触器线圈 $\text{KMC}_{1,2}$ 、 $\text{KMCY}_{1,2}$ 、 $\text{KMCD}_{1,2}$ 均处于断电状态, 使两台压缩机停止运行, 防止冷水结冰。直到冷水温度回升后, 压缩机再重新启动运行。

(二) 高压开关与低压开关

图 8-1 中的 $\text{KHP}_{1,2}$ 为高压压力保护继电器, $\text{KLP}_{1,2}$ 为低压压力继电器。当冷凝器中冷却水中断, 螺杆压缩机出口高压超过被设定的压力时, $\text{KHP}_{1,2}$ 常闭触点断开, 使两台压缩机停止运行($\text{KHP}_{1,2}$ 阻断压力为 2.16 MPa , 接通压力为 1.57 MPa), 防止超高压而引起事故。当压缩机吸气压力减小到预置压力以下(预置阻断压力为 2.5 kPa , 接通压力为 490.33 kPa)时, $\text{KLP}_{1,2}$ 常闭触点断开, KA_{11} 及 KA_{21} 继电器线圈断电, 也使两台压缩机停止工作。

(三) 三相快速高灵敏度过流继电器

图 8-1 控制回路中 $\text{KC}_{1,3}$ 为第一台压缩机 A、B、C 三相(三个)过流继电器触点(常闭), $\text{KC}_{4,6}$ 为第二台压缩机三个过流继电器的常闭触点, 它们的控制线圈分别串联在 A、B、C 三相主回路中。 RCU100SY_2 螺杆机的过流继电器设定电流为 72 A , 当超过此电流值时立即使 $\text{KC}_{1,3}$ 常闭触点断开, KA_{11} 及 KA_{21} 继电器线圈断电, 两台压缩机停止运行。

(四) 内部高温保护继电器

$\text{KIT}_{1,2}$ 为控制回路中两台压缩机电动机内部绕组高温保护继电器的常闭触点, 其高温温度是由嵌入螺杆机电动机绕组内的传感器传递的。当该电动机绕组温度为 93°C 时 KIT_1 及 KIT_2 常闭触点接通; 当电动机绕组温度为 115°C 以上时这两个常闭触点断开, 使两台压缩机停止运行, 以便对压缩机电动机加以保护。

(五) 油加热器

图 8-1 中, OG_1 及 LG_2 分别为两台压缩机的油加热器, 它浸渍在螺杆机的油箱中。当压缩机停止工作后, 油温降低到低于 110°C 时, 油的粘度太大会使压缩机难以起动。为此, 使用油加热器, 当油温低于 110°C 时接通, 油温升高到 140°C 时油加热器断开。

为保护电动机能顺利起动, 防止电动机损坏, 在压缩机起动前, 通过接触器的常闭触点 KMC_1 及 KMC_2 接通两个油加热器 OG_1 及 OG_2 , 使油达到需要的预热温度; 电机起动后 KMC_1 及 KMC_2 断开, 停止油加热器通电。油加热器的容量为 150 W 。

(六) 压缩机反转保护继电器

图 8-1 中的 $\text{KRP}_{1,2}$ 为两台压缩机电动机的两个反转保护继电器, 其中 R、S、T 三个引线分别接入 A、B、C 三相电源线。这个继电器可以检测出电源相反接时螺杆机逆向运转的错误。有错时, 操作者只要把电源相线中的任意两根调换连接即可。

第二节 中央空调系统控制

冷、热源集中设置的中央空调系统的控制, 包括集中控制和局部控制两大部分。本节介绍对中央空调制冷系统的集中控制, 以及对各种空调末端装置的局部控制。

一、中央空调制冷系统集中控制要求

中央空调制冷系统由冷水机组及其附属设备冷水泵、冷却水泵和冷却塔等组成。要使整个系统能稳定、安全地运行,除各个设备的电动机须有各自的控制电路外,还须正确安排各个设备的开停机顺序,并且对它们实行联锁安全保护。中央机房设总控制室和总控制台,以便对整个制冷系统进行监测、手动控制和自动控制。

(一) 制冷系统各设备的开停机顺序

要使冷水机组起动后能正常运行,必须保证:

1. 冷凝器散热良好,否则会因冷凝温度及对应的冷凝压力过高,使冷水机组高压保护器件动作而停车,甚至导致故障。

2. 蒸发器中冷水应先循环流动,否则会因冷水温度偏低,导致冷水温度保护器件动作而停车;或因蒸发温度及对应的蒸发压力过低,使冷水机组的低压保护器件动作而停车;甚至导致蒸发器中冷水结冰而损坏设备。

因此,制冷系统各设备的开机顺序应为:

冷却塔风机开→冷却水泵开→冷水泵开 $\xrightarrow{\text{延时 } 1\text{min}}$ 冷水机组开
反之,制冷系统各设备的停机顺序应为:

冷水机组停 $\xrightarrow{\text{延时 } 1\text{min}}$ 冷水泵停→冷却塔风机停→冷却水泵停。

(二) 制冷系统各设备的联锁安全保护

制冷系统各设备的联锁安全保护,在电路设计上应保证:

1. 只要冷却塔风机、冷却水泵和冷水泵未先起动,冷水机组就不能起动。

2. 冷水泵起动后,应延时 1min(不同类型冷水机组的延时长短不尽相同,可参见产品样本要求)冷水机组才起动。

3. 冷水泵、冷却水泵、冷却塔风机三者中任一设备因故障而停机时,冷水机组应能自动停车。

(三) 多套制冷系统的切换运行

中央空调制冷系统一般都设置两台或两台以上的冷水机组,相应配备有两台或两台以上的冷水泵、冷却水泵和冷却塔,而且冷水泵和冷却水泵往往都还设有备用泵。因此,设计的控制电路通常应做到使各制冷系统设备既能组成两套或两套以上独立运行的制冷系统,又可根据需要通过手动切换组合成新的系统(需与制冷系统冷水和冷却水系统的管路设计相一致)。

(四) 制冷系统的运行监测

总控制台除设置制冷系统各个设备的手动控制按钮外,还需设置显示各个设备正常运行和故障停机的红绿指示灯、警铃等。监测电路电压、电流的仪表可设置在控制台上,也可设置在配电屏上。

中央空调制冷系统的控制电路,通常应由电气专业设计人员根据控制要求进行设计。

二、制冷系统控制电路

冷水机组本机的控制电路上节已作介绍,下面以图 8-2 电路为例,介绍与冷水机组控制电

路配合的冷水泵、冷却水泵和冷却塔的控制电路。

(一) 冷却水泵控制回路及与冷水机组本机联锁

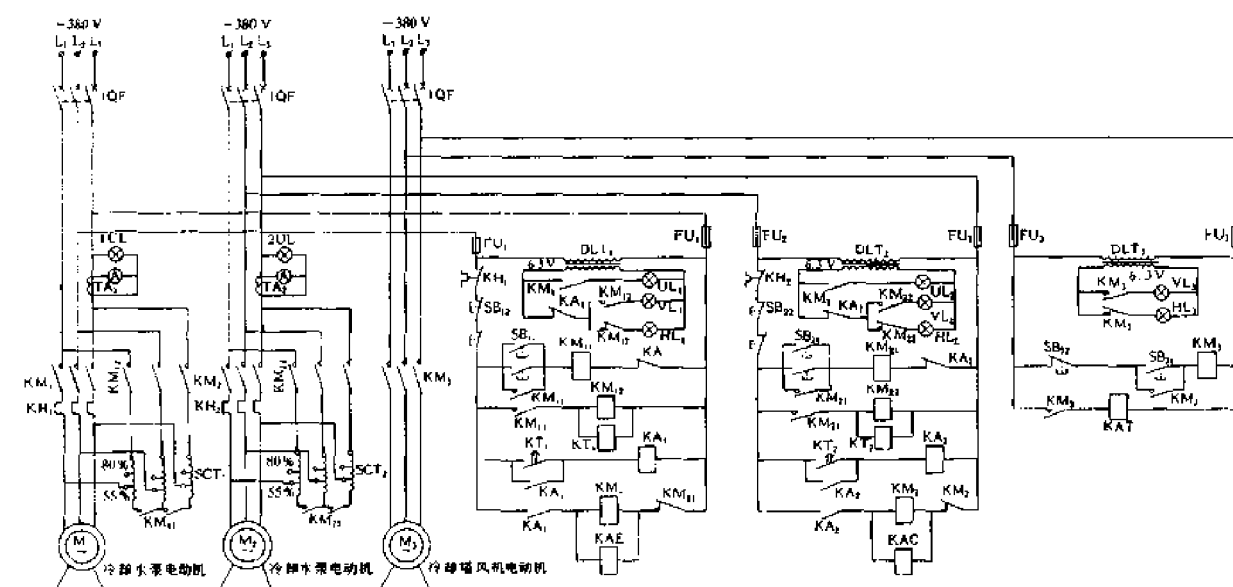


图 8-2 冷却水泵、冷水泵、冷却塔风机系统电器控制原理图

1QF—冷却水泵电动机电源开关;2QF—冷水泵电动机电源开关;3QF—冷却塔风机电动机电源开关; M_1 —冷却水泵电动机; M_2 —冷水泵电动机; M_3 —冷却塔风机电动机; SCT_1 —冷却水泵起动自耦变压器; SCT_2 —冷水泵起动自耦变压器; KM_{11} 、 KM_{12} 、 KM_{21} 、 KM_{22} 、 KM_3 —起动用三相交流接触器; $KM_{1,2}$ —运行接入三相交流接触器; $DLT_{1,2,3}$ —指示灯变压器; $KT_{1,2}$ —时间继电器; KA —中间继电器; $FU_{1,2,3}$ —熔断器; $KH_{1,2}$ —热继电器; $SB_{11,21,31}$ —起动按钮; $A_{4,11}$ —电流表; KAE —冷却水泵联锁控制压缩机的中间继电器; KAC —冷水泵联锁控制压缩机的中间继电器; KAT —冷却塔风机联锁控制压缩机的中间继电器; $TA_{1,2}$ —电流互感器; $SB_{12,22,32}$ —停止按钮; $UL_{1,2,3}$ 、 $HL_{1,2,3}$ 、 $VL_{1,2,3}$ —指示灯

本例冷却水泵电动机功率较大(超过 5 kW),采用抽头式自耦变压器(SCT_1)利用其 55% 挡降压起动。

1. 起动。闭合 1QF,电源指示灯 HL_1 亮;按下冷却水泵起动按钮 SB_{11} ,交流接触器 KM_{11} 线圈获电,其与 SB_{11} 并接的常开辅助触点闭合自锁,另一常开辅助触点闭合使交流接触器 KM_{12} 线圈及时间继电器 KA_1 线圈获电;主电路中接触器 KM_{11} 和 KM_{12} 的主触头闭合,冷却水泵电动机经 SCT_1 降压起动。此时, KM_{12} 常闭触点断开, HL_1 灭;而 KM_{12} 辅助常开触点闭合,冷却水泵起动指示灯 VL_1 亮。

2. 正常运转。从按下起动按钮 SB_{11} 起延时 8~10 s 后,时间继电器 KT_1 常开触点闭合。中间继电器 KA_1 线圈获电,其常开触点闭合,常闭触点断开,其中一个闭合令 KA_1 线圈自锁;一个断开令 KM_{11} 线圈失电, KM_{11} 常开触点断开使 KM_{12} 线圈和 KT_1 线圈失电, KM_{12} 和 KT_1 常开触点都断开。至此,主电路中起动接触器 KM_{11} 、 KM_{12} 触点断开,运行接触器常开触点闭合,使冷却水泵电动机获得全压而正常运转。同时,因 KA_1 另一个常闭触点断开, HL_1 和 VL_1 灭;而 KM_{12} 辅助常开触点闭合,冷却水泵正常运行指示灯 UL_1 亮。

3. 与冷水机组压缩机电动机联锁控制。接触器 KM_{12} 获电冷却水泵转入运行的同时,与冷

水机组压缩机电动机作联锁控制的继电器 KAE 线圈获电,则与控制冷水机组起动的中间继电器 KA₃ 线圈串接的 KAE 常开触点闭合,冷水机组压缩机电动机才有可能起动(参见图 8-1)。可见,只有冷却水泵先起动运行,压缩机才能起动运行;反之,接触器 KM₁ 失电,KAE 同时失电,因而冷却水泵停机,压缩机也立即停机。这就实现了冷却水泵和压缩机间的联锁安全保护。

4. 停机。按下冷却水泵停止按钮 SB₁₂,冷却水泵控制回路便断电,接触器 KM₁、KM₁₁、KM₁₂ 线圈全部失电,它们的常开触头全部断开,冷却水泵电动机断电停机。同时 KAE 线圈失电,KAE 在冷水机组控制回路中的常开触点断开,压缩机电动机也断电停车。

5. 过载保护。图 8-2 中 KH₁ 为冷却水泵过载保护热继电器,冷却水泵过载时,KH₁ 常闭触点断开,冷却水泵控制回路断电,冷却水泵停机,压缩机同时停车。

(二) 冷水泵控制回路及与冷水机组本机联锁

由图 8-2 可见,冷水泵起动、转入运行控制回路及冷水机组本机作联锁保护的方法是和冷却水泵完全相同的,请读者自行分析,不再赘述。

(三) 冷却塔风机控制回路及与冷水机组本机联锁

本例冷却塔风机电动机功率小于 5 kW,故利用起动按钮 SB₃₁ 通过接触器 KM₃ 直接起动。同时,继电器 KAT 对冷水机组本机作联锁保护,原理与前述相同。

三、空调末端装置局部控制

中央空调系统末端装置如风机盘管空调器、新风机、非独立式风柜等,分散设置在各个空调房间或专用空调机房内,为调节控制方便,通常都是单机局部控制。空调末端装置的局部控制包括冷水管路的自动控制(采用电动阀)和风机控制。电动阀装在末端装置的回水管接口处;风机盘管的感温器和风机控制转换开关置于空调房间内;非独立式风柜的感温器设于空调房间回风区适当位置或回风管内,而包括风机控制的所有电控器件、监测仪表及各种信号指示等则装在控制柜(或台)中或装在控制板上,而控制柜(或台、板)设于空调房间或专用的空调机房内;新风机的感温器设于新风机送风口处,电控器件等装在新风机所在地的便于操作处。

空调末端装置控制以江森(JOHNSON)系列产品为例介绍。

(一) 风机盘管控制

1. 二管式、单一冷水盘管风机盘管控制。这种风机盘管仅作夏季供冷之用,图 8-3 为它的控制示意图。

图中 TV-1(型号 J691C0308EU33)为控制盘管水路通断的双位电动二通阀;TS-1(型号 T-151)为带有风机及系统转换开关的室内温控器(或称恒温器)。

(1) J691 系列双位电动二通阀。图 8-4 为这种阀的就位安装示意。这种电动阀的常闭阀门由阀上部的自滞式同步电动机 M 驱动。当室内温度升高,超过温控器的设定点温度时,M 电路由温控器触点接通,阀门开启,冷水流经盘管,系统向室内供冷;当室内温度降至温控器的设定点温度时,M 电路由温控器触点切断,阀门在阀内复位弹簧作用下关闭,冷水不能流经盘管,系统停止向室内供冷。

(2) 带风机及系统转换开关的室内温控器。图 8-5 a 为 T-151 型温控器的外形;b 为电路连接及控制示意。它由 220 V 室内温控器(T-120 型)及转换开关(Y-150 型)组合而成。它装

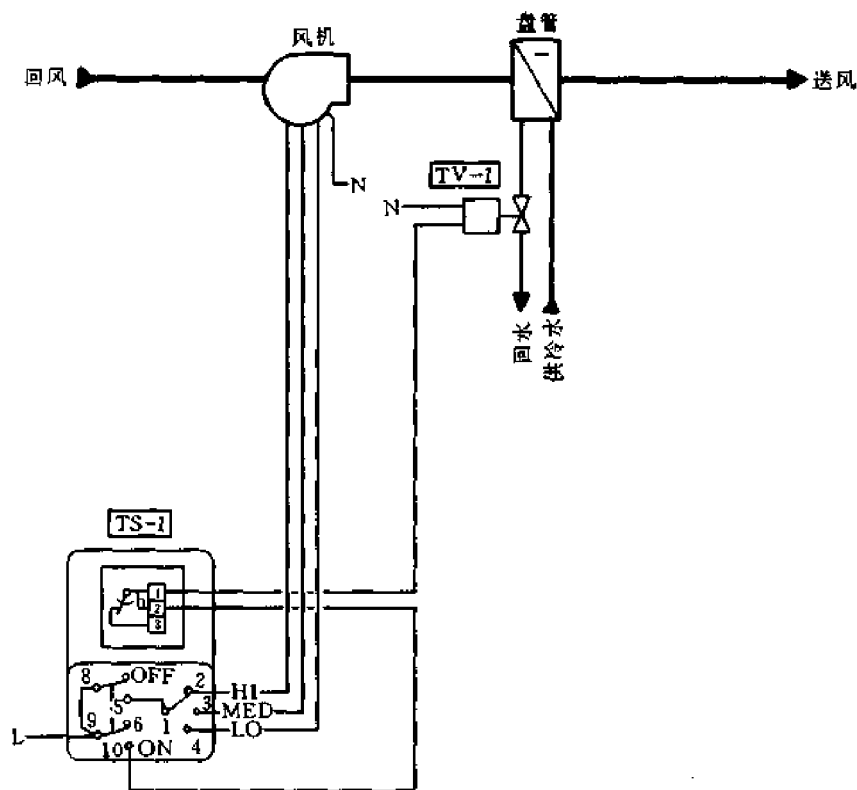


图 8-3 二管式、单一冷水盘管风机盘管控制

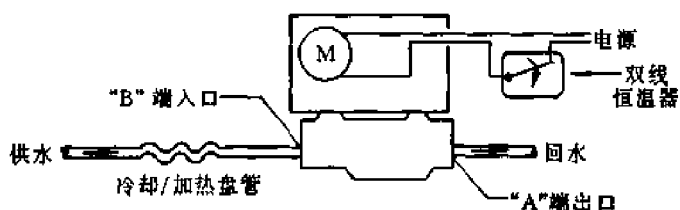


图 8-4 J691 双位电动二通阀

当安装常闭二通阀时，流动方向是由“B”端至“A”端；对常开阀门，流动是由“A”端至“B”端；在此两种情况下，阀门关闭方向都和流向相对

于空调房间墙上，位置应选择在能尽可能准确地感测室内回风温度及方便操作处。外盖上窗下装有单极充气波纹管作感温元件。波纹管内充注的气体为感温剂，其压力随室温波动变化，使波纹管伸缩，从而令温控器变换触点通断状态。右上方装有温度设定旋钮，在 $5 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 范围内可调，偏差约 $0.5 \sim 0.8^{\circ}\text{C}$ 。下部设系统 ON-OFF(通-断)开关及风扇 HI-MED-LO(高-中-低)三挡调速开关。系统转换开关置于 ON，无论风速调节开关按需要置于哪一档，风机都将运转；但是否供冷，还取决于是否向盘管供应冷水及电动阀常闭阀门是否开启。过渡季节或冬天，不向盘管供应冷水，电动阀通常也处于常闭状态，这时风机运转可作室内通风换气用。夏天，向盘管供应冷水，在室温高于设定温度时，温控器触点 1、3 接通，电动阀常闭阀门开启，冷水通路，

风机即向室内送出冷风。当系统转换开关置于 OFF 时,全部电路同时切断,风机停止运转,电动阀也随之关闭。

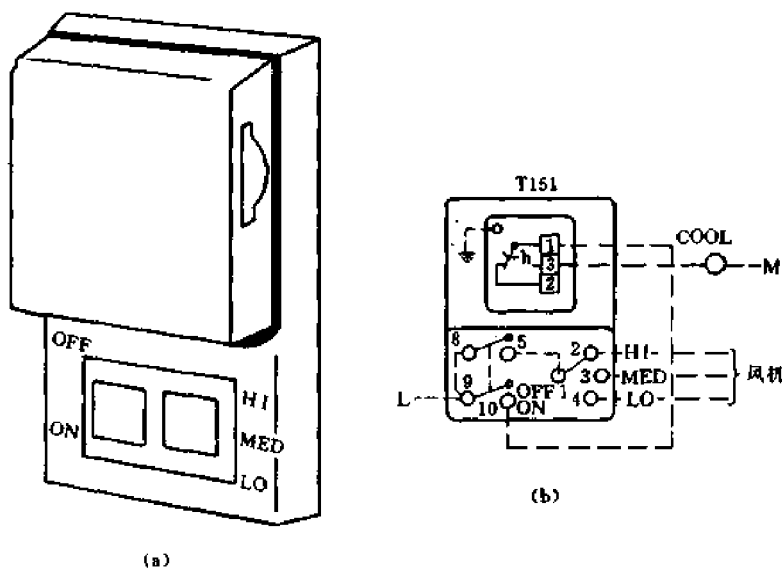


图 8-5 T-151 温控器

(3) 风机电动机。风机盘管空调器的风机电动机一般都采用单相抽头调速的异步电容运转式电动机(如国产的 L-2 型)。调速开关分别置于高、中、低三挡时,接入 220V 电源电路的绕组匝数由少增多,使绕组每匝所获电压由高至低,从而令电动机及受它驱动的风机转速按高、中、低三挡改变。

2. 二管式、冷/热水二用盘管风机盘管控制。这种风机盘管的盘管组夏季通冷水向室内供冷;冬季通热水向室内供热。图 8-6 为它的控制示意图。

图中 TV-1 仍为 J691 系列双位电动二通阀(阀门常闭);TS-1 则为 T-152 型带风机及系统转换开关的室内温控器,温度调节范围及自动控制原理与上述 T-151 型相同。不同之处在于 T-152 较 T-151 多了供冷(COOL)和供热(HEAT)切换选择。夏季向盘管供冷水,系统转换开关置于 COOL 时,其触点 6、5 及 9、10 接通,风机运转;在室温高于设定值时,温控器触点 1、3 接通,电动阀门开启,冷水通路,风机向室内送冷风。冬季向盘管供热水,系统转换开关置于 HEAT 时,其触点 6、7 及 9、8 接通,风机运转;在室温低于设定值时,温控器触点 1、2 接通,电动阀门开启,热水通路,风机向室内送热风。系统转换开关置于 OFF 时,全部电路切断,风机停止运转,电动阀也随之关闭。

(二) 新风机控制

1. 二管式、单一冷水盘管新风机控制。这种新风机仅用于夏季空调时处理新风,图 8-7 是它的控制示意图,图中 TE-1(型号 TE-8800)为风管式感温器;TC-1(型号 TC-8803)为温度控制器;TV-1 为两通电动调节阀;PSD-1(型号 P33)为压差开关;DA-1(型号 SM220)为风闸操纵杆。

(1) 送风温度控制。装设在新风机送风管内的温度传感器 TE-1 将检测的温度转化为电信号,并经连接电缆传送至温控器 TC-1。TC-1 是一种比例加积分温控器,它将其设定点温

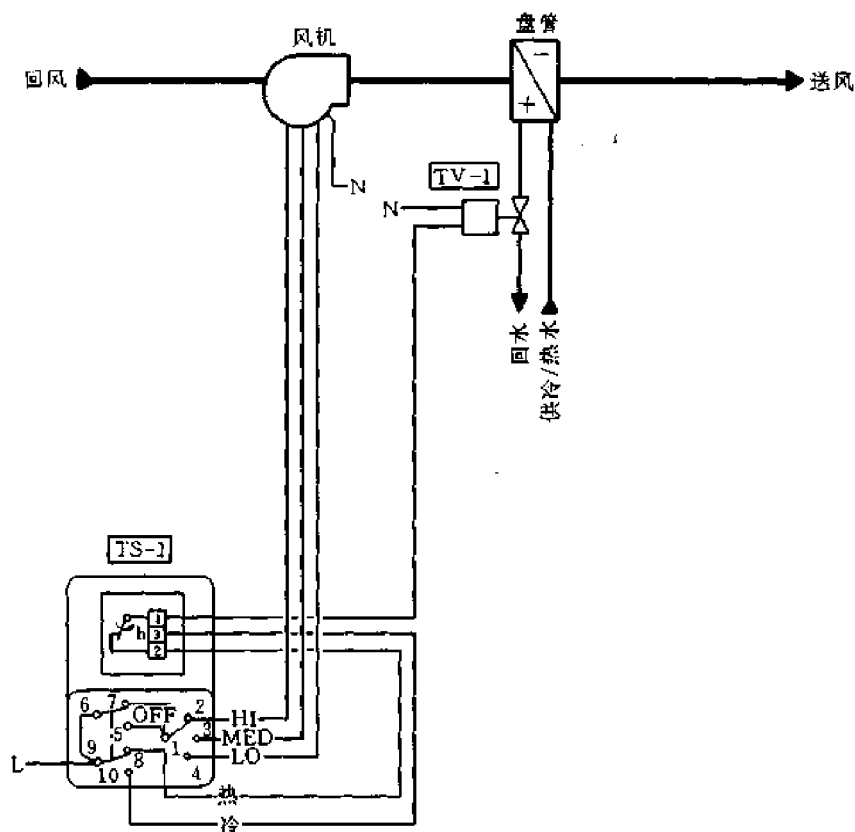


图 8-6 二管式冷/热水二用盘管风机盘管控制

度与 TE-1 检测的温度相比较,并根据比较的结果输出相应的电压信号,送至按比例调节的电动二通阀,控制阀门开度,按需要改变盘管冷水流量,从而使新风送风温度保持在所需要的范围内。注意,电动调节阀应与送风机起动器联锁,当切断风机电路时,电动阀应同时关闭。

(2) 新风量调节。新风进风管设风闸,通过风闸操纵杆可手动改变风闸开度,以按需要调节新风量。若新风量不需调节,只需控制新风进风管的通与闭,则可如图所示,在新风入口处设置常闭二位(ON/OFF)风闸 DA-1,并令其与送风机联锁,当送风机起动时,风闸全开。

(3) 空气过滤网透气度检测。空气过滤网的透气度是用压差开关 PSD-1 检测的。当过滤网积尘过多,其两侧压差超过压差开关设定值时,其内部触点接通报警装置(指示灯或蜂鸣器)电路报警,即应更换或清洗过滤网。

2. 二管式、冷/热水二用盘管新风机控制。这种新风机用于全年空调处理新风,其盘管夏季通冷水,冬季通热水,图 8-8 是它的控制示意图。其中,TS-1(型号 A11D)为带手动复位开关的低温断路恒温器;TS-2(型号 A19DAC)为箱型安装恒温器,其余与图 8-7 中相同。

这种控制系统与上述盘管仅通冷水的控制系统的不同之处在于增设了冬/夏季节转换控制温控器 TS-2,以及降温断路温控器 TS-1。其余两者完全相同。

(1) 冬/夏季节转换控制。在新风送风温控器 TC-1 的某两个指定的接线柱上外接一个单刀双掷型温控器 TS-2,其温度传感器装设于冷/热水总供水管上,即可对系统进行冬季/夏季的季节转换。在夏季,系统供应冷水,TS-2 处于断路状态,TC-1 的工作情况及对电动阀的控制

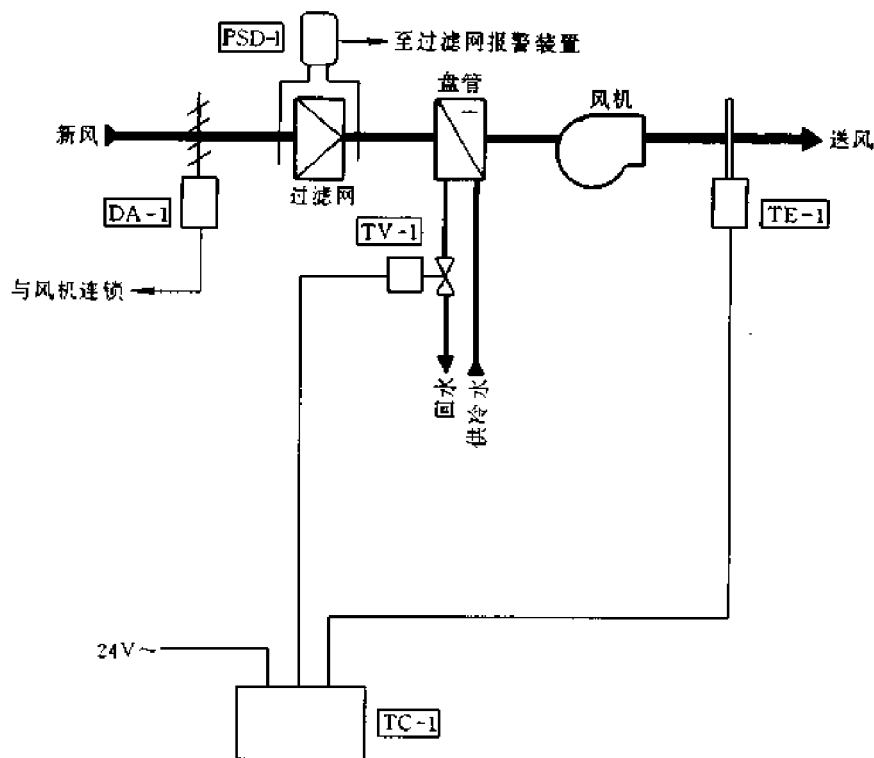


图 8-7 二管式、单一冷水盘管新风机控制

与上述盘管仅在夏季通冷水时的控制相同；在冬季，系统供应热水，TS-2 处于闭合状态，这时 TC-1 对电动阀的控制将改变为：当送风温度下降时，令电动阀阀门开度增大，以保持送风温度的稳定。温控器 TS-2 是根据总供水由夏季冷水改变为冬季热水时的水温变化来自动实现系统的冬/夏季节转换的。冬/夏季节转换也可用手动控制，这只需将 TS-2 温控器换接为一个单刀开关，夏季令其断开，冬季令其闭合即可。

(2) 降温断路控制。图 8-8 中，顺气流方向，装设在盘管之后的控制器 TS-1 是一种带有手动复位开关的降温断路温控器。在新风送风温度低于某一限定值时，其内的触点断开，切断风机电路使风机停止运转并使相应的报警装置发出报警指示；同时与风机连锁的风闸和电动调节阀也关闭。降温断路温控器在系统重新工作前，应把手动复位杆先压下再松开，使已断开的触点复位闭合。这种温控器设置直读度盘，温度设定点可通过调整螺钉进行调整，调整范围为 2~7℃。温控器的感温管置于盘管表面。

(三) 非独立式风柜控制

1. 二管式、单一冷水盘管风柜控制。这种风柜仅用于夏季空调集中式系统供冷，图 8-9 是它的控制示意图，其中所标代号说明参见图 8-8。

由图可见，这种风柜采用部分新风与室内回风混合后处理送风，其控制与单一冷水盘管新风机控制（参见图 8-7）的区别在于：温度传感器 TE-1 由装设在送风管内检测机组的送风温度，变换为装设在回风管内或机房的回风口处检测室内的回风温度。其余与单一冷水盘管新风机控制相同。

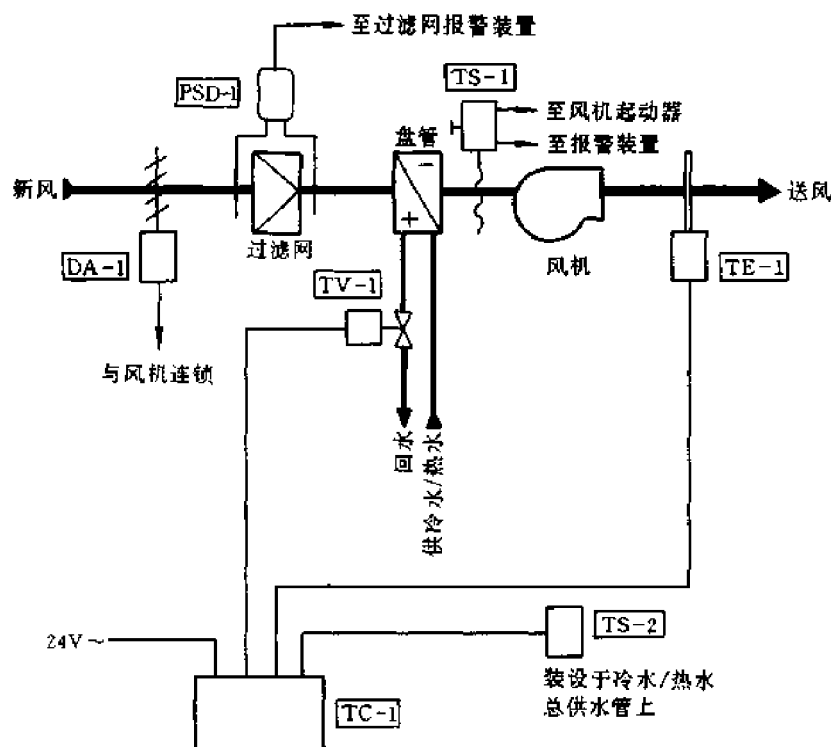


图 8-8 二管式、冷/热水二用盘管新风机控制

2. 二管式、冷/热水二用盘管风柜控制。这种风柜的盘管夏季通冷水，机组向室内供冷；冬季通热水，机组向室内供热。它的控制如图 8-10 所示，代号说明参见图 8-7 和图 8-8。

由图可见，这种风柜的控制与上述盘管仅用于夏季通冷水供冷的风柜控制的区别在于：增设了冬/夏季节转换控制温控器 TS-2（也可用手动单刀开关替换）及降温断路温控器 TS-1，其余两者完全相同。TS-2 与 TS-1 的功用参见二管式、冷/热水二用盘管新风机控制中的说明。

四、冷水/热水压差旁路控制

中央空调冷水系统将各类空调末端装置连接起来，由置于中央机房的冷水机组向系统供应冷水。由于各空调末端装置水路均设有作局部水量控制的电动二通阀，其阀门按空调负荷的随机变化而动作，将使整个系统对冷水的需求量也处于不断的变化之中。当空调负荷减少时，部分电动二通阀将关闭或开度减小，系统回水量减少；进入冷水机组的水量低于额定值较多时，将导致冷水温度过低而使机组停车（由冷水机组的冷水低温保护断电器自动控制）；同时冷水泵的工作状况也将因水量变化而变化，流量减小，压头增加。因此，对于采用变流量的冷水系统，必须设法保证冷水机组的回水量基本恒定。最简单的做法如图 8-11 所示（PCD-1 是型号为 P74JA 的压差控制器，PV-1 为两通电动调节阀），就是在冷水系统总供水与总回水管（或分水器与集水器）之间设一旁通管，并且在旁通管上设置自动控制的压差电动二通阀。

当空调负荷减小时，部分空调末端装置因其电动阀关闭或开度减小被停止或减少冷水供水，系统冷水供水总管压力上升，供水和回水总管间压差增大；在供水和回水总管间的压差大于图 8-11 中压差控制器 PCD-1 的设定值时，PCD-1 中浮动触点杆令 RY 触点接通，电动二通阀

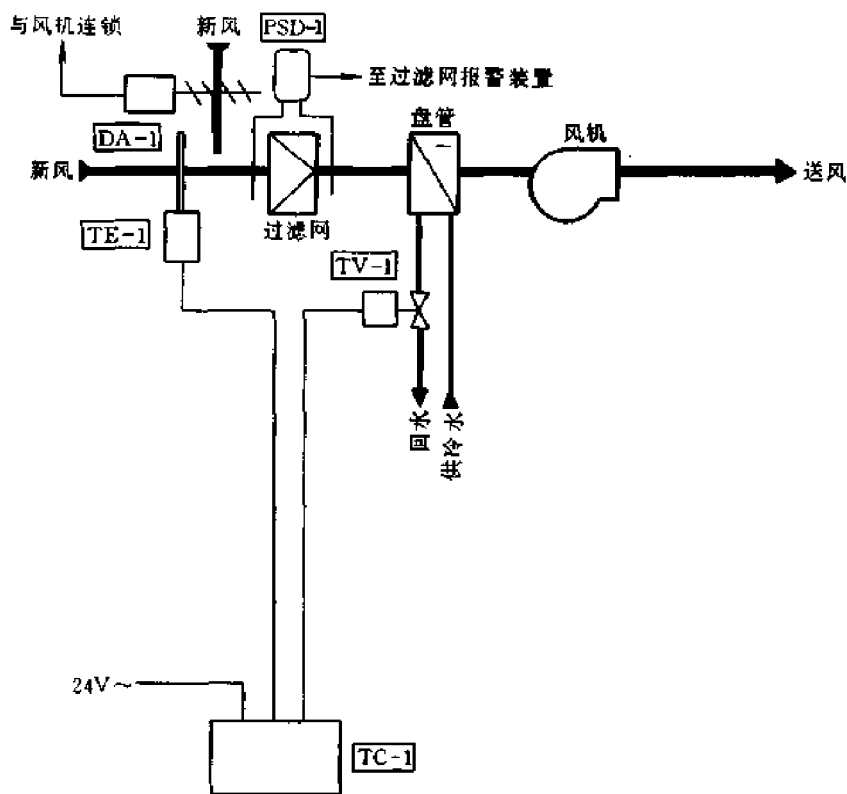


图 8-9 二管式、单一冷水盘管风柜控制

PV-1 电动机通电沿逆时针方向转动，驱动阀门转向开启位置，使部分供水不进入系统而直接经旁通管流入回水总管。这样，就可保证在空调末端装置所需冷水供水量减少时，冷水机组的回水量仍能基本恒定。

压差控制器(如 JOHNSON P74JA 型带浮点动作开关的压差控制器)，可通过其调节转轮对控制压差做多种设定，不同系统的设定值一般不同，应在系统初调时完成。PCD-1 的接管管径应与选用的压差控制器接管管径一致。

旁通管管径与系统冷水流量及旁通水量有关，一般在 DN50~DN100 之间选择，并注意与电动二通阀接管管径一致。

图 8-11 中其余手动阀门是为了方便检修而设置的。

五、自控阀门的选择

(一) 液体阀门选用一般规律

阀门选用有一个大致的规律可遵循：

1. 所有“开-关”控制的阀门无调节能力可言，其选用口径一般与管道管径一致。
2. 应尽可能避免采用电磁阀，以免产生水锤或者渗漏。
3. 用于管路“开-关”控制的电动阀应采用速度较快的驱动器。对于压差旁路的控制，电动阀应选用速度较慢的驱动器。
4. 对于以水为冷(热)媒的盘管的控制阀门，应采用与调节阀开度呈线性关系的等百分比特

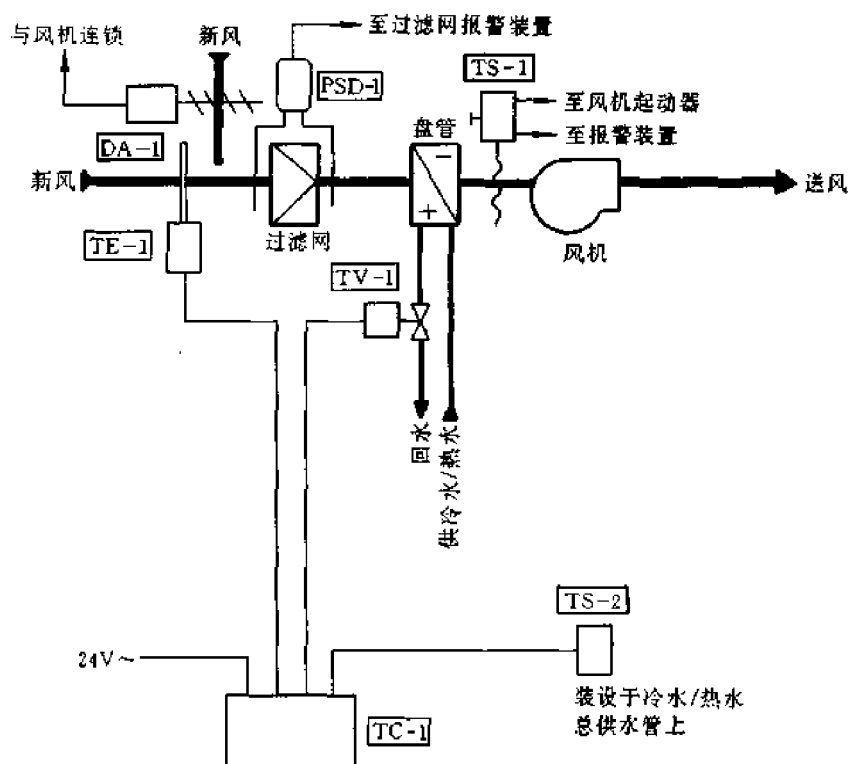


图 8-10 二管式、冷/热水二用盘管风柜控制

性的调节阀。

5. 等百分比控制电动二通阀口径一般小于被控制负荷的进出水口径,如果大于则要仔细核算。

6. 电动二通阀可实现较节能的变流量系统,建议优先考虑。

7. 被选用的阀门最起码可控制 20% 以上的流量,否则便过于浪费,增加无谓的投资。

8. 选择阀门应特别注意阀体承压及压差两个参数是否适合于设计的系统。

9. 小于 50 mm 口径的阀门宜采用丝扣式,65 mm 口径以上口径的阀门宜采用法兰式。

(二) 液体阀门的选择

一个变流量系统,应选用等百分比调节阀,以便补偿盘管散热(冷)量与调节阀开度呈线性关系,有利于调节的稳定性。一般来说,这种带等百分比特性的调节阀在中央空调水系统中承担两个职能,第一是平衡系统阻力,第二是调节负荷。所以,所选用的阀门设计流量下的开度在 85%~90% 之间,留下 10%~15% 来平衡系统的阻力。

当水系统正常运转电动阀全开时,电动阀前后存在一个压差 ΔP_1 ,被调节的盘管也有一个压差 ΔP_2 。 ΔP_1 与 ΔP_1 和 ΔP_2 之比被定义为阀权度,即阀权度 $N = \Delta P_1 / (\Delta P_1 + \Delta P_2)$ 。 N 大有利于阀门控制的稳定性,阀门的成本也较低(因为选用了较小口径的阀门),但由于 ΔP_1 的增大,使水泵消耗更多一些能量。另一方面, N 过小时,即 ΔP_1 的压差值过小,选用的阀门口径也必然偏大,阀门的调节能力降低,初次投资也增大。因此, N 应有个合理值。资料显示,如果确实设计流量下阀门的开度在 85%~90% 时,则 N 值应在 1/3~1/2 之间。根据公式 $N = \Delta P_1 /$

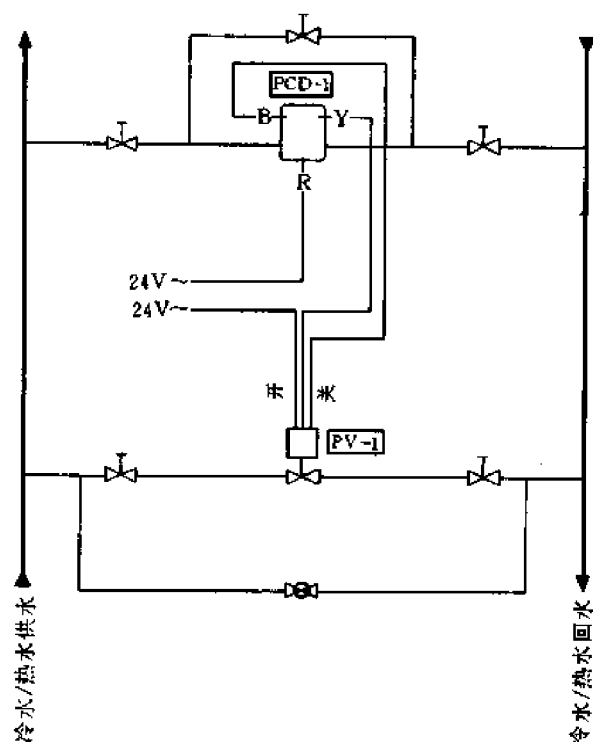


图 8-11 冷水/热水压差旁路控制

$(\Delta P_1 + \Delta P_2), \Delta P_1 = \Delta P_2 N / (1 - N)$ 。

选择阀门可根据以上取值和计算式,按公式 $C_v = q_v / \sqrt{\Delta P_1}$ 求得 C_v 值,然后依据产品样本所列之 C_v 值,便可选出所需用阀门口径。

第三节 空调工程常用节能措施

空调系统需要消耗大量的电能和热能,其总能耗是十分可观的。一些工业发达国家,由于大量使用空调系统(包括供暖),以致所耗能量约占总耗能量的 1/3(如美、日等国),有的甚至达到总耗能量的 45%(如瑞典)。就一些单体建筑物如旅馆、综合楼等而言,其空调能耗竟占到总能耗的 60% 左右。

近年来我国空调事业得到了迅猛发展,空调应用日益广泛,随之而来的能量供需矛盾也越来越突出。因此,如何高效利用空调系统的能源和节能就成为空调事业发展中迫切需要解决的问题。在空调工程中应用多种措施来降低空调能耗,对于像我国这样一个能源不十分丰富的国家,无疑是一件十分有意义的事情。

正常运行的一般空调系统,其耗能主要有两个方面:一方面是为了供给空气处理设备冷量和热量的冷(热)源耗能;另一方面是为了输送空气和水,风机和水泵克服流动阻力所需的电能(称动力耗能)。空调系统所耗能量受许多因素影响,空调耗能的许多环节都有节能潜力,因此,空调工程节能是一项综合性的工程。下面简要介绍几种常用节能措施。

一、建筑设计应选择合理的建筑物围护结构、朝向和体型

建筑物围护结构的保温性能可直接影响空调房间的冷(热)负荷。据有关资料介绍,围护结构传热系数 K 值增大 $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 则空调设计计算负荷增加 30%。所以,为了降低空调设备能耗,首先要尽可能选用保温性能良好的建筑物围护结构。我国在《采暖通风与空气调节设计规范》中对围护结构的最大传热系数提出了相应的限制,具体措施归纳如下:

1. 缩小建筑物窗户面积,控制窗墙比 $= \frac{\text{窗面积}}{\text{墙面积(含窗)}} \leq 0.45$ 。
2. 用吸热玻璃、反射玻璃、双层玻璃,杜绝使用单层白玻。
3. 窗户采用内、外遮阳。
4. 改善外墙屋顶的保温性能,采用热容量大的隔热材料,屋顶可设置通风屋面、遮阴棚、屋顶花园、喷水设施等。
5. 建筑外表面的颜色尽可能处理成白色或接近白色的浅色调,减少辐射得热。

建筑物的朝向布置及体型对空调负荷也有较大影响。一般而言,同样平面形状的建筑物,南北向比东西向的冷负荷要小,特别是在相同面积的情况下,主朝向面越大,这种倾向越明显,故建筑物首先应采用南北向。在建筑物体积相同的情况下,建筑物外表面积越小,冷(热)负荷越小,故应尽可能采用外表面小的圆形或方形建筑,其体型系数(建筑物外表面积与体积之比)以控制在 0.35 以下为宜。

在进行建筑方案设计时,对于节能方面的考虑可能会与其他方面产生矛盾,设计者应全面权衡,尽量协调,重要的是要有鲜明的节能意识。

二、合理降低室内温湿度标准

从空调系统空气处理过程中可以看出,夏季室内温度愈低、相对湿度愈低,系统设备耗能愈大;冬季室内温度愈高,相对湿度愈高,系统设备耗能愈大,相应地初投资和运行费用也随之增大。

由于每个人对舒适感的要求标准差别很大,故对民用空调可有一个范围较宽的舒适区。在该舒适区范围内,夏季降温时,取较高的干球温度和相对湿度设定值;冬季采暖时,取较低的干球温度和相对湿度设定值,可获得一定的节能效果。从节能角度考虑,当前总趋势是各国都在修订过去偏高的室内温湿度标准。美国国家标准局认为把夏季设定温度从 24°C 改为 26.7°C , 约可节约能量 15%, 冬季设定温度从 $24.4 \sim 26.7^\circ\text{C}$, 改为 $21 \sim 22^\circ\text{C}$, 约可节能 18%。以日本的办公楼为例,夏季室温设定值由 26°C 提高到 28°C , 冷负荷可减少 21%~23%; 冬季室温从 22°C 降到 20°C , 热负荷可减少 26%~31%。

由上可见,为了降低能耗,空调房间室内温湿度基数,在满足生产要求和人体健康的情况下,夏季应尽可能提高,冬季应尽可能降低。现在有一些业主盲目追求“够冷”境界,大幅提高室内温湿度设计标准,这样做,不仅无谓地浪费大量能源,而且还会产生舒适感的负面效应。对此,设计者应当指出并纠正。

三、控制与正确利用室外新风量

控制与正确利用室外新风量是空调系统最有效的节能措施之一。

对于夏季需供冷、冬季需供热的空调房间,室外新风量愈大,系统能耗愈大。在这种情况下,室外新风应控制到满足卫生要求的最小值。

空调系统冬夏取用的最小新风量,是根据人体卫生条件要求,用来稀释有害物、补偿局部排风、保证空调房间一定正压值而制定的。过去,空调系统室外新风量取 $30 \text{ m}^3/\text{h}(\text{人})$,该值是根据室内 CO_2 气体允许浓度值为 $0.1\% \sim 0.15\%$,且综合考虑了温湿度及粉尘、气味的影响,在空调没有普及之前制定的。现在空调房间粉尘、气味影响很少,并可设净化装置,所以在当前能源紧张的情况下,各国提出降低原定最小新风量标准的呼声很强烈。取多少值合适还没取得一致。我国在《采暖通风与空气调节设计规范》中,根据房间用途不同、吸烟情况不同,改变过去全用每人每小时 30 m^3 新风的规定,而提出了既合理又节能的数值。

为把系统中的新风量减小到最少程度,禁止在空调环境内吸烟是关键。从一个人吸烟引起的 CO_2 气体发生量实验可以知道,当吸烟者按正常速度连续吸烟时,从吸烟者自身并伴随其动作而发生的平均 CO_2 气体发生量几乎是非吸烟者的一倍。为了保障非吸烟者和吸烟者的健康,在不得不允许吸烟的场合,空调系统中的新风量就要增加很多。所以在空调房间中不得抽烟是应当尽力做到的。

此外,冬季和过渡季节,对于那些室内周边负荷影响小而内区发热量较大的建筑,如大的商店、会堂、剧场等,室内需供冷风。这时要充分利用室外新风具有的冷量,可全部引入室外新风,推迟人工冷源使用时间,减少人工冷源的能耗。

四、减少输送系统的动力耗能

动力耗能是空调系统总耗能的两大部分之一,主要指系统运行中风机和水泵所耗的电能。

从风机和水泵的轴功率计算公式 $N = q_v p / \eta$ 可以知道,要减少功耗可以从三方面来考虑:减小流量、降低系统阻力和提高风机、水泵的效率。在工程实践中可以采纳以下措施:

(一) 采用大温差

如果系统中输送冷热能用的水(或空气)的供回水(或送回风)温差采用较大值,那么当它与原有温差的比值为 m 时,从流量计算公式知道,采用大温差时的流量将为原来流量的 $1/m^3$ 。这时,水泵或风机要求的功率将减小到原来的 $1/m^3$ 。可见,加大温差的节能效果是明显的。

在满足空调精度、人员舒适和工艺要求的前提下,应尽可能加大送风温差。而供、回水的温差则不宜大于 8°C 。

(二) 选用低流速

因为水泵和风机要求的功耗大致与管路系统中流速的平方成正比关系,因此,要取得节能的运行效果,在设计和运行时不要采用高流速。此外,干管中采用低流速还有利于系统的水力工况稳定性。

(三) 采用输送效率高的载能介质

一般情况下,用水输送冷热能的耗能量比用空气输送的要小,并且输送相同冷热能所用水管的管径要比风管小得多,所占用的建筑空间相应也小很多。这也是近年来中央空调方式发展迅速的主要原因之一。

因此,对于集中冷冻方式,原则上应该把用机房设备制备的冷冻水尽量输送到各空调分区的

附近或使用点上,通过末端非独立式空调机组(如柜式空调机组、风机盘管)处理空气,就地或供附近房间使用。

(四) 采用变风量(VAV)空调方式和变水量(VWV)空调系统

在一些负荷变化率大的场合,采用定温度、变风量空调方式,使送风量随室内负荷的增减而变化,同时,空调器的处理风量和送回风量也同步相应变化。从当前发展趋势来看,国外在办公、商业等大型公共建筑里(主要是内区)多采用变风量空调方式。

变风量空调方式的节能效果明显,据多种资料介绍,变风量较之定风量方式,一般情况下节能可达 30%~50%。

变风量空调方式的风量改变,多采用风道内设静压控制器,由静压控制器的静压信息反馈来改变风机转速,从而改变风量的方式。这种方式降低风机能耗显著,风量调节范围宽,但初投资较大。

变水量空调系统即将水系统的调节方式设计成定温度、变流量,使换热设备的供水量和系统的循环水量随空调负荷的变化而增减。变水量系统的节能关键是对水泵的运行控制。

目前水泵的运行控制多采用台数控制、转速控制、台控与转控合用等三种方式,这三种方式的节能效果见表 8-1。水泵转速控制的最新技术是变频调速,它变速稳定,反应灵敏准确,自动化程度高,但由于其价格昂贵,目前只是在个别工程上采用。

表 8-1 变水量的节能效果

阻力损失 Pa/m	全 年 耗 功 10 ⁵ kWh			
	定水量	变 水 量		
		台 数 控 制	转 数 控 制	台控与转控合用
30	3.46	1.7	1.36	0.95
50	4.28	2.14	1.53	1.07
100	6.39	3.14	2.03	1.48

五、采用集中冷却的分散型机组系统

节能效应主要表现在以下几个方面：

1. 利用水热源热泵机组的冷却水系统将多台机组组合起来使用。这种做法对有内外区的建筑物,当外区冬季需要供暖,而内区仍需供冷的场合非常合适,这时可以通过水系统将内区机组冷凝器的排热量转移到外区热泵机组做供暖之用(图 8-12)。

当然,由于这种将内区热转移到外区的方式不可能经常取得平衡,所以在系统中仍需设冷却塔和辅助加热器以便对水温进行调节。

2. 采用水冷式的空调机组处理新、回风,制冷剂直接同空气进行热交换,冷剂蒸发温度可达 7~8℃,较之冷水机组的蒸发温度有明显的升高,而蒸发温度升高可使压缩机的单机制冷效率提高。

3. 水冷式空调机采用冷却水冷却,省去了冷冻水系统和冷水循环泵,也即省去了冷水泵的

运行能耗。

六、设置热回收装置从排风中回收热量

从有效利用能源的角度来考虑,应当将建筑物内(包括空调系统中)需排掉的余热(湿)移向需要热(湿)的地方去,即热能回收。

在空调建筑中会有相当量的室内空气要排到室外(排风),这部分空气的参数相对于室外空气有较大的温差和焓差,而建筑物空调负荷中,新风负荷又占有很大的比例。因此,利用热交换器回收排风中的能量以节约新风负荷,是空调系统节能的一项有效措施。如果在排风中设置热交换器(例如转轮式全热交换器),则最多可节约 70%~80% 的新风耗能量,相当于节约 10%~20% 空调负荷。

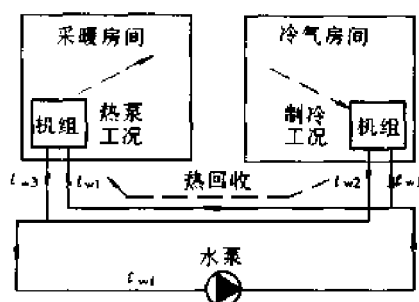


图 8-12 水热源热泵机组组合使用示意图

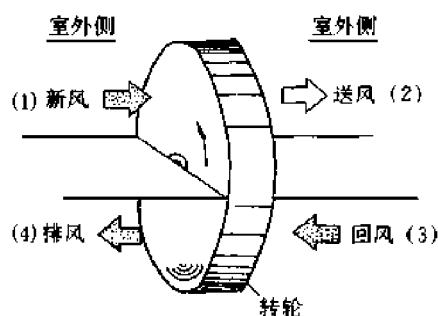


图 8-13 转轮式全热交换器的构造原理图

热回收可分为全热回收和显热回收两种,全热回收的回收效率比显热回收要高出许多。转轮式热交换器是目前最为广泛应用的一种热回收装置,此外,还有中间热媒式换热器、板式换热器、板翅式换热器、热管换热器、热泵等多种。

转轮式热交换器主要由转轮、驱动马达、机壳、净化扇形器和控制部分所组成。转轮中央有分隔板,隔成排风侧和新风侧,排风和送风气流逆向流动。转轮以 8~10 转/分钟的速度缓慢旋转,把排风中的热量(或冷量)蓄存起来,然后再传给新风。转轮的材料通常是用经过表面处理的铝箔制作,也有用浸渍过氯化锂的特殊纸或合成纤维材料制作的。为了提高空气和转轮材质的接触面积,转轮材料都呈蜂窝状布置。转轮能同时回收显热和潜热,称全热交换器,其构造原理见图 8-13。

转轮式全热交换器在同类热回收设备中的热回收效率最高(约 70%~80%)。另外还可以用比例调节转轮旋转速度来调节转轮效率,以适应不同室内外空气参数的情况。它的不足之处是要把新风和排风集中在一起,有时给系统布置带来一定困难,产品价格也偏高。

使用转轮式全热交换器的基本条件是把新风和排风集中到同一个地点,必须对系统划分、风道的布置、送回风机以及机房位置进行通盘考虑。风量超过 250 m³/min 时,一般可由几只转轮式全热交换器并联使用,布置成箱式或小室型。

图 8-14 是几种典型空调系统布置全热交换器的情况,由室内或浴厕(旅馆)排风集中经过热交换器来回收冷热量。

七、应用蓄冷技术

空调建筑物的冷热负荷是随季节、时刻、室内条件和使用要求的变化而变化的。一般高峰和低谷时的负荷有较大差异,尤其是间歇运行的空调。对于不蓄冷的空调系统,空调冷热源设备是按峰值负荷选定的。这些设备只有在极短的峰值负荷时,能充分发挥其效益,而在大部分情况下,均在部分负荷下运行。为了减少冷热源设备的初投资和运行费用,可采用蓄冷空调系统。

蓄冷空调系统就是空调冷源设备在负荷低谷或零值(空调系统末端停止使用)时仍满负荷运行,将多余的冷量以某种方式蓄存起来,在负荷增大时调用。从能耗上来讲,蓄冷空调系统并不节电,但我国目前正大力推行“分时电价”政策,空调负荷低谷或零值时刻,正是电价最低的时间段,用廉价的电力来获取同等的冷量,不仅可降低运行费用,获取相当的经济效益,同时还可均衡

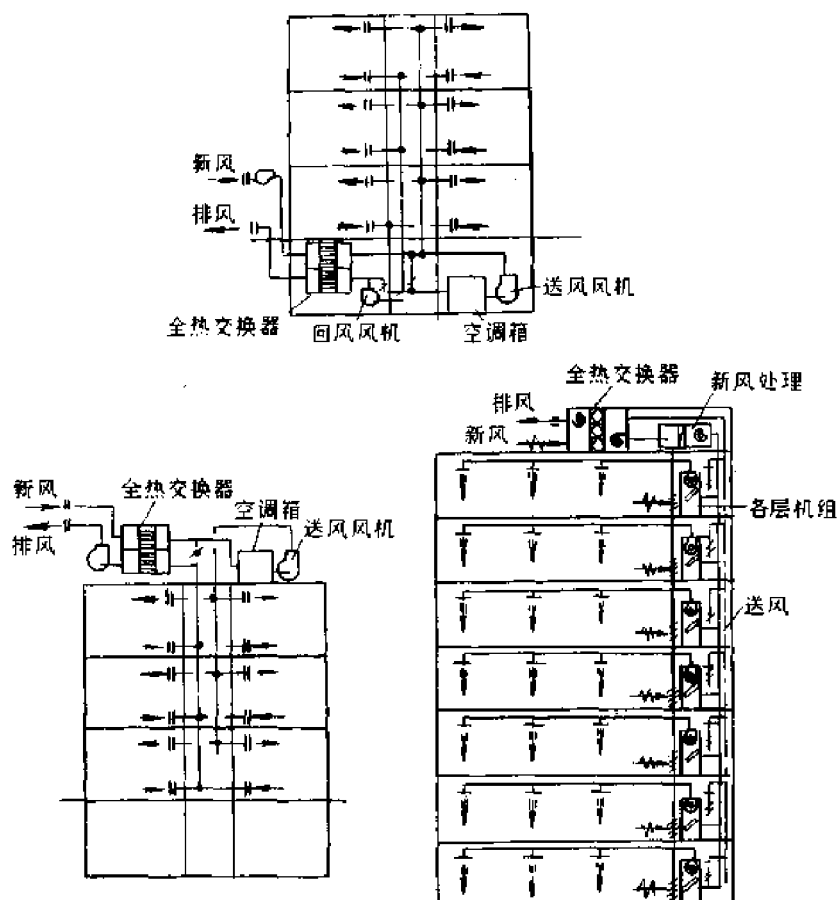


图 8-14 全热交换器在空调系统中的布置

电网负荷,达到“削峰补谷”的目的,从而提高电厂的发电效益。因此,空调蓄冷系统是一项值得大力推广的经济节能技术。

空调蓄冷有水蓄冷和冰蓄冷之分。目前较多采用冰蓄冷方式。

(一) 冰蓄冷的优缺点

1. 冰蓄冷除具有前述空调蓄冷系统共有的优点外,还有以下独有的优点:

(1) 蓄冷池的容积小,造价低。相对于水而言,冰的蓄冷能力要大得多,因而蓄存同样冷量所需容积要小许多,占地面积也小许多,这一点对于“寸地寸金”的城市建筑尤为重要,也是业主优先选用冰蓄冷的重要因素。

(2) 蓄冷池的热损失小。蓄冷池的热损失大小与池的表面积、蓄冷时间、池温与周围空气之间的温差成正比。冰蓄冷虽然池内冷水温度低,池内外温差大,但由于池的容积减小而使表面积减小,故冷损失小。冰蓄冷的冷量损失一般为蓄冷量的 1%~2%。

(3) 可以采用闭式水系统以减少水泵输送能耗和对管道和设备的腐蚀。

(4) 冰蓄冷水温在 0~4℃ 左右,故送风系统可采用低温送风,风量减小,风机动力减小。

2. 冰蓄冷有下列不足之处:

(1) 在夜间制冰时,因为蒸发温度低,制冷设备的制冷系数 COP 值有所下降(一般约降低 10%~20%)。

(2) 对设备运行技术条件要求较高,系统控制管理较为复杂。

(二) 冰蓄冷系统的基本图式

图 8-15 为一利用氟利昂直接蒸发制冰的系统图式。

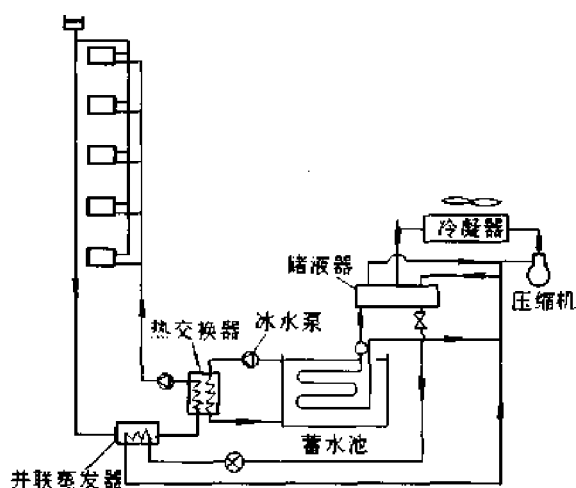


图 8-15 直接蒸发冰蓄冷系统

夜间制冷机组用氟利昂制冷剂在蓄冷池的制冰盘管内直接蒸发,盘管外表面形成 50 mm 左右厚的冰层,把冷量蓄存起来。在白天,空调系统开启期间(例如办公楼建筑从上午 8 时至下午 6 时),空调系统所需冷量由制冷机和蓄冷池内储存的冰水来提供。这时,制冷系统氟利昂液体不在蓄冷池内蒸发制冷而在并联蒸发器内蒸发,冷却由空调系统来的回水,被冷却后的回水经热交换器内蓄冷池的冰水再次冷却后供空调系统使用。

蓄冷池制冰率 IPF(指蓄冷池总水量中冰所占的比例)通常控制在 10%~40% 左右(冰蓄冷空调机组取较大值)。

在冰蓄冷系统中,制冷机一般限于采用往复式压缩机或螺杆式压缩机。

除上述氟利昂直接蒸发制冰外,还有利用盐水等不冰液间接冷却制冷和热管式蓄冰系统等
方式。

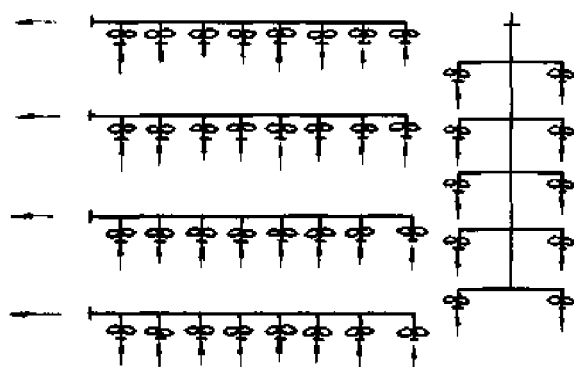
第九章 空调建筑的排风与通风

本章介绍中央空调的排风系统及空调建筑内一些典型用途非空调建筑区域的通风系统。

第一节 中央空调排风系统

中央空调排风系统是整个中央空调系统的一个不可或缺的组成部分。如第二章所述,为了改善空调房间内的空气品质,必须向空调房间提供一定量的室外新鲜空气,而为了保持房间空气量的平衡,有进风则一定要有排风。另外,一些空调房间的局部,如客房卫生间、公寓式写字楼的厨卫间等,有污染气体产生,也必须通过排风来加强换气,控制污染气体的扩散,净化室内的空气。一般情况下,由于空调建筑围护结构的密实性,排风不可能就地向外排出,必须通过建筑物内的专用风道排风,由此形成了排风系统。

从排风组织形式上看,排风系统可分为竖直接系统和水平系统,它们分别是利用竖直接风道和水平风道排风,如图 9-1 所示。从目前实际情况



(a) 水平系统

(b) 竖直接系统

图 9-1 排风系统形式

看,大部分的空调建筑特别是高层建筑,都采用竖直接排风系统,水平排风系统在某些局部也有采用的。

下面以卫生间的排风为例,介绍几种常用的排风方式及其排风量和确定原则。

一、几种排风方式的特征与特点

从原理上看,空调建筑的排风方式可以分为下面三种:

(一) 自然排风方式

自然排风方式简单、节能、投资少,并且在一天的大部分时间内均能起作用,特别是在冬季,由于热压作用而使效果最为显著。就目前我国的经济水平而言,在卫生条件要求较低的建筑中,自然排风仍是一种可以采用的排风方式。自然排风方式如图 9-2 所示。但是这种方式排风能力小,且易受室内外空气温湿度、大气压力、风向、风速等因素的影响,排风量不稳定,卫生间之间易串气,当排风口处于正压状态时,还会发生倒灌现象。由于无防止回流的措施,因此不能满足防火要求。

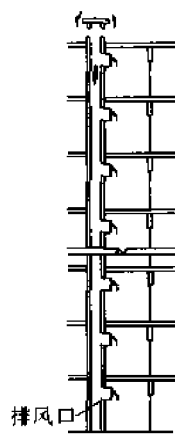


图 9-2 自然排风方式

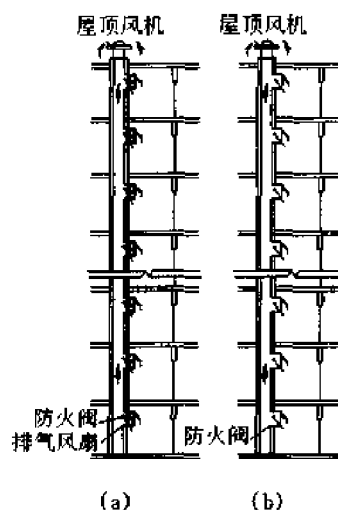


图 9-3 机械排风方式

(二) 机械排风方式

这种方式通常有两种做法,如图 9-3 所示。图 a 是在每一卫生间均装设排气风扇和防火阀,屋顶设一台引风机,将排气风扇与屋顶引风机连锁。只要该竖井中所联的排风扇有一台工作时,屋顶风机就工作,当所有排风扇都停止使用时,屋顶风机才关闭。在这种方式中,由于每一卫生间均设置了排气风扇及防火阀,所以卫生间的排风效果好且能满足防火的要求。万一发生火灾,当排气温度高于 70°C 时,防火阀就会自动关闭,防止火灾蔓延。同时,由于在屋顶安装了引风机,所以排气竖井中始终保持负压状态,避免了各楼层之间相互串气,不会产生交叉污染,且能大大减少自然风对排气的干扰。这种方式使用灵活,排气速度快,效果好,但是初投资大,维修、管理工作量大。

图 b 是在屋顶上设引风机,在各个卫生间的排风口设有防火阀。这种方式要求屋顶风机的风量和风压都较大,但与图 a 的方式比较,系统得到了较大程度的简化。

(三) 机械排风和自然排风相结合的排风方式

在这种方式中,卫生间所用的排气风扇有两种形式,如图 9-4 所示。图 a 的方式是在各卫生间装设普通排气风扇,而竖井主要依靠自然排风将排气风扇排出的气体排至室外。这种方式比单纯的自然排风压头高,但排风竖井受气候影响较大,有时会发生倒灌。

图 b 的方式中各卫生间均装设带止回阀的排气风扇。不排风的卫生间靠止回阀与竖井隔断,不会产生倒灌和串气现象,同时还能满足防火要求。但是排气风扇既要克服止回阀的阻力,又要为气体在竖井中的流动提供动力,因此需要有较高的压头。若能研制出与排气风扇同步开启且阻力小、密封性好的止回阀,则这种方式的应用会更加广泛。

二、排风量及其他技术参数的选定

(一) 关于排风量

关于卫生间、写字间等的排风量,有多种不同的计算方法,有的按换气次数计算,有的按排风面积计算。从空气量平衡和维持空调房间一定正压的角度看,排风量应该依附于新风供给量。经验计算方法是:排风量略小于新风量。例如某客房的新风供给量是 $100\text{ m}^3/\text{h}$,则其卫生间的

排风量可取为 $90 \text{ m}^3/\text{h}$ 。这种处理方法所得结果与现行大多数计算方法的计算结果是相吻合的,因而说明这种方法是可行的。

(二) 自然排风方式设计参数

自然排风方式的设计,主要是确定通风净截面积,可按下述方法进行:卫生间排风口风速取 $0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}$,风量取卫生间计算排风量;排风竖井上部风速可取 $1.0 \sim 1.5 \text{ m/s}$,风量取竖井中所有卫生间排风量的总和。

(三) 机械排风方式设计参数

图 9-3a 中的机械排风方式中,竖井上部风速宜取 $4.5 \sim 6.0 \text{ m/s}$ 。此时屋顶风机的风量不能简单地按各卫生间排风量之和计算,而应该考虑 $0.5 \sim 0.8$ 的卫生间同时使用系数(层数多取小值,层数少取大值),即屋顶风机的设计风量为各卫生间排风量之和再乘以同时使用系数;屋顶风机的风压按最不利工况下克服竖井的管道阻力计算。

图 9-3b 的机械排风方式中,竖井上部风速宜取 $3.5 \sim 4.5 \text{ m/s}$,卫生间排风口风速宜取 3.5 m/s ,屋顶风机的风量及风压应满足系统总风量和排风管道上总阻力的要求。

(四) 机械排风和自然排风相结合的排风方式设计参数

图 9-4a 的排风方式,竖井上部风速取 $1.0 \sim 1.5 \text{ m/s}$ 较为适宜,风量取竖井上所有卫生间排风量的总和,再考虑 $0.6 \sim 1.0$ 的同时使用系数。

图 9-4b 的排风方式,竖井上部风速取 $2.0 \sim 3.0 \text{ m/s}$ 为宜,风量按各卫生间总排风量考虑,并乘以 $0.5 \sim 0.8$ 的同时使用系数。排气风机的风量按卫生间计算排风量取值,风压按能克服止回阀、送风竖井的空气流动阻力计算。

例 某高级旅游宾馆,客房总层数为 19 层,建筑层高为 3.0 m ,每间客房新风量为 $100 \text{ m}^3/\text{h}$,试选择客房卫生间排风方式和确定系统设计参数。

解 考虑到高级旅游宾馆对卫生条件的要求比较高,设计选用图 9-3a 中的机械排风方式,竖井风道用镀锌钢板制作。

1. 每个卫生间用排气风机的风量 q_{v1} 。取卫生间排风量为新风供给量的 90%,则

$$q_{v1} = 100 \times 90\% \text{ m}^3/\text{h} = 90 \text{ m}^3/\text{h}$$

2. 屋顶风机的风量 q_{v2} 。已知层数 19 层,取同时使用系数为 0.6,安全系数为 1.1,则

$$L = 90 \times 19 \times 0.6 \times 1.1 \text{ m}^3/\text{h} = 1130 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. 屋顶风机的风压 H

排风竖井中,随着层数的变化,风量也在变化。为计算简便起见,取竖井中的平均风量为 $\frac{1130}{2} = 565 \text{ m}^3/\text{h}$,平均风速 $\bar{v} = 3.0 \text{ m/s}$,则竖井设计截面积为 $\frac{565}{3.0 \times 3600} \text{ m}^2 = 0.0523 \text{ m}^2$,当量直径 D 为 0.229 m 。根据 $\bar{v}$ 、 D 和绝对粗糙度 $K = 0.15$,可得到竖井风管单位管长的摩擦阻力 $R_m = 0.65 \text{ Pa/m}$ (参见第六章第四节),则竖井风管摩擦阻力 $\Delta P_m = 0.65 \times 19 \times 3 \text{ Pa} = 37.05 \text{ Pa}$ 。考虑到每层卫生间均装设有排气风机,竖井进风口的局部阻力可由排气风机来克服。取屋顶风

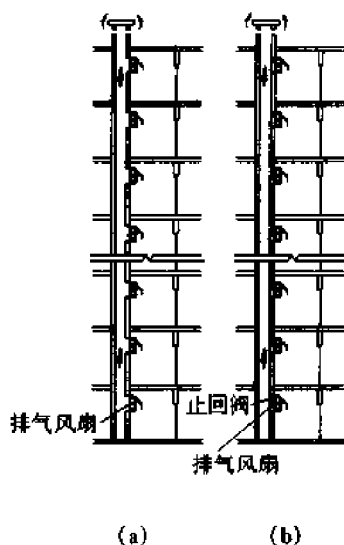


图 9-4 机械与自然相结合的排风方式

机进出口的局部阻力之和为 10 Pa,安全系数为 1.2,则

$$H = (37.05 + 10) \times 1.2 \text{ Pa} = 56.5 \text{ Pa}$$

三、设计注意事项和排风设备

(一) 设计注意事项

主要是以下几个方面:

1. 排风方式选择。几种排风方式各有所长,应根据建筑物的用途、卫生要求和投资情况综合考虑。对于卫生标准要求较高的高层住宅、宾馆客房、高级写字间的卫生间,可选用图 9-3a 中方式;对于楼层较低、卫生条件要求不高的建筑,可选用图 9-2 的方式;介乎两者之间的建筑可选用图 9-4 的方式。图 9-3b 的方式目前多用于多、高层建筑的公共卫生间。

2. 排风竖井材质。排风竖井的材质一般采用以下两种:一是镀锌钢板风道;二是砖砌风道或混凝土风道。镀锌钢板风道密实性好、阻力小,但价格偏高,安装较困难。为了节省投资,方便安装和避免因风道生锈而需要更换的麻烦,目前大多采用砖砌风道,但要求风道一定要有良好的密实性,并且内部抹灰找平使之尽量光滑。

3. 工种配合。排风竖井占有一定的建筑面积和空间,对建筑物的平面格局将产生一定的影响。因此,关于排风竖井的位置与大小,应及时向建筑设计工种交底,以利于工种之间的相互协调。

(二) 排风设备

排风设备主要有两种:用于卫生间或房间排风的排气风扇和用于屋顶排风的风机。

1. 排气风扇。用于卫生间或房间排风的排气风扇,根据其安装部位的不同,有壁式排气扇和天花式排气扇两种。壁式排气扇直接安装在墙洞上,与排风竖井直接相通,安装简单,维修方便,在室内装潢要求不高的场合多有采用。天花式排气扇则暗装在天花板内,通过短风管与排风竖井相连,其运行噪声低,外表美观,易于和装修效果统一,目前在较高标准的建筑物内都采用天花式排气扇。天花式排气扇详见产品样本。

2. 屋顶排风机。用于屋顶排风的风机,多采用“蘑菇风机”。所谓“蘑菇风机”,实际上就是一台轴流风机,为了避免雨水的侵入和自然风的干扰,在其上部加装了一个蘑菇形外罩。其结构尺寸和其他技术参数详见产品样本。

第二节 典型用途建筑区域通风系统

空调建筑中的某一些建筑区域,如厨房、地下汽车库、发电机房、洗衣车间等,根据其使用功能并不需要空调送冷。但由于其使用过程中将产生余热、余湿和烟、味等有害气体,必须采用通风的方式来加以排除或稀释,以改善室内空气环境。本节介绍此类通风系统的一般设计原则和一些典型用途建筑区域的通风系统的特征及设计方法。

一、通风系统设计的一般原则

1. 放散热、湿、烟、味等的房间及普通地下室均应考虑通风换气。

通风换气应尽可能采用自然通风方式,以节省能源和投资。只有当自然通风不能保证卫生

要求时,才采用机械通风。机械通风时又应尽量采用局部排风,当局部排风达不到卫生要求时,才采用全面通风。

2. 全面通风的气流组织应符合下列规定:

(1) 排气口应设在散出有害物较多的地方,而送风口则应设在散出有害物较少的地方或人员经常停留的地方。当室内有有害气体产生而又设有局部排气时,则空气可送至上部地带。

(2) 室内气流方向应从有害物浓度较低的地区流向浓度较高的地区,特别重要的是应使气流能将有害物从人员休息区带走。

3. 机械进风的室外空气采气口,应尽可能远离排除有害气体、灰尘和有火花发生的地方,并应尽可能满足下列条件:

(1) 采气口与最近的排除污浊空气风口相隔的水平距离在 20 m 或 20 m 以上时,两个口可设在同一个水平高度上。

(2) 采气口与最近的排除污浊空气风口相隔的水平距离小于 20 m 时,采气口应比排气口至少低 6 m。

(3) 采气口应布置在排气口的上风侧。

(4) 采气口底部标高离室外地坪应不低于 2 m。而当采气口布置在绿化区时可不低于 1 m。

4. 下列情况应分别设置通风系统:

(1) 排出的气体或粉尘混合后能引起化学反应而产生剧毒物(如氰化物和酸气等)。

(2) 产生剧毒物质房间的排气和一般房间的排气。

(3) 混合后的蒸汽容易凝结并积聚粉尘。

(4) 厨房、车库、变压器室、蓄电池室的通风系统。

二、典型用途建筑区域通风系统的特征及设计方法

(一) 厨房通风

无论是宾馆饭店的厨房还是公寓建筑的厨房,工作时都会产生余热、余湿和油烟雾,因此必须设置专用通风系统。

1. 中高级民用建筑的厨房应设机械排、送风装置;普通民用建筑的厨房应以自然通风为主,必要时可设局部排气风扇。

2. 机械通风的换气量宜按热平衡计算。计算换气量时,厨房内的计算温度可采用下列数值:夏季 35℃、冬季 15℃,风速 0.5 m/s,经验公式为

$$q_v = \frac{3\Phi}{t_p - t_j} \quad (9-1)$$

式中 q_v ——必须的换气量, m^3/h ;

t_p ——室内排风设计温度,℃;

t_j ——室外送风设计温度,℃;

Φ ——厨房内的总发热量(显热),W。

厨房内的总发热量 Φ 的计算公式为

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4$$

式中 Φ_1 ——厨房设备散热量,W,参见表 9-1,最好按工艺提供数据;

表 9-1 厨房设备散热量

序号	设备名称	散热量(显热)W
1	煤气灶(平面尺寸每平方米)	4 100
2	煤气灶(炸煎表面每平方米)	6 000
3	食物保温灶(平面尺寸每平方米)	1 500
4	蒸箱(平面尺寸每平方米)	2 900
5	煤火灶(平面尺寸 3.87 m×1.67 m)	41 000
6	煤火灶(平面尺寸 1.68 m×0.72 m)	7 500
7	煤火灶(平面尺寸 2.4 m×1.14 m)	18 000
8	电灶(每千瓦安装容量)	500
9	饭店组装式煤气灶(平面尺寸每平方米,其尺寸为 1.135 m×0.8 m,每单灶煤气用量为 3.8 标准 m ³ /h)	4 700
10	饭锅容量(L)	
	40	1300
	60	1 600
	125	2 000
	250	2 700
	400	3 800
	600	5 000
	800	5 800
11	点心灶(每平方米外表面积)	600
12	开水炉	
	容量 200 L,直径 0.8 m	2 400
	容量 100 L,直径 0.8 m	1 800
	容量 50 L,直径 0.5 m	1 400
	容量 25 L,直径 0.5 m	700
13	除开水器、灶和锅以外的其他电器设备(每千瓦安装容量)	300
14	蒸汽管道(每千克蒸汽)	30

注:当计算设备的散热、散湿量时,设备的同时使用系数大饭店取 0.7,咖啡馆、小吃店等取 0.8。用电设备的负荷系数,电灶取 0.65,电烤箱取 0.5,其他电气设备取 0.3。

Φ_2 ——操作人员散热量,W,一般取 100 W/人;

Φ_3 ——照明灯具散热量,W;

Φ_4 ——室内外围结构的冷负荷,W。

计算排风量的 65%通过排气罩排至室外,由房间的全面换气排出 35%。

3. 厨房的炉灶上面应设排气罩,蒸箱、蒸锅应安置在隔开的小房间内,并在其上部设排气罩。

排气罩的平面尺寸不应超过炉灶边,罩口距炉灶面的距离应尽可能减小,一般不大于 1.0m,罩口下沿四周应设置集油集水槽,沟槽底部应装排油污管子,如图 9-5 所示。

排气罩一律采用 $\delta=2\sim3$ mm 厚的钢板制作,罩体外壳不得有尖锐的边缘。

4. 排气罩的最小排风量按下面经验公式计算:

$$q_v = 1\,000\,ld \quad (9-2)$$

式中 q_v ——排风量, m^3/h ;

l ——罩的周边长(靠墙的边长不计), m ;

d ——罩口至灶面的距离, m 。

注意,用上述公式计算出的排风量应按罩口面积核算罩子口的吸风速度,罩子口的吸风速度一般不得小于 0.5 m/s 。

5. 排风管道一般用 $\delta = 1.5 \text{ mm}$ 厚的钢板焊接。水平风道要有 2% 以上的坡度。

为了使油烟不附着在管道上,排风管道中的气流速度不得低于 10 m/s ,一般为 $10 \sim 12 \text{ m/s}$ 。

厨房的通风竖井最好与排烟道靠在一起,这样可以加大抽力。

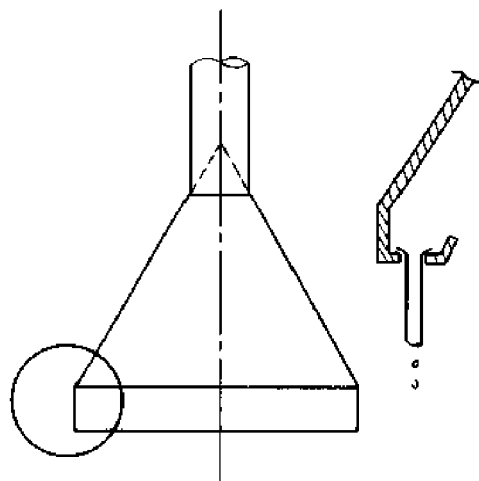


图 9-5 厨房炉灶排气罩

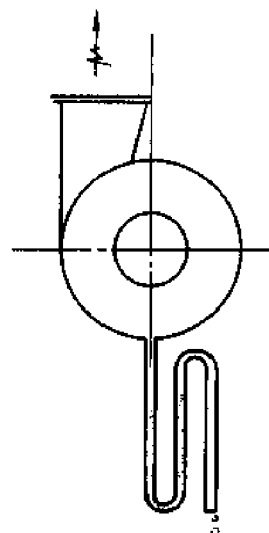


图 9-6 厨房排风用风机排油污装置

6. 厨房排风系统的风机及风排出口一般设在建筑物天面或裙楼屋面。风机可采用普通的离心风机,但必须在风机下部加设排油污装置,以便聚积在机壳下部的油污凝水能及时排走。一般的处理方法如图 9-6 所示。更简便的方法就是在风机下部机壳上钻一个 $\phi = 8 \sim 10 \text{ mm}$ 的小孔。

按照环保要求,厨房排风必须经油烟过滤处理净化后方可排至大气。油烟过滤装置种类有许多,目前大多采用水浴式清油器。油烟过滤装置的空气流动阻力由排风机承担。

7. 设置排风系统的房间应考虑补充进气。厨房的负压值,不得大于 4.9 Pa ,负压过大,炉灶会倒风。一般情况下送风量应按排风量的 $85\% \sim 95\%$ 考虑;为了避免串味,可将 60% 的补风量送进餐厅,然后再由餐厅流至厨房,这时应校核气流由餐厅流入厨房时经过配餐窗口的速度,该速度不得大于 1 m/s ,过大时应增加通过面积。

(二) 地下汽车库通风

随着社会的发展,为解决汽车存放和城市用地紧张的矛盾,新近兴建的建筑,特别是高层建筑都将汽车库放置在地下层。由于地下层无法进行自然通风,而汽车在进出车库时会排放汽车尾气和散发热量,因此必须设置专用通风系统。

1. 地下首层汽车库可只设置排风系统,室外空气可通过汽车进出通道负压吸入。地下二、

三层汽车库则必须同时设置排风系统和送风系统。

2. 地下汽车库的排风量应按稀释废气量来计算。由于车型和汽车进出频率的随机性,在实际计算中确定废气量的多少可能比较困难。在这种情况下,可按换气次数估算:一般排风不小于6次/h,送风不小于5次/h。也可按单位面积最小通风量为 $23\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 来确定。

3. 地下汽车库的排、送风口应均匀布置。补充进气的送风口宜设在主要通道上,司乘人员候电梯区域和汽车修理间应加强送风,多采用顶部风口下送风方式。

由于汽车库的污染主要源于汽车尾气,故地下汽车库的排风分上下两部分:下部排总排风量的 $2/3$,上部排总排风量的 $1/3$ 。可通过上下部排风口数量按1:2比例分配来实现(见图9-7)。为了不妨碍汽车的进出,下部排风口的风管呈扁平状紧贴墙、柱安装,排风口处理为风管直接开口,外加铁丝网防护(有的加有插板式风量调节装置),整个排风口与风管基本平齐,无突出物。排风口安装高度一般取风口下沿离地面400 mm。

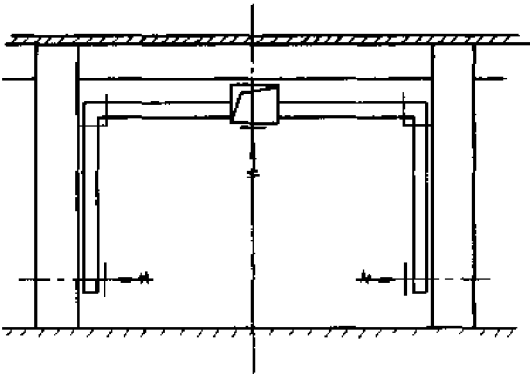


图 9-7 汽车库排风口布置

4. 由于地下汽车库排、送风系统无需过多考虑噪声因素,因此其风管风速和排、送风口风速取值均较空调系统为大(参见表9-2)。

表 9-2 地下汽车库通风系统风管、风口风速取值

	m/s
排、送风主管	8~10
排、送风支管	5~7
送风口	5~6
上部排风口	4~4.5
下部排风口	3~4

5. 排、送风机均可采用普通离心风机或高压头轴流风机。排、送风管均用镀锌钢板制作,排、送风系统的进风段、风排出段多利用建筑风道。

送风系统采气口位置按前述通风设计的一般原则确定。排风系统风排出口位置可以在裙楼屋面,也可利用建筑风道在地上首层排出,但应注意其排出口设置高度,不得对室外建筑和人员造成影响。排风不需要作净化处理。

6. 排、送风系统跨越防火分区处以及排、送风机的出风进风口处,均应设70℃防火阀。

(三) 发电机房通风

发电机房内的主要设备有发电机组(绝大多数是柴油发电机组)和控制屏柜。发电机组运行时将产生大量的余热和部分有害气体,燃料燃烧将消耗一定量的空气,因此设置通风系统是发电机组正常工作的基本保证。一般建筑物内配备发电机组多为应急之用,故通风系统也宜独立设置。

1. 如发电机房设置在地面建筑物内,应尽量考虑采用自然通风或机械排风自然进风方式。

地下发电机房则必须采用严格可靠的全面通风方式,机械送风加机械排风。排烟管均独立设置。

地下柴油发电机房通风系统如图 9-8 所示。

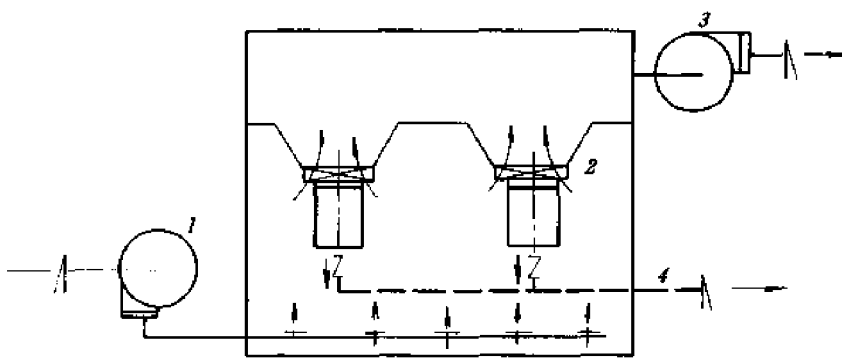


图 9-8 柴油发电机房通风系统

1. 进风系统;2. 发电机散热器接管;3. 排风系统;4. 排烟系统

2. 送风系统风量,按消除余热及稀释有害气体计算,并取其最大值。

消除余热所需风量经验公式为

$$q_v = \frac{3\,000\Phi}{t_p - t_j} \tag{9-3}$$

式中 q_v ——必须的送风量, m^3/h ;

Φ ——柴油发电机组散热量和排烟气管散热量之和, kW , 见表 9-3、表 9-4;

t_p ——室内排风设计温度, $^{\circ}\text{C}$, 一般取 $35\sim40\text{ }^{\circ}\text{C}$;

t_j ——室外送风计算温度, $^{\circ}\text{C}$, 按当地夏季通风室外计算干球温度选定。

稀释有害气体所需送风量按 $14\sim21\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$ 估算, 其中功率是指柴油发电机功率。

当有条件时, 进入空气可经预先冷却, 降低 t_j 值, 以减少风量。

3. 排风系统排风量为进风量减去发电机组燃料燃烧所需空气量。燃烧所需空气量可查表 9-3 或按 $7\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{kW})$ 估算, 其中功率是指柴油发电机功率。

表 9-3 柴油发电机组的散热量

柴油机功率 kW	发电机功率 kW	燃烧室空气量 m^3/h	散入室内热量 kW		
			柴 油 机	发 电 机	合 计
7.46	5.8	50	1.55	0.70	2.25
12	10	80	2.57	1.20	3.77
24	20	160	5.23	3.22	8.45
36	30	240	7.70	3.61	11.31
52	40	350	8.96	4.07	13.03
67	56	450	12.10	7.39	19.49
100	84	675	13.96	10.76	24.72
134	120	900	18.72	14.76	33.48
246	200	1 650	27.94	27.47	55.41
328	310	2 200	35.65	40.30	75.95

表 9-4 柴油发电机组的排烟气管散热量

排烟气支管		排烟气干管	
管径 mm	每米散热量 kW	管径 mm	每米散热量 kW
50	0.36	219	0.66
80	0.47	273	0.77
100	0.56	325	0.93
125	0.64	377	1.03
150	0.73	426	1.14
		478	1.34
		529	1.40

注:排气管以岩棉毡包扎,厚 50 mm,外缠 2~3 层玻璃丝布;排气支管温度 400℃,排气干管温度 300℃,室温按 35℃计。

4. 排烟气系统及其保温,一般由相应专业工种来设计,在此不再赘述。但要注意排、送风管与排烟气管在空间位置上的协调。

5. 发电机房排、送风系统所用风机和风管的设计,可参照地下汽车库的通风系统。

(四) 洗衣房通风

1. 洗衣房内应设通风装置,尽量采用自然通风和局部排风相结合的系统。当自然通风达不到降温要求时,则设机械送排风系统。

2. 洗衣房的通风换气量宜根据设备大小及布置情况按其散热、散湿量计算确定。洗衣房的设备散热量、散湿量应按工艺提供的资料选用,如无资料,可参考表 9-5。

小型洗衣房的通风量,当计算确有困难时,一般可按下列换气次数估算:洗衣车间 10 次/h;熨平车间 5 次/h。

表 9-5 洗衣房设备散热、散湿量表

设 备 名 称	能力 (每小时)	容量	安装容量 kW	用汽量 kg/h	湿汽温度 ℃	散湿量 kg/h	散热量 W	
	干衣 kg						显热	潜热
洗 衣 车 间								
洗衣机	280	80	2.2	35.0	80	3.60	1 930	2 680
	190	32	1.95	25.0	80	2.70	910	2 000
	120	22	1.75	15.0	80	1.80	780	1 340
	-	10	-	-	80	0.50	700	350
	-	5	-	-	80	0.25	580	175
机械传动清洗槽	850	-	0.75	-	25	2.50	-	1 920
	600	-	0.75	-	25	2.00	-	1 570
消毒洗濯煮沸器	440	80	-	160.0	90	2.80	880	2 100
	220	40	-	80.0	90	2.50	650	1 860

续表

设 备 名 称	能力 (每小时)	容量	安装容量 kW	用汽量 kg/h	湿汽温度 ℃	散湿量 kg/h	散热量 W	
	干衣 kg						显热	潜热
洗濯煮沸器	50	8	—	13.0	90	1.10	340	820
湿衣服(每千克)	—	—	—	—	40	0.05	—	36
人员(每名工作人员)	—	—	—	—	—	0.20	95	150
电动机(每千瓦)	—	—	—	—	—	—	100	—
工艺用蒸汽管道(每千克蒸汽)	—	—	—	—	—	—	25	—
烘 干 熨 平 车 间								
电熨斗	—	—	—	—	—	0.30	480	220
大型铁熨斗	—	—	—	—	—	0.15	250	110
烘干熨平机	1 500	—	—	—	—	52.5	40 000	44 200
	1 000	—	—	—	—	45	32 600	32 600
	500	—	—	—	—	22.5	19 800	17 500
	250	—	—	—	—	13	12 000	9 300
压平机	—	—	—	—	—	3.2	3 260	2 400
工艺用蒸汽管道(每千克蒸汽)	—	—	—	—	—	—	30	—
人员(每名工作者)	—	—	—	—	—	0.16	100	120

注:湿衣服的假定温度为 40℃

3. 洗衣机、压平机、熨平机的上部应设排气罩,烘干机上应设排气管,在干洗机上应设单独的排气系统,不得与其他系统合并。

4. 地下室中的大型洗衣房,其熨平车间和洗衣车间内,在工作人员区应加装电风扇等局部送风装置,有条件的情况下可考虑设冷风降温设备,以改善工人的工作环境。

5. 洗衣房通风的气流组织,应使空气由取衣部分向接受衣服部分流动。工作区的气流速度一般不大于 0.5 m/s。

6. 烘干机的排风系统中应有过滤纤维性灰尘的设施。

7. 洗衣房通风系统所用风机和风管均无特殊要求,参见地下汽车库的通风系统。

第十章 高层民用建筑及空调建筑的 防火与防排烟

与一般建筑物相比较,有中央空调的建筑物具有围护结构密封性好、纵横向管井管道多、楼层普遍较高等特点。一旦起火则火势蔓延更快,扑救和人员疏散撤离更困难,比一般建筑具有更大的危险性和危害性。因此,随着我国有中央空调的建筑物(其中大多为高层建筑)越来越多,空调建筑特别是高层、超高层建筑的防火、防烟及排烟显得越来越重要。

第一节 空调建筑的防火防烟措施

空调建筑的防火,首先要考虑建筑物、装修、家具、空调用设备材料、其他系统用设备材料等的非燃化,其次是对易燃物、可燃物加以妥善处置。建筑物一旦起火,则要立即采取各种消防措施,扑灭燃烧的部位,控制着火区域。因为消防灭火需要一定的时间,为确保有效的疏散通路,因此空调建筑必须具备防烟设施。火灾产生的烟气具有一定的毒性,由高分子化合物燃烧所产生的烟气,毒性尤为严重。这些烟气直接危及人身安全,给疏散和扑救也造成很大的困难。所以防止建筑物火灾的危害,很大程度是解决火灾发生时的防烟、排烟问题。

良好的防火防烟设施与建筑设计和空调设计有着密切关系,这两方面的正确规划是做好建筑物防火防烟工程的基本保证。

一、建筑设计的防火和防烟分区

在建筑设计中进行防火分区的目的是防止火灾的扩大,可根据房间用途和性质的不同对建筑物进行分区,每一分区之间用防火墙、防火门、水幕、防火卷帘等隔断。在建筑设计中,各类建筑物防火分区的面积按表 10-1 的规定取值。建筑物内如设有上下层相连通的走马廊、开敞楼梯、自动扶梯、传送带、跨层窗、楼梯间、通风竖井、风道空间等开口部位时,应将上下连通层作为一个防火分区,其面积之和不应超过表 10-1 的规定。

表 10-1 每个防火分区的允许最大建筑面积

建筑类别	每个防火分区建筑面积 m ²
一类建筑	1 000
二类建筑	1 500
地下室	500

注:1. 设有自动灭火系统的防火分区,其允许最大建筑面积可按本表增加 1.00 倍;当局部设置自动灭火系统时,增加面积可按该局部面积的 1.00 倍计算。

2. 一类建筑的电信楼,其防火分区允许最大建筑面积可按本表增加 50%。

建筑物的防火分类见表 10-2。

表 10-2 建筑物防火分类表

名 称	一 类	二 类
居住建筑	高级住宅、19 层及 19 层以上的普通住宅	10 层至 18 层的普通住宅
公共建筑	1. 医院病房楼 2. 高级旅馆 3. 每层建筑面积超过 1 000 m ² 的商业楼、展览楼、综合楼 4. 每层建筑面积超过 800 m ² 的电信楼、财贸金融楼 5. 省级(含计划单列市)的邮政楼、防灾指挥调度楼 6. 中央级和省级(含计划单列市)广播电视楼 7. 大区级和省级(含计划单列市)电力调度楼 8. 每层塔楼面积超过 1 200 m ² 的商住楼 9. 藏书超过 100 万册的书库 10. 重要的办公楼、科研楼、档案楼 11. 建筑高度超过 50 m 的教学楼和普通的旅馆、办公楼、科研楼等	1. 除一类建筑以外的商业楼、展览楼、综合楼、商住楼、财贸金融楼、电信楼、书库 2. 建筑高度不超过 50 m 的教学楼和普通的旅馆、办公楼、科研楼 3. 省级以下的邮政楼 4. 市级、县级广播电视楼 5. 地市级电力调度楼 6. 地市级防灾指挥调度楼

注:本表未列出的建筑物,可参照本条划分类别的标准确定其相应类别。

防烟分区是对防火分区的细化,防烟分区不能防止火灾的扩大,它仅能有效地控制火灾产生的烟气流动。首先要在有发生火灾危险的房间和用作疏散通道的走廊间加设防烟隔断,在楼梯间设置前室,并设自动关闭门,以作为防火、防烟的分界。此外还应注意竖井分区,如百货公司的中央自动扶梯处,要设置隔烟防火卷帘或水幕隔断等。每个防烟分区的建筑面积不宜超过 500 m²,且防烟分区不应跨越防火分区。

图 10-1 表示某百货大楼在设计时的防火、防烟分区实例,图中还可看出它是将顶棚送风的空调系统和防烟分区相结合在一起来考虑的。

用途相同但楼层不同也可形成各自的防火防烟分区。实践证明,应尽可能按不同用途在竖向作楼层分区,它比单纯依靠防火、防烟阀等手段所形成的防火分区更为可靠。

图 10-2 就是按楼层分区的实例,无论是旅馆还是办公大楼,把低层的公共部分和标准层之间作为主要的防火划分区是十分必要的。空调通风管道、电气配管、给排水管道等,由于使用上的需要而穿越防火防烟分区时,应采取专门的措施。

二、空调设计与防火防烟

(一) 空调方式

有中央空调的建筑物的一大特点是风管、管井多,火灾发生时风道管井成为火灾扩散或烟气扩散通路的情况经常发生。由于空调风道直接连接于房间与房间之间,所以传播烟气和扩散火灾的危险性甚大。例如韩国汉城“大然阁”饭店火灾,从二层一直烧到顶层,大火就是沿着竖向管道、管井迅速蔓延的。

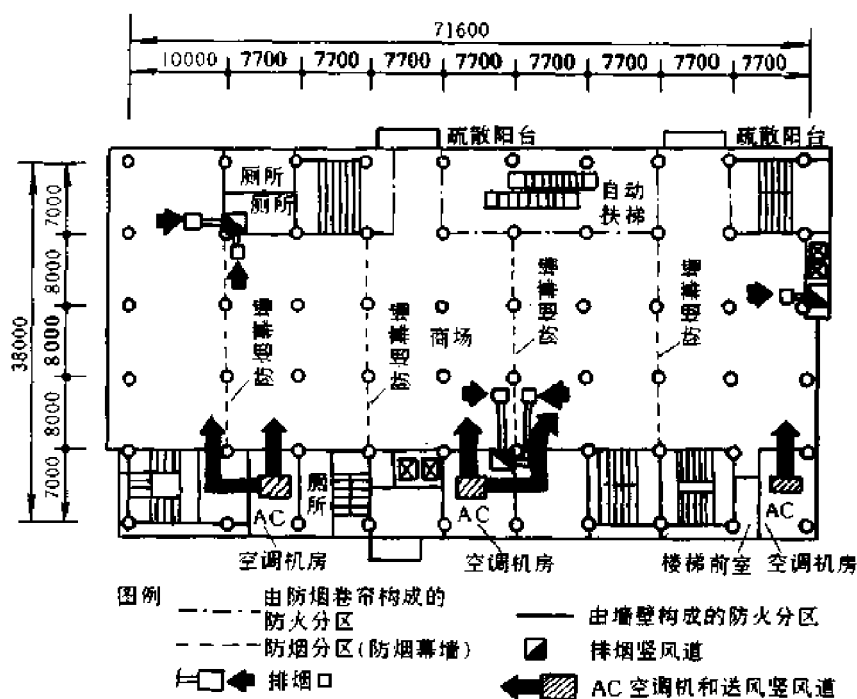


图 10-1 防火防烟分区实例

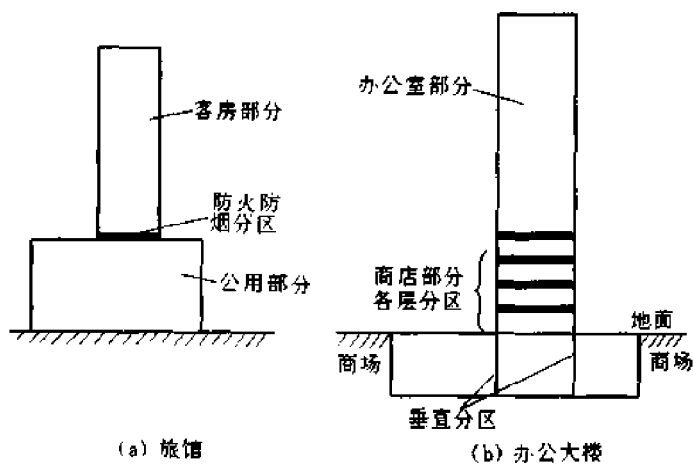


图 10-2 楼层防火分区实例

从防灾观点看,最好采用不以空气为热媒而是以水作为带热介质的空调方式。但是,选择空调方式除考虑防灾之外,还要注意经济性、耐久性以及维修管理等因素。目前,对于空调方式与防灾性能及经济性之间的关系还没有定量的评价。例如,采用前面述及的分区(层)空调方式时,一台空调机组负担一个楼面,防灾性能是理想的,然而造价偏高。根据分析,一般认为在高层建筑中一个空调系统负担四层到六层时,投资比较经济,而防灾性能尚好。

(二) 空调系统上的防火防烟装置

防火分区或防烟分区与空调系统应尽可能统一起来,并且不使空调系统(风道)穿越分区,这是最理想的。但实际上设置风道时,却常需多处穿过防火分区或防烟分区。为此在系统上要设

置防火防烟风门。

1. 防火阀门(FD)。火灾发生时,火焰侵入风道,高温使阀门上的易熔合金熔化,使阀门自动关闭,它被用于风道与防火分区贯通的场合。易熔合金的作用温度为 $70 \pm 2^\circ\text{C}$ 。

防火阀门与一般风门结合作用时,可兼起风量调节的作用,称防火调节风门(FVD)。图 10-3 是一般的防火风门。

《高层民用建筑设计防火规范》(GB500-45-95)规定:通风、空气调节系统的送风、回风总管,在穿越机房和重要的或火灾危险性较大的房间的隔墙、楼板处以及垂直风管与每层水平风管交接处的水平支管上均应设防火阀。穿越防火墙处装有防火阀的风道,一般要用 1.5 mm 厚的钢板制作,这样它受热时不会变形;防火阀应设有单独支吊架,以防止风管变形而影响关闭;当风管须穿越变形缝时,应在变形缝两侧均设防火阀。

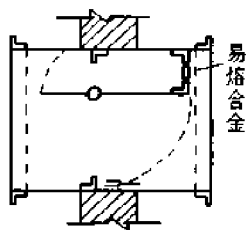


图 10-3 一般的防火风门

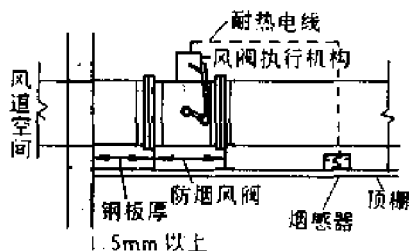


图 10-4 防烟风门(SD)

2. 防烟风门(SD)。这是与烟感器连锁的风门,即通过能够探知火灾初期产生的烟气的烟感器来关闭风门,以防止其他防火分区的烟气侵入本区。这种风门如图 10-4 所示,是由电动机或电磁机构驱动的自动风门,它比防火阀门的价格要高。如果在这种阀门上加上易熔合金,则可使之兼起防火的作用,故称防烟防火风门(SFD)。

国内现有生产把防火、防烟和风量调节三者结为一体的风门,称防火防烟调节阀。它既与烟感器通过电信号联动,又受温度熔断器控制,亦可通过手动使阀门瞬时严密关闭。温度熔断器更换后,可手动复位。

图 10-5 为在空调系统上设置防火风门和防烟风门之一例。

(三) 通风空调设计中需考虑的其他方面

除上述在风管必要的位置设置防火阀、防烟阀之外,从安全的角度着想,还需考虑以下几项内容。

1. 厨房、浴室、厕所等的机械排风或自然排风的垂直排风管道,应采取防止回流的措施,旨在防止火势通过这些垂直风道而扩大蔓延。排气管道防止回流的措施一般有如图 10-6 所示的三种。

2. 通风、空调系统的风管应采用非燃材料制作,如钢板、镀锌钢板、镁璃钢、混凝土等。对于新近出现的玻璃钢风管应慎重选用。禁止在室内使用普通塑料风管和木制风管。

3. 管道和设备的保温材料、消声材料及其粘结剂,应采用非燃材料或难燃材料;穿过防火墙、变形缝两侧各 2 m 范围内的风管保温材料,必须采用非燃材料。在目前众多的保温、消声材料中,以离心玻璃棉和岩棉的防火安全性最好,聚氨脂泡沫塑料和聚苯乙烯泡沫塑料虽属自熄性难燃材料,但遇高温时将产生有毒烟气,其滴落物可使火势蔓延,故某些地区的地方性安全法规

中已禁止使用它。考虑其有材料成型性好、施工方便的优点,建议在允许使用的地区在小面积和低楼层的建筑物中选用。

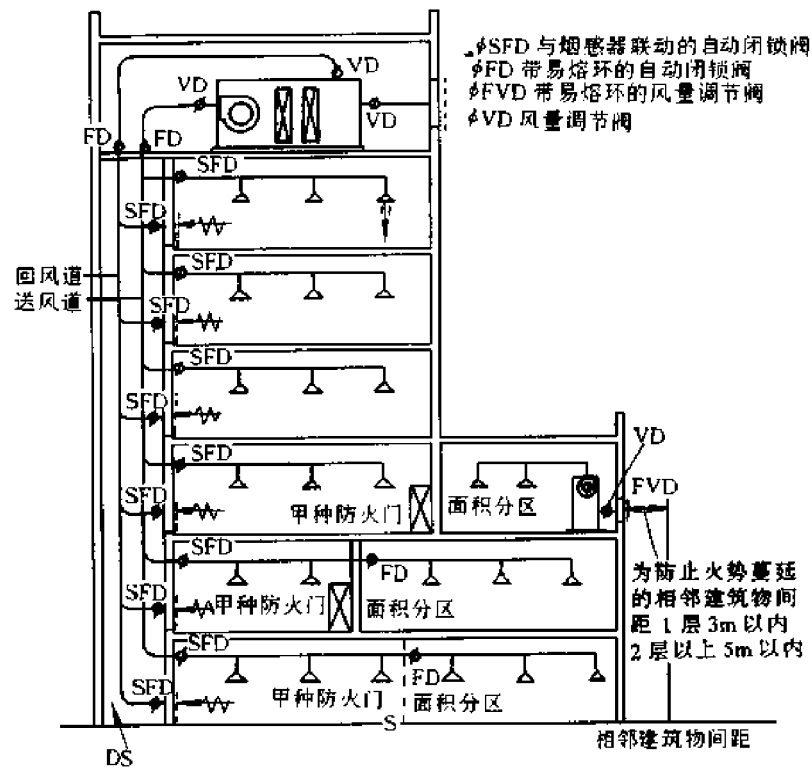


图 10-5 在空调系统上设置防火、防烟风门实例

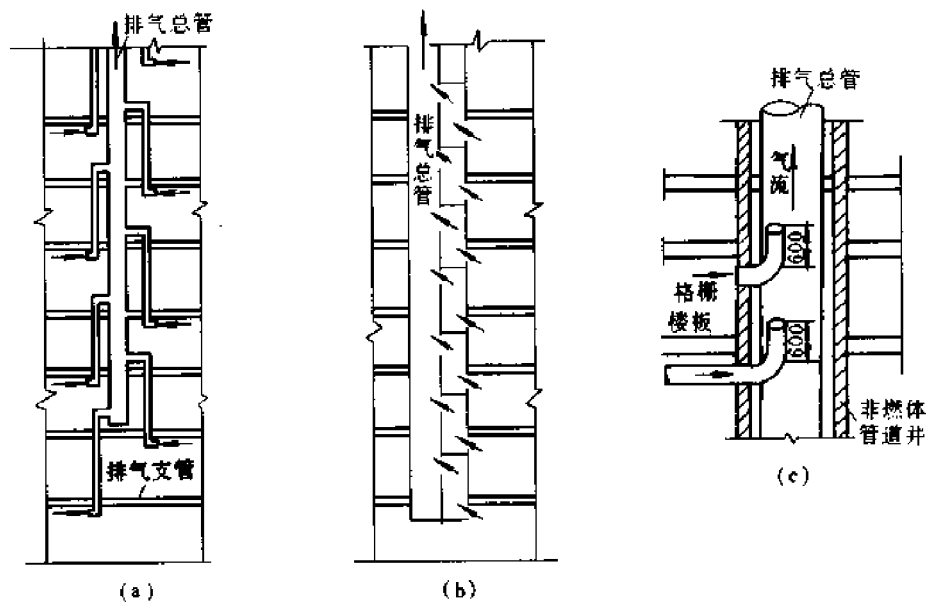


图 10-6 排气管防止回流示意图

第二节 高层民用建筑的防排烟

高层民用建筑火灾的教训是,在高层民用建筑设计中不仅需要妥善考虑防火方面的种种问题,而且必须认真研究和处理防排烟问题,使着火建筑中的人员能沿着安全的通道顺利地疏散到室外,避免被烟气熏倒和迷失方向。

防排烟的目的是及时驱赶或排除火灾产生的烟气,防止烟气向防烟分区以外扩散,以确保建筑物内人员的疏散和扑救工作的顺利进行。进行防排烟设计时,应先了解清楚建筑物的防火分区和防烟分区,然后确定合理的防排烟方式,选择合适的排烟口和防火阀,再确定送风道和排烟道的位置、尺寸大小并选择合适的防排烟风机。应尽可能地将通风系统和排烟系统综合考虑,做到一个系统多种功能,以节省投资、简化系统,节约占用空间。

通常的防排烟方式有自然排烟、加压送风防烟和机械排烟三种,现分述如下。

一、自然排烟

自然排烟就是利用火灾发生时室内热气流的浮力或室外风力的作用,通过外窗、阳台、凹廊或专用排烟口、竖井等将烟气排走或稀释烟气的浓度。

1. 自然排烟的原理。由图 10-7 可知,发生火灾时产生的上升气流使烟气在顶棚下面形成水平流,此时,烟气流具有的动压等于其浮力,即

$$\frac{\rho_y v_y^2}{2} = (\rho_w - \rho_y) h g \quad (10-1)$$

式中 v_y ——烟气流速, m/s;

h ——空气层和烟气层的高度差, m;

ρ_w ——室外空气的密度, kg/m³;

ρ_y ——烟气密度, kg/m³。

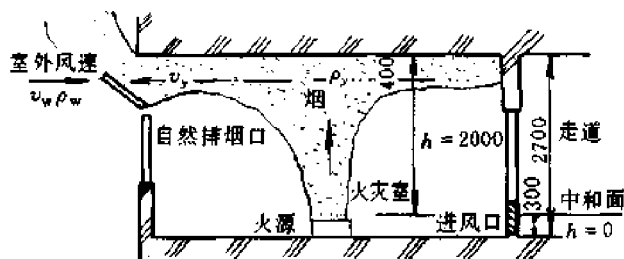


图 10-7 自然排烟时烟气的流动状态

烟气依靠此动压来克服室外自然风的压力,由自然排烟口呈水平状排出。

2. 自然排烟部位及排烟孔口有效面积。高层民用建筑中,可采用自然排烟的部位及排烟孔口的有效面积见表 10-3。

3. 自然排烟设计要点。根据自然排烟的原理,设计时需遵循以下几点:

(1) 起排烟作用的有效高度是顶棚以下 800 mm,排烟口应设在此高度范围内。自然进风口应设于房间净高的 1/2 以下(以进风口上边缘计)。

表 10-3 自然排烟部位及开口有效面积

序号	自然排烟部位	开口形式	开口有效面积
1	长度 ≤ 60 m 的内走道	外窗(或排烟口)	$\geq$ 走道面积的 2%
2	超过 100 m^2 需排烟的房间	外窗(或排烟口)	$\geq$ 房间面积的 2%
3	靠外墙的防烟楼梯间的 前室或消防电梯前室	外窗	$\geq 2.0\text{ m}^2$
4	靠外墙的合用前室	外窗	$\geq 3.0\text{ m}^2$
5	靠外墙的防烟楼梯间	外窗	每 5 层开窗 $\geq 2.0\text{ m}^2$
6	不靠外墙的防烟楼梯间 前室或消防电梯前室	进风口 进风道	$\geq 1.0\text{ m}^2$ 断面 $\geq 2.0\text{ m}^2$
		排烟口 排烟竖井	$\geq 4.0\text{ m}^2$ 断面 $\geq 6.0\text{ m}^2$
7	不靠外墙的合用前室	进风口 进风道	$\geq 1.5\text{ m}^2$ 断面 $\geq 3.0\text{ m}^2$
		排烟口 排烟竖井	$\geq 6.0\text{ m}^2$ 断面 $\geq 9.0\text{ m}^2$
8	净高 < 12 m 的中厅	天窗或高侧窗	$\geq$ 地面面积的 5%

注:建筑高度超过 50 m 的一类公共建筑和超过 100 m 的其他建筑的防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室或合用前室,不应采用可开启外窗的自然排烟措施(利用敞开的阳台或凹廊进行自然排烟的除外)。

(2) 内走道和房间的自然排烟口至该防烟分区最远点应在 30 m 距离以内。

(3) 自然排烟窗、排烟口、送风口应由非燃材料制成。宜设置手动或自动开启装置。手动开关应设在距地坪 0.8~1.5 m 处。

(4) 多层房间共用一个排烟竖井时,其排烟方式如图 10-8 所示。

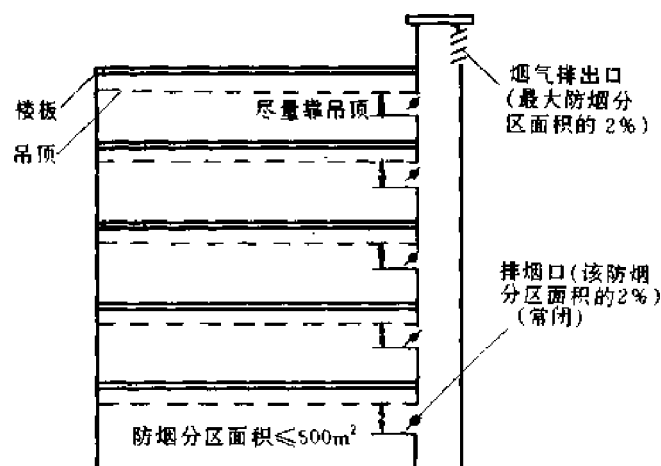


图 10-8 多层房间共用一个竖井的自然排烟方式

(5) 自然排烟设计应与建筑设计有机结合。

二、加压送风防烟

加压送风防烟的原理,是采用机械送风系统向需要保护的地点(如防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室、走道等),在火灾发生时快速输送大量新鲜空气,从而形成局部正压区域,使烟气不能侵入其间并将非正压区内的烟气排走。目前的高层民用建筑广泛采用这种防烟措施。

规范规定,下列部位应设置独立的机械加压送风防烟系统:

- (1) 不具备自然排烟条件的防烟楼梯间、消防电梯间前室或合用前室。
- (2) 采用自然排烟措施的防烟楼梯间及不具备自然排烟条件的前室。

加压送风防烟系统可以认为由三个部分组成:一是对加压空间的送风;二是加压空间的漏风;三是非正压部分的排风(烟)。该系统的运行方式可分为两种:一种是单级,即只在发生火灾时投入运行,平时则处于停机备用状态;另一种是双级,即在平时结合正常通风的需要,对空间保持低水平的送风,当火灾发生时提高至要求的加压水平。

(一) 加压送风系统的方式

防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室及合用前室的加压送风系统的方式及压力控制见表 10-4。

表 10-4 防烟楼梯间及消防电梯间加压送风系统方式

序号	加压送风系统方式	图 示
1	仅对防烟楼梯间加压送风时(前室不加压)	
2	对防烟楼梯间及其前室分别加压	
3	对防烟楼梯间及有消防电梯的合用前室分别加压	
4	仅对消防电梯的前室加压	
5	当防烟楼梯间具有自然排烟条件时,仅对前室及合用前室加压	

注:图中“++”、“+”、“-”表示各部位静压力的大小。

(二) 加压送风量的确定

目前,加压送风量的计算尚未有一种相对固定的方法,世界各国的设计规范所采用的方法也各有不同。现介绍最常用的两种方法:

1. 压差法。采用机械加压送风的防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室及合用前室,其加压送风量按当门关闭时保持一定正压值计算,送风量 q_{vy}

$$q_{vy} = 0.827 A \Delta P^{\frac{1}{b}} \times 3600 \times 1.25 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10-2)$$

式中 ΔP ——门、窗两侧的压差值,根据加压方式和部位取 25~50Pa;

b ——指数,对于门缝及较大漏风面积取 2,对于窗缝取 1.6;

0.827——计算常数;

1.25——不严密处附加系数;

A ——门、窗缝隙的计算漏风总面积, m^2 。

四种类型标准门的漏风面积见表 10-5。

表 10-5 四种类型标准门的漏风面积

门的类型	高×宽 m^2	缝隙长 m	漏风面积 m^2
开向正压间的单扇门	2×0.8	5.6	0.01
从正压间向外开启的单扇门	2×0.8	5.6	0.02
双扇门	2×1.6	9.2	0.03
电梯门	2×2.0	8	0.06

注:对于大于表中尺寸的门,漏风面积按实际计算。

门缝宽度:疏散门 0.002~0.004 m,电梯门 0.005~0.006 m。

如防烟楼梯间有外窗,仍采用正压送风时,其单位长可开启窗缝的最大漏风量($\Delta P = 50 \text{ Pa}$),据窗户类型直接确定:

单层木窗 15.3 $\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})$

双层木窗 10.3 $\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})$

单层钢窗 10.9 $\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})$

双层钢窗 7.6 $\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h})$

2. 风速法。采用机械加压送风的防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室及合用前室,当门开启时,保持门洞处一定风速所需的风量 $q_v (\text{m}^3/\text{h})$:

$$q_v = \frac{nAv(1+b)}{a} \times 3600 \quad (10-3)$$

式中 A ——每个门的开启面积, m^2 ;

v ——开启门洞处的平均风速,取 0.6~1.0 m/s;

a ——背压系数,根据加压间密封程度取 0.6~1.0;

b ——漏风附加率,取 0.1~0.2;

n ——同时开启门的计算数量。当建筑物为 20 层以下时取 2,当建筑物为 20 层及以上时

取 3。

以上按压差法和风速法分别算出的风量,取其中大值作为系统计算加压送风量。如计算结果均小于表 10-6 中所列控制风量,则应按表 10-6 取其风量的下限。

表 10-6 加压送风控制风量

序号	机械加压送风部位		系统负担层数小于 20 层		系统负担层数 20~32 层	
			风量 m³/h	风道断面 m²	风量 m³/h	风道断面 m²
1	仅对防烟楼梯间加压(前室不送风)		25 000~30 000	0.46~0.55	35 000~40 000	0.65~0.74
2	对防烟楼梯间及其前室分别加压	楼梯间	14 000~18 000	0.26~0.33	18 000~24 000	0.33~0.44
		前室	(10 000~14 000)	(0.19~0.26)	(14 000~20 000)	(0.26~0.38)
3	对防烟楼梯间及其合用前室分别加压	楼梯间	16 000~20 000	0.30~0.38	20 000~25 000	0.38~0.46
		合用前室	12 000~16 000	0.23~0.30	18 000~22 000	0.33~0.41
4	仅对消防电梯前室加压		15 000~20 000	0.27~0.38	22 000~27 000	0.41~0.50
5	仅对前室及合用前室加压(楼梯间自然排烟)		22 000~27 000	0.41~0.50	28 000~32 000	0.52~0.60
6	对全封闭的避难层(间)加压		按避难层间净面积每平方米不小于 30 m³/h 确定			

注:表中 1~5 按每个加压间为一樘双扇门计,当为单扇门时,表中风量乘以 0.75;当有两樘双扇门时,风量乘以 1.5~1.75。建筑层数超过 32 层时,宜分段设置加压送风系统。

(三) 加压送风防烟系统的组成

系统主要由送风机、送风口和风道组成。

1. 送风机。可以选用普通中低压离心式风机或高压头轴流风机。其风量由上述计算结果再附加风道漏风系数确定;其压头除了需克服风道内空气流动阻力(按最不利条件计算)外,还需考虑防烟区域的正压值 25~50 Pa。送风机放置在天面或地下室或中间设备层均可。置于地下室或中间设备层时,需保证其新鲜空气源;置于天面时,要注意和天面排烟出口的距离,不得使排出的烟气短路进入加压送风系统。

2. 送风口。防烟楼梯间的加压送风口宜每隔 2~3 层设一个,风口应采用自垂式百叶风口或常开式百叶风口。当采用常开式百叶风口时,应在加压风机的压出管上设置止回阀。

前室的送风口应每层都设置。每个风口的有效面积按 1/3 系统总风量确定,常用常闭型多叶送风口。风口应设手动和自动开启装置,每一风口均与加压送风机的启动装置以及该层的上下两层送风口联锁,并将信号输出至消防中心。手动开启装置宜设在距楼板面 0.8~1.5 m 处。当某层着火时,手动或自动开启该层送风口,则上下层的送风口同时开启并启动加压送风机,消防中心得到信息。280℃ 高温时,送风口自动关闭,加压送风机同时停机。

3. 送风管道。一般采用镀锌钢板风管或混凝土风管。当采用混凝土风管时,应注意管壁及风管与送风口衔接处的密实性,不得漏风。

此外,为了保证防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室及合用前室的正压值,防止正压值过大而导致门难以推开,应在防烟楼梯间与前室、前室与走道之间设置余压阀,控制其正压值不超过

50 Pa。

例 某29层综合贸易大楼为一类建筑,其中一防烟楼梯间内共有29个 $1.5\text{ m}\times 2.1\text{ m}$ 的双扇防火门,楼梯间外墙上共有25个 $1.5\text{ m}\times 1.6\text{ m}$ 的双层钢窗。前室内有一个双扇防火门与走道相通。试计算确定加压送风量及风道、风口尺寸。

解 楼梯间内虽有外窗,但因是高度超过50 m的一类建筑,故在楼梯间设计机械加压送风系统,前室不送风。

用压差法(10-2)公式计算风量:

查表10-5,一个双扇门 $A=0.03\text{ m}^2$,取 $\Delta P=50\text{ Pa}$, $b=2$

$$q_{v_{y1}} = 0.827 \times 29 \times A \Delta P^{\frac{1}{b}} \times 3600 \times 1.25 \text{ m}^3/\text{h} = 0.827 \times 29 \times 0.03 \times 50^{\frac{1}{2}} \times 3600 \times 1.25 \text{ m}^3/\text{h} \\ = 22894 \text{ m}^3/\text{h}$$

每个外窗可开启的缝隙长度为7.8 m,按双层钢窗查得漏风量为 $7.6\text{ m}^3/\text{m}\cdot\text{h}$,外窗总漏风量为:

$$q_{v_{y2}} = 7.6 \times 7.8 \times 25 \text{ m}^3/\text{h} = 1482 \text{ m}^3/\text{h} \\ q_{v_y} = q_{v_{y1}} + q_{v_{y2}} = (22894 + 1482) \text{ m}^3/\text{h} = 24376 \text{ m}^3/\text{h}$$

用风速法(10-3)公式计算风量:

$n=3$, $A=1.5 \times 2.1\text{ m}^2=3.15\text{ m}^2$, v 取1.0, b 取0.1, a 取1.0。

$$q_{v_y} = \frac{nAv(1+b)}{a} \times 3600 \text{ m}^3/\text{h} = \frac{3 \times 3.15 \times 1.0 \times (1+0.1)}{1.0} \times 3600 \text{ m}^3/\text{h} = 37422 \text{ m}^3/\text{h}$$

按风速法算出的风量大于按压差法算出的风量,并与表10-6控制风量相符,故最后确定的计算加压送风量为 $37422\text{ m}^3/\text{h}$ 。

风道断面参照表10-6可定为 0.7 m^2 ,风速 $v=14.9\text{ m/s}$ 。共设10个风口,风速按 7.0 m/s 计算,风口有效面积为 0.14 m^2 ,选定 $500\text{ mm}\times 400\text{ mm}$ 自垂式百叶风口。

加压空气的排出,可通过走廊或房间的外窗、竖井自然排出,也可利用走廊的机械排烟装置排出。在许多高层民用建筑中,加压送风防烟都是与机械排烟配合使用的。

三、机械排烟

机械排烟就是使用排烟风机强制排烟。它不受自然风的影响,是一种可靠有效的排烟方式。

按照规范,一类高层建筑和建筑高度超过32 m的二类高层建筑的下列部位,应设置机械排烟系统:

- (1) 无直接自然通风,且长度超过20 m的内走道;或虽有直接自然通风,但长度超过60 m的内走道。
- (2) 面积超过 100 m^2 且经常有人停留或可燃物较多的地上无窗房间或设固定窗的房间。
- (3) 不具备自然排烟条件或净空高度超过12 m的中庭。
- (4) 除利用窗井等开窗进行自然排烟的房间外,各房间总面积超过 200 m^2 或一个房间面积超过 50 m^2 且经常有人停留或可燃物较多的地下室。

机械排烟分局部排烟和集中排烟两种。局部排烟方式是在每一房间内设置风机直接进行排烟;集中排烟方式是将建筑物划分为若干个区,在每一区内设置排烟风机,通过风道排出各房间

的烟气。

(一) 防烟分区的划分及排烟口的布置安装

规范规定:每个防烟分区的面积不宜超过 500 m^2 (地下室不宜超过 300 m^2),且防烟分区不应跨越防火分区。

防烟分区的间隔可用挡烟壁或直接利用结构梁,要求顶棚下梁高 $\geq 500\text{ mm}$ (地下室要求不小于 800 mm),如果达不到此高度,可采用挡烟壁隔断。挡烟壁设置的理想位置是梁底,可以利用梁自身高度。挡烟壁应用非燃材料制作,如钢板、夹丝玻璃、石棉防火布等,其安装方式有固定和活动两种。活动挡烟壁应由烟感探测器控制,或与排烟口联动,或受消防中心控制,但同时应都能就地手动控制(见图 10-9)。活动挡烟壁落下时,其下端距地面的高度应大于 1.8 m 。

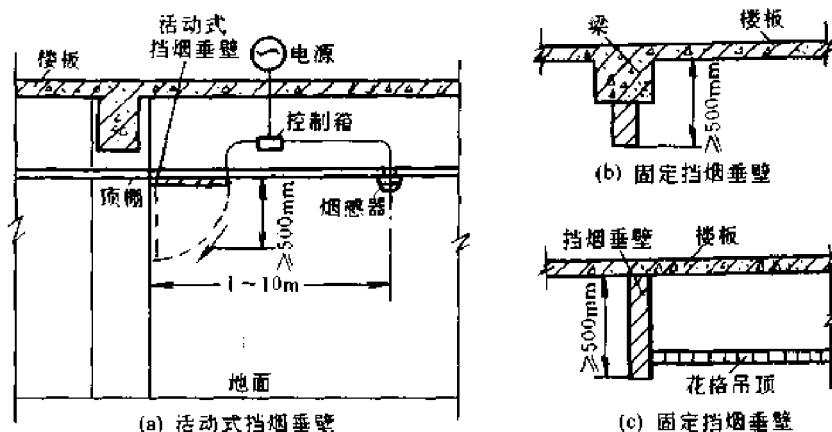


图 10-9 挡烟垂壁示例

每一防烟分区应分别设置排烟口。排烟口的布置与安装应遵循以下几点:

1. 尽可能设在防烟分区的中心部位,排烟口至该防烟分区最远点的水平距离不应超过 30 m 。
2. 排烟口必须设置在距顶棚 800 mm 以内的高度上。对于顶棚高度超过 3 m 的建筑物,排烟口可设在距地面 2.1 m 以上的高度。
3. 排烟口的尺寸,可根据烟气通过排烟口有效断面时的速度不大于 10 m/s 来计算。排烟速度愈高则排烟效率愈低。排烟口的最小面积一般不小于 0.04 m^2 。
4. 同一分区内设置数个排烟口时,要求做到所有排烟口能同时开启,排烟量则等于各排烟口排烟量的总和。
5. 排烟口的开启方式有手动、烟感联动和遥控三种。手动开启装置宜设在墙面上的醒目处,距地高 $0.8\sim 1.5\text{ m}$ 。烟感器的作用半径不应大于 10 m 。排烟口应有信号输出装置并与本系统排烟风机连锁, $280\text{ }^{\circ}\text{C}$ 高温时能自行关闭,以保护风机和防止火灾扩散。

(二) 排烟系统

排烟系统是指集中排烟时,通过排烟风道将排烟口和排烟风机连接成的一个整体。可分为竖式系统和水平系统两种。

竖式系统就是通过竖直排烟道将建筑物各层相同对应位置的排烟口串接,然后集中排出。此系统多用于高层民用建筑标准层段和防烟楼梯间及其前室、消防电梯前室和合用前室的排烟。

当建筑物平面面积较大、走道较长时,可在竖直方向布置几个排烟系统,如图 10-10 所示。此系统由于顺应烟气流动的自然趋势,水平风道较短,故排烟效果良好。

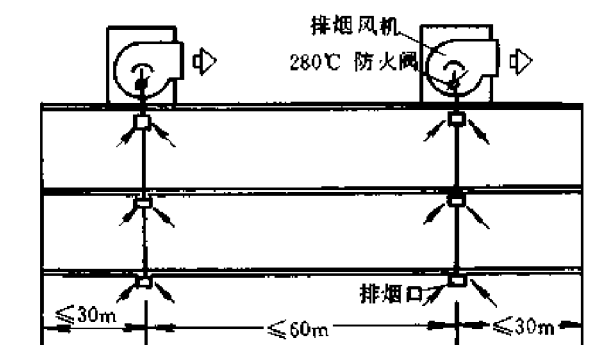


图 10-10 竖式布置的走道排烟系统

水平系统的组成同竖式系统,只不过排烟风道是水平布置。此系统多运用于高层民用建筑裙楼部分和地下室部分,如图 10-11 所示。它的特点是排烟口布置灵活,对建筑设计的要求不高,但排烟效果不如竖式系统。

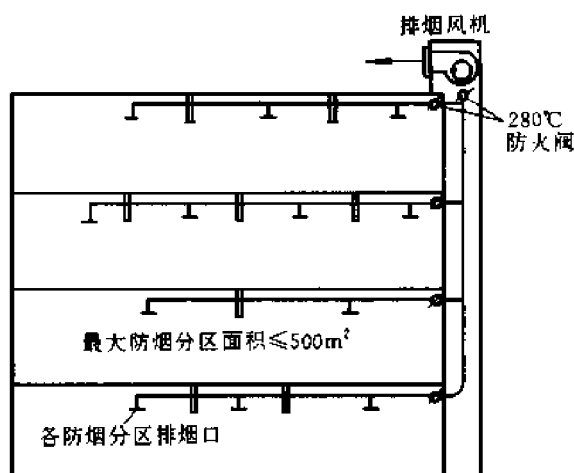


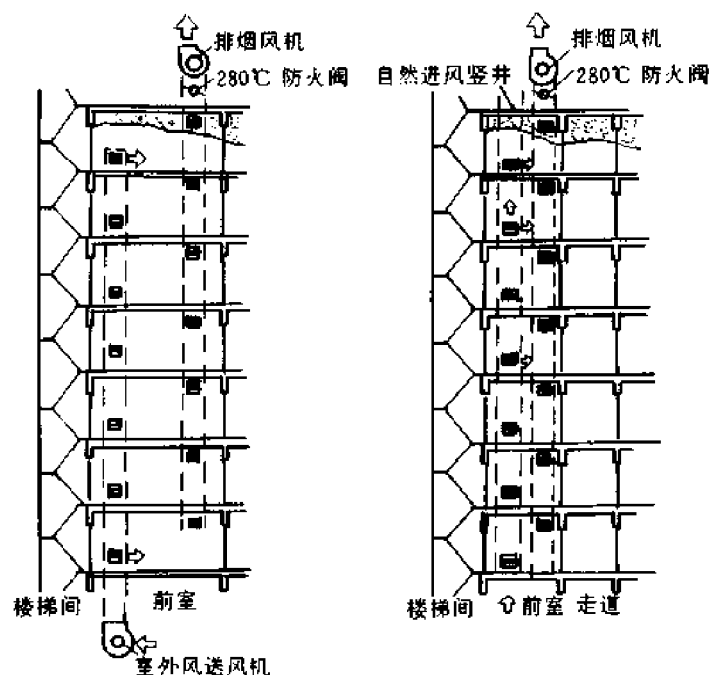
图 10-11 水平布置的房间排烟系统

排烟系统运行时风量的补充主要来源于两个方面:一是加压送风防烟系统的送风;二是着火区内的外窗渗透。如果防烟分区内既无加压送风系统,又无可开启外窗,则必须配以机械送风或自然进风通道,如图 10-12 所示。

(三) 排烟风量的计算及排烟风机的选用

关于排烟风量的计算,规范有如下规定:

1. 采用机械排烟的防烟楼梯前室、消防电梯前室和合用前室,其排烟量不宜小于 14 400 m^3/h (合用前室不宜小于 21 600 m^3/h)。
2. 走道或房间采用机械排烟时,排烟量的计算应符合下列要求:
 - (1) 担负一个防烟分区排烟时(包括不划防烟分区的单个大空间房间),应按该防烟分区面



(a) 前室机械排烟,机械送风 (b) 前室机械排烟,自然进风

图 10-12 前室及合用前室机械排烟图示

积每平方米不小于 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ 计算,风机的最小排烟量不应小于 $7200 \text{ m}^3/\text{h}$;

(2) 担负两个或两个以上防烟分区排烟时,应按最大防烟分区面积每平方米不小于 $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 计算,风机的最大排烟量不应大于 $60000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。图 10-13 中排烟系统各管段的风量计算见表 10-7。

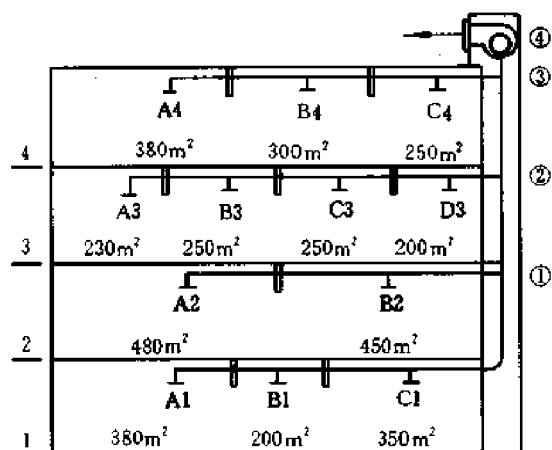


图 10-13 排烟风道各管段的风量

表 10-7 排烟风道各管段的风量计算

管 段	负 担 防 烟 区 段	通过风量 m^3/h	备 注
A1—B1	A1	$q_{V_{A1}} \times 60 = 22\ 800$	一层最大 $q_{V_{A1}} \times 120$
B1—C1	A1, B1	$q_{V_{A1}} \times 120 = 45\ 600$	
C1—①	A1 ~ C1	$q_{V_{A1}} \times 120 = 45\ 600$	
A2—B2	A2	$q_{V_{A2}} \times 60 = 28\ 800$	二层最大 $q_{V_{A2}} \times 120$
B2—①	A2, B2	$q_{V_{A2}} \times 120 = 57\ 600$	
①—②	A1 ~ C1, A2, B2	$q_{V_{A2}} \times 120 = 57\ 600$	一、二层最大 $q_{V_{A2}} \times 120$
A3—B3	A3	$q_{V_{A3}} \times 60 = 13\ 800$	三层最大 $q_{V_{A3}} \times 120$
B3—C3	A3, B3	$q_{V_{B3}} \times 120 = 30\ 000$	
C3—D3	A3 ~ C3	$q_{V_{B3}} \times 120 = 30\ 000$	
D3—②	A3 ~ D3	$q_{V_{B3}} \times 120 = 30\ 000$	一、二、三层最大 $q_{V_{A2}} \times 120$
②—③	A1 ~ C1, A2, B2, A3 ~ D3	$q_{V_{A2}} \times 120 = 57\ 600$	
A4—B4	A4	$q_{V_{A4}} \times 60 = 22\ 800$	四层最大 $q_{V_{A4}} \times 120$
B4—C4	A4, B4	$q_{V_{A4}} \times 120 = 45\ 600$	
C4—③	A4 ~ C4	$q_{V_{A4}} \times 120 = 45\ 600$	
③—④	A1 ~ C1, A2, B2, A3 ~ D3, A4 ~ C4	$q_{V_{A4}} \times 120 = 57\ 600$	全系统最大 $q_{V_{A4}} \times 120$

排烟风机应保证在 $280\ ^\circ\text{C}$ 时能连续工作 30 min, 可选用普通钢制离心式通风机, 或采用防火排烟专用风机。选择排烟风机时, 应考虑排烟风道不小于 20% 的漏风量。排烟系统管道阻力, 应按系统的最不利条件考虑, 即按离风机最远的两个排烟口同时开启时的工况计算。

(四) 中庭机械排烟系统

通过二层或多层楼且顶部是封闭的筒体空间称为中庭。中庭与相连的所有楼层是相通的, 一般设有采光窗。在中庭上部设置排烟风机, 把中庭作为着火楼层的一个大排烟道并使着火楼层保持负压, 就能有效地控制烟气和火灾, 其基本图示见图 10-14。

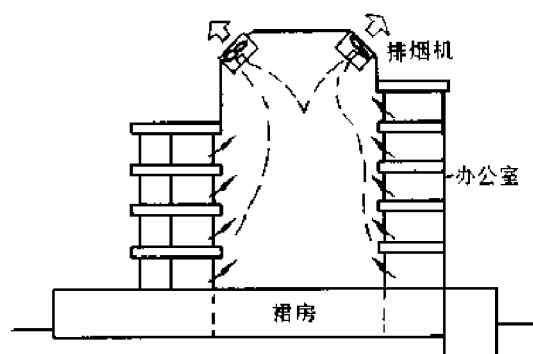


图 10-14 中庭排烟示意

1. 中庭机械排烟量。中庭机械排烟量按其容积的换气次数确定排烟量, 按表 10-8 选取。

表 10-8 中庭机械排烟量

室内中庭容积 m^3	排烟量标准(每小时的换气次数)
$\leq 17\,000$	61 次/h
$> 17\,000$	41 次/h(且不小于 $68\,000\text{ m}^3/\text{h}$)

2. 中庭机械排烟的气流组织。中庭机械排烟口应设在中庭的顶棚上或设在紧靠中庭顶棚的集烟区。排烟口的最低标高,应设在中庭最高部分门洞的上端。当中庭较低部位靠自然进风有困难时,可采用机械补风,补风量按不小于排风量的 50% 确定。当高度超过 6 层的中庭或第二层以上与居住场所相通时,宜从上层导入新鲜空气。

(五) 机械排烟系统设计注意事项

1. 排烟风机应在风机入口总管及排烟支管上安装 $280\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时能自动关闭的防火阀。

2. 机械排烟系统宜单独设置,有条件时可与平时的通风排气系统合用。

3. 机械防排烟系统的风管、风口、阀门及通风机等必须采用非燃材料制作,安装在吊顶内的排烟管道应以非燃材料作保温,并应与可燃物保持不小于 15 cm 的距离。排烟管道的钢板厚度不应小于 1.0 mm 。

4. 所有机械防排烟系统的允许最大风速按表 10-9 采用。

表 10-9 机械防排烟系统允许最大风速

风道风口类别	允许最大风速 m/s
金属风道	≤ 20
内表面光滑的混凝土风道	≤ 15
排烟口	≤ 10
送风口	≤ 7

第三节 空调设计常用防火、防排烟阀

一、防火、防排烟阀口的分类

根据性能和用途的不同,将常用的各种阀件、风口作如下分类,见表 10-10。

表 10-10 防火、防排烟阀口基本分类表

类 别	名 称	性 能 及 用 途
防火类	防火阀	$70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度熔断器自动关闭(防火),可输出联动讯号,用于通风空调系统风管内,防止火势沿风管蔓延
	防烟防火阀	靠烟感器控制动作,用电讯号通过电磁铁关闭(防烟),还可通过 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度熔断器自动关闭(防火)。用于通风空调系统风管内,防止烟火蔓延

续表

类别	名称	性能及用途
防烟类	加压送风口	靠烟感器控制,电讯号开启,也可手动(或远距离缆绳)开启,可设 280℃ 温度熔断器重新关闭装置,输出动作电讯号,联动送风机开启。用于加压送风系统的风口,起赶烟、防烟作用
排烟类	排烟阀	电讯号开启或手动开启,输出开启电讯号联动排烟机开启,用于排烟系统风管上
	排烟防火阀	电讯号开启,手动开启,280℃ 靠温度熔断器重新关闭,输出动作电讯号,用于排烟风机吸入口处管道上
	排烟口	电讯号开启,手动(或远距离缆绳)开启,输出电讯号联动排烟机,用于排烟房间的顶棚或墙壁上。可设 280℃ 时重新关闭装置
	排烟窗	靠烟感器控制动作,电讯号开启,还可缆绳手动开启,用于自然排烟处的外墙上

二、常用防火、防排烟阀口性能及规格

常用防火、防排烟阀口的性能及规格列于表 10-11 中。型号表示方法为国内诸多产品之一例,其型号字母含义是:第一组字母为产品名称汉语拼音缩写,P——排,Y——烟,F——防,H——火,S——送,K——口;第二组数字为产品的设计序号;第三组字母为产品操作装置功能汉语拼音缩写,Y——远距离缆绳操作,S——手动,D——电讯号 DC24V 动作,F——风量调节,W——温度熔断器动作。

表 10-11 防火、防排烟阀口性能及规格

序号	名称	型 号	功 能 特 点	规 格
1	防火调节阀	FH-02 SFW	70℃ 自动关闭,手动复位,0°~90°无级调节,可以输出关闭电讯号	矩形 $\geq 100 \times 100 \times 160$ 圆形 $\geq \phi 100 \times 140$
2	防烟防火阀	FYH-02 SDW	70℃ 自动关闭,电讯号 DC24V 关闭,手动关闭,手动复位,输出关闭电讯号	矩形 $\geq 250 \times 250 \times 320$ 圆形 $\geq \phi 250 \times 320$
		FYH-03 SDFW	70℃ 自动关闭,电讯号 DC24V 关闭,手动关闭,手动复位,0°~90°无级调节,输出关闭电讯号	
3	排烟阀	PY-02SD	电讯号 DC24V 开启,手动开启,手动复位,输出开启电讯号	矩形 $\geq 250 \times 250 \times 320$
		PY-02YSD	电讯号 DC24V 开启,远距离手动开启,远距离手动复位,输出开启电讯号	
4	排烟防火阀	PYFH-02SDW	电讯号 DC24V 开启,手动开启,280℃ 重新关闭,手动复位,输出动作电讯号	矩形 $\geq 320 \times 320 \times 320$
		PYFH-02YSDW	电讯号 DC24V 开启,远距离手动开启,280℃ 重新关闭,手动复位,输出动作电讯号	
5	板式排烟口	PYK-02YSD	电讯号 DC24V 开启,远距离手动开启,远距离手动复位,输出开启电讯号	矩形 $\geq 320 \times 320$

续表

序号	名称	型 号	功 能 特 点	规 格
6	多叶排烟口 多叶送风口	PSK - 02SD	电讯号 DC24V 开启, 手动开启, 手动复位, 输出开启电讯号	矩形 $\geq 500 \times 500$
		PSK - 02SDW	电讯号 DC24V 开启, 手动开启, 280 ℃ 重新关闭, 输出动作电讯号	
		PSK - 02YSDW	电讯号 DC24V 开启, 远距离手动开启, 280 ℃ 重新关闭, 手动复位, 输出动作电讯号	

第十一章 中央空调系统的测定与调整

施工后的空调系统能否达到设计要求,是每个空调专业技术人员所关心的问题。通过测定与调整,就可以发现系统设计、施工和设备性能等方面存在的问题,从而采取相应的措施保证系统达到要求;另一方面,对于已经投入运行使用的空调系统,当出现问题时,也需要通过测定与调整查找原因,进行改进。因此,对空调系统的测定与调整是检查系统是否达到预期效果的重要途径。这项工作可以由设计、施工和使用单位联合进行,一旦发现问题可以协商解决。

空调系统的测定与调整应遵照《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82)规定的原则进行。

本章就这一环节所常用的测试仪器仪表、实用性较强的测试方法和问题的分析解决办法作一基本叙述。

第一节 空调测试常用仪器仪表

一、温度的测量

温度是表征物体冷热程度的一个状态参数。空气温度的测量大多采用玻璃管液体温度计。

玻璃管液体温度计简称液体温度计,如图 11-1 所示。它由温包、毛细管、膨胀泡及标尺组成。当温包置于被测介质时,温包中的液体(水银或酒精)受热膨胀或受冷收缩产生体积变化,致使与温包相通的毛细管中液位发生变化。通过由温度值标定的标尺上所示的液面位置,可确定该介质的温度值。当温度略超出测量范围的上限值时,液体进入膨胀泡,这样可避免温包破裂而损坏温度计。

液体温度计在构造上有棒式和内标式两种。前者的标尺直接刻在玻璃棒上(图 11-1a),后者的乳白色玻璃板标尺是嵌装在玻璃套(图 11-1b)或金属套管中的。液体温度计的测量范围,水银温度计一般为 $-30 \sim +600\text{ }^{\circ}\text{C}$,酒精温度计则为 $-100 \sim +75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。分度值有 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 数种。在空调工程中,一般选用 $0 \sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及 $0 \sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的水银温度计。

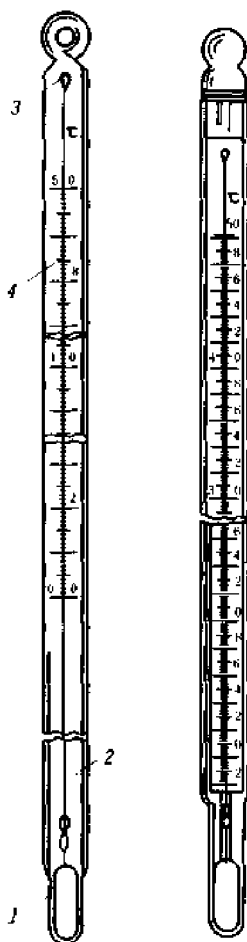
二、相对湿度的测量

空气相对湿度这一参数,在空调工程中与空气温度一样具有重要意义。测量相对湿度的仪器经常采用以下几种:

(一) 固定式干湿球温度计

普通的固定式干湿球温度计是将两支相同的水银温度计固定在一块平板上,其中一支的温包上缠有一直保持润湿状态的纱布,作为湿球温度计,另一支不包纱布的作为干球温度计(见图 11-2)。一般将固定式干湿球温度计悬挂在某一固定位置上进行测量。

对于这种置于“静止”空气中的仪器,由于通过湿球温包处的风速通常很小(小于 0.5 m/s),因此不能根据干球和湿球温度直接从焓湿图查取空气的湿度,而必须使用专门制作的相对湿度查算表。图 11-2 的仪器系将表格附在板面上供使用。



(a) 棒式 (b) 内标式

图 11-1 液体温度计

1. 温包; 2. 毛细管; 3. 膨胀泡; 4. 标尺

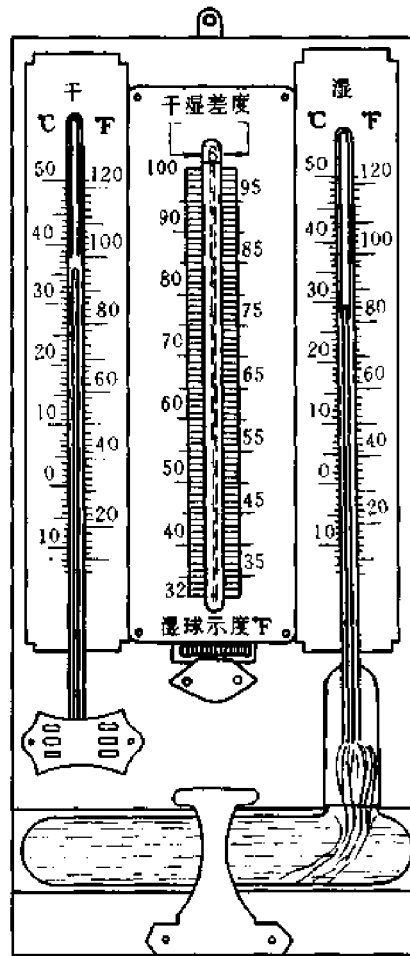


图 11-2 普通固定式干湿球温度计

对于这种干湿球温度计,只有湿球表面具有良好的蒸发才能得出正确的湿球温度示值。为此必须使湿球纱布紧贴温度计温包并保持湿润和清洁。纱布与水杯间的距离不少于 20~30 mm,以使杯的上沿不影响空气流动。同时,杯上应置一使纱布能浸入水杯的带孔盖板。

(二) 通风式干湿球温度计

通风式干湿球温度计(图 11-3)与普通固定式干湿球温度计的主要差别是仪器中装有机或电机驱动的风扇,通过导管使干湿球温度计温包处保持 ≥ 2.5 m/s 的空气流速。而且,两支温度计分别装在两个防热辐射的金属防护套管中,由此提高了测量准确度。对通风式干湿球温度计,可根据干湿球温度值,用焓湿图或计算表查出空气的相对湿度值。

使用这种仪器时,也应保持湿球纱布清洁。在润湿纱布时水量不要加得太多。特别对用机械驱动的风扇,由于其转速的不均匀性(启动及终止时的转速慢),如达到湿球温度所需的稳定时

间过长,则有可能使通过温包的风速低于 2.5 m/s,从而造成测量误差。更应防止对湿球加水时不慎将水滴通过风道沾在干球上而造成难以估计的错误。因此润湿纱布时应避免将仪器倾斜至不适当的角度(绝不可将仪器倒置)。

(三) 毛发湿度计

经脱脂处理的毛发长度会随着空气湿度的变化而变化,利用这一特性将毛发作为感湿元件制成的相对湿度计称为毛发湿度计。

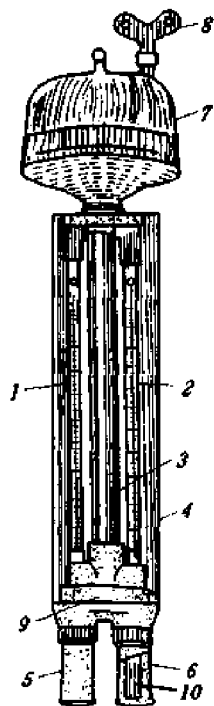


图 11-3 通风式干湿球温度计

1、2. 水银温度计;3. 金属总管 4. 护板;5、6. 外护管;
7. 风扇外壳;8. 钥匙;9. 塑料箍;10. 内管

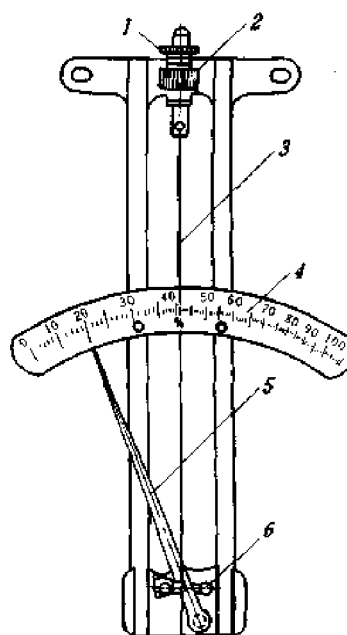


图 11-4 指针式毛发湿度计

1. 紧固螺母;2. 调整螺母;3. 毛发;
4. 刻度尺;5. 指针;6. 重锤

图 11-4 是指针式毛发湿度计,一根(或一束)脱脂毛发的一端固定在金属架上与调节机构相连的杆上,另一端与杠杆相连。毛发因空气相对湿度不同,其长度发生变化而牵动杠杆,并使指针沿弧形刻度盘移动,直接指示出空气的相对湿度值。在用插入法估计读数时应注意仪器刻度的非等距性。

使用毛发湿度计时,要注意保持毛发的清洁,不可人为地拉伸毛发。移动仪器时应使毛发处于放松状态。

三、压力的测量

这里的压力是指空气压力。测量压力的仪器有以下几种:

(一) 液柱压力计

如图 11-5 所示,在 U 形玻璃管内放入工作液体(多数为颜色水),管间放置标尺,即构成简单、通用性又强的液柱压力计。它以流体静力学原理为基础进行正负压力或压差测量。

设工作液体密度为 ρ (kg/m³),两侧液面高度差为 h (m),则压差(单位为 Pa)为

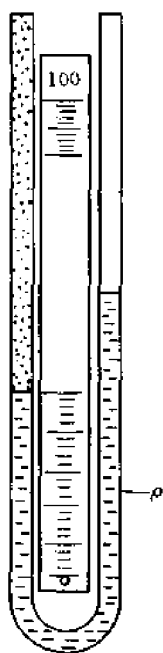


图 11-5 液柱压力计

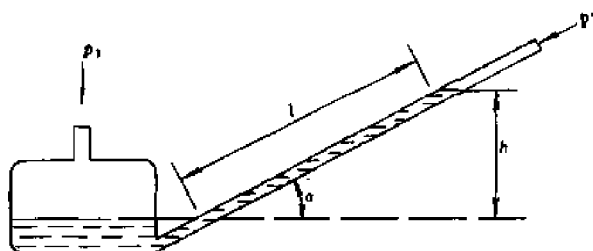


图 11-6 倾斜式微压计

$$p_1 - p_2 = \rho h g \quad (11-1)$$

(二) 倾斜式微压计

由于空调系统压力不高,特别是在测定系统流速、流量时,被测的动压值更小。为了提高测量灵敏度和精确度,将 U 形管液柱压力计的一边变成大液面,一边变成可根据需要如图 11-6 所示倾斜放置的液柱,就成了倾斜式微压计。这时在相同的液柱高度 h 下,斜管中的液位刻度 l 变化将增大。

使用倾斜式微压计测压力或压差,结果不能直接由读数 l 得到,而要沿用 $p_1 - p_2 = kl$ 计算求得(其中 k 为微压计常数)。一般国产仪器在工作液使用 $\rho = 0.81 \text{ g/cm}^3$ 的酒精时,变换倾斜角 α ,使 k 为 0.2、0.3、0.4、0.6 和 0.8。

微压计在使用中应确保杯与玻璃管的连接管中不存在气泡和畅通。

四、风速的测量

空气流动速度是空调工程中经常需要测试的基本参数之一。通过它可以了解流体运动的一些规律,经过计算还可得出流体的体积流量、质量流量等实测数据。风速测量仪根据工作原理不同有以下三种:

(一) 叶轮式风速仪

叶轮式风速仪的转轮叶片由几片扭成一定角度的轻质薄片组成。使用时使转轴与气流保持平行,叶轮在气流吹过时以一定转速转动,通过叶轮转动的速度来反映气流速度。

图 11-7 是自记式叶轮风速仪。还有一种电子式叶轮风速仪,它将叶轮转动的速度转换成电子讯号输出,在仪表盘上通过液晶直接显示出气流速度。电子式叶轮风速仪的精度比自记式要高出许多。

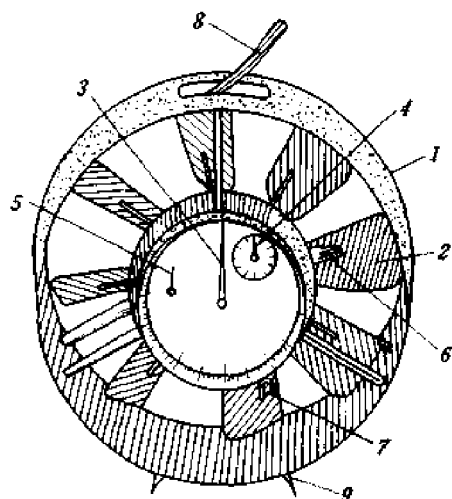


图 11-7 自记式叶轮风速仪

1. 圆形框架(外壳); 2. 叶轮; 3. 长指针; 4. 短指针;
5. 记时红针; 6. 回零压杆; 7. 启动压杆; 8. 提环; 9. 座架

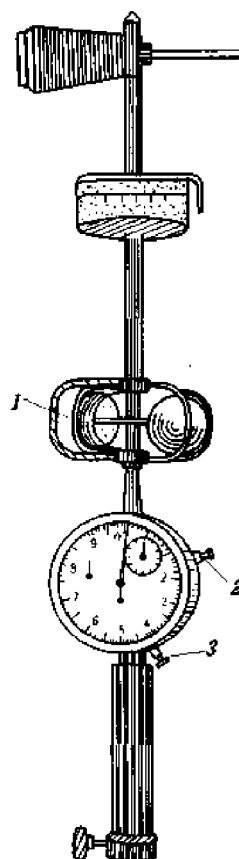


图 11-8 三杯(转杯式)风速风向仪

1. 风杯; 2. 回零压杆; 3. 启动压杆

(二) 三杯风速仪

三杯风速仪的构造如图 11-8 所示。转轴上的装有三个半球形杯(杯面与轴平行)组成转轮,转轴与表盘平行。这种风速仪在使用时,转轮的旋转平面应平行于气流。它的测速范围为 $1 \sim 40 \text{ m/s}$ 。有的仪表还带有风标,用以指示风向。

(三) 热球风速仪

热球风速仪的基本工作原理如图 11-9 所示。从图中可看出仪器由两个独立回路组成:其一是以测头(由玻璃球、电热线圈与热电偶共同组成)中电热线圈为主体的加热电路;另一是以测头中热电偶为主体的测温电路。在恒定的加热条件下,流体通过测头,使玻璃球在流体中散热。

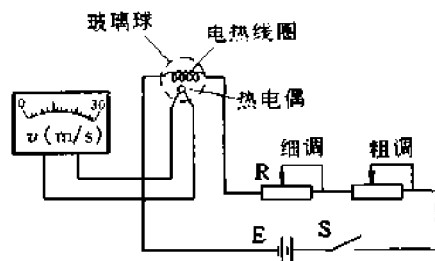


图 11-9 热球式热电风速仪原理图

随着流速变化,玻璃球的温度也变化,测温电路中的二次仪表从玻璃球温度间接地反映出相应的气流速度值。除此以外,仪器还应有风温补偿电路,以消除风温对测头的影响。这类仪表热惰性小、反应快,测速范围为 $0.05 \sim 30 \text{ m/s}$,对低速测量尤为优越。但是这种测头结构娇嫩、易损。测头一旦受污,还将影响它的散热性能,从而使标示的风速值发生变化。

使用时必须注意测头放置的方向性。

(四) 皮托管加微压计

利用微压计测出皮托管在流体中感受到的动压,通过计算得出测点的流速,是流体力学中测速的经典方法,在管内流速和流量测定中应用得极为广泛。

皮托管的构造如图 11-10 所示。它由外管、内管、端部、水平测压段(测头)、引出接头、定向杆等部分组成。

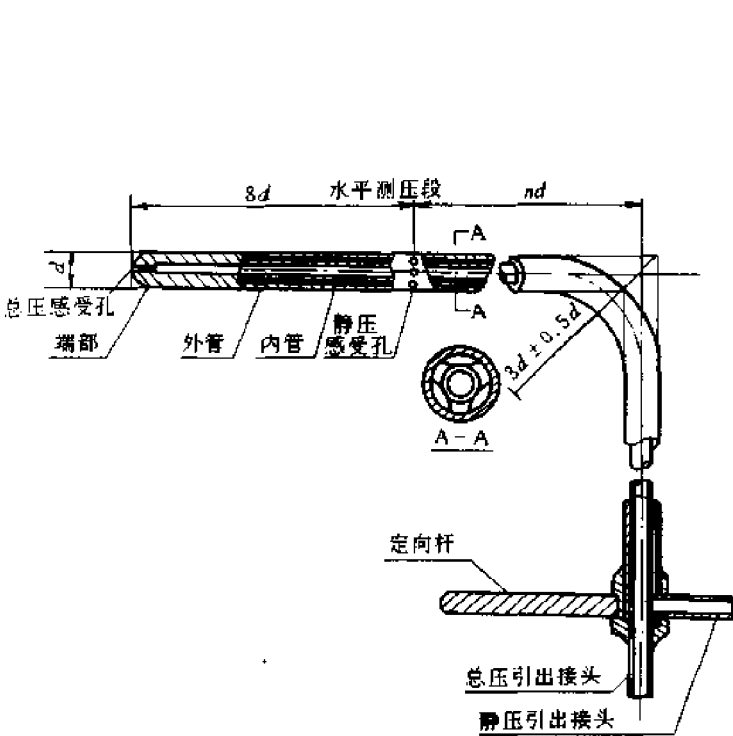


图 11-10 标准皮托管构造

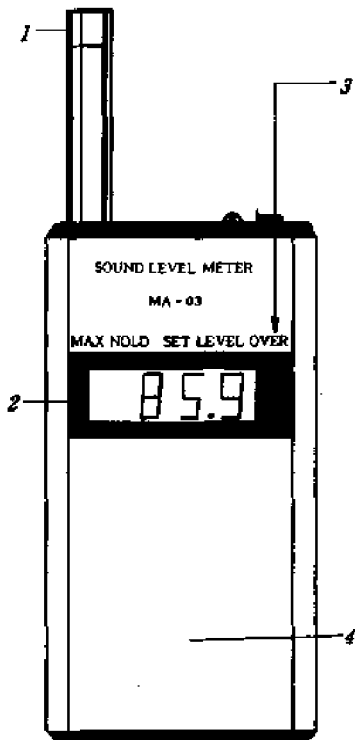


图 11-11 数字声级计
1. 传声器;2. 显示器;3. 声级过载指示;4. 机身

五、噪声的测量

测量噪声大多使用数字声级计。它由液晶显示器直接显示测点的噪声声级 $\text{dB}(L_A)$,具有现场声学测量的全部功能。图 11-11 为数字声级计的简单示意图。数字声级计根据测量的声级范围和精密度不同,可以有不同的型号,但都具有体积小、重量轻、结构简单、操作方便的优点,不但能显示瞬间的噪声值,而且可记忆并显示测量期间的最大噪声声级。

测量噪声前要注意对声级计进行校正。校正的办法和要求,参见具体型号的使用说明书。

第二节 风量和水量的测定与调整

一、风量测定

风量测定可以在风管内进行,也可以在送风口处进行。

(一) 在风管内测定风量

在风管内测定空调系统风量,一般宜采用皮托管加倾斜式微压计,接管方式如图 11-12 所示。此时需测得的是管内气流动压值 p_d (Pa)。由式(11-2)可得到测点处的流速 v (单位为 m/s)

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho} \xi p_d} \quad (11-2)$$

式中 ρ ——风管内空气的密度, kg/m^3 ;

ξ ——测定用皮托管的校准系数。

使测点在整个风管断面上均匀分布,再将各测点所测得的流速算术平均,可得到断面平均流速 $\bar{v}$ (m/s),再由式(11-3)即可得到所测断面的风管内流量 q_v (m^3/s)

$$q_v = A \bar{v} \quad (11-3)$$

式中 A ——风管测定断面面积, m^2 。

测定断面原则上应选择气流均匀稳定的直管段上,并尽可能远离产生涡流(如局部构件)的地方。测定断面测点的布置见图 11-13 和表 11-1。

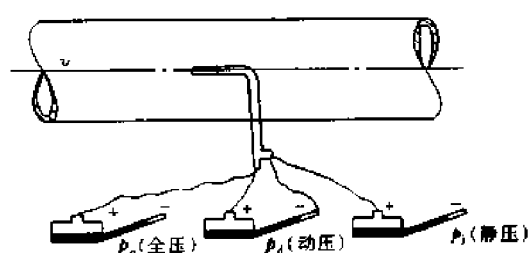


图 11-12 皮托管与微压计的连接

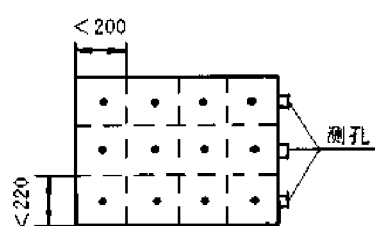


图 11-13 矩形风管测点位置

表 11-1 圆形风管测定断面内各圆环的测点与管壁的距离

测点号	直径 mm	200 以下	200~400	400~700	700 以上
	圆环数	3	4	5	6
1		0.1R	0.1R	0.05R	0.05R
2		0.3R	0.2R	0.2R	0.15R
3		0.6R	0.4R	0.3R	0.25R
4		1.4R	0.7R	0.5R	0.35R
5		1.7R	1.3R	0.7R	0.5R
6		1.9R	1.6R	1.3R	0.7R
7			1.8R	1.5R	1.3R

续表

测 点 号	直 径 mm	200 以下	200~400	400~700	700 以上
	圆 环 数	3	4	5	6
8			1.9R	1.7R	1.5R
9				1.8R	1.65R
10				1.95R	1.75R
11					1.85R
12					1.95R

注: R 为圆形风管的外半径

(二) 在送风口处测定风量

在送风口处测定风量,简单易行,且不影响到风管系统,但测定结果不如在风管内测定精确。

送风口的风量 q_v (m^3/s)按下式计算:

$$q_v = C\bar{v} \frac{(A_1 + A_2)}{2} \quad (11-4)$$

式中 $\bar{v}$ ——风口断面的平均速度 m/s ;

A_1 ——风口的轮廓面积, m^2 ;

A_2 ——风口的有效面积, m^2 ;

C ——修正系数,送风口一般取 $C = 0.96 \sim 1.00$ 。

在风口断面均匀布置多个测点,用叶轮式风速仪或热球风速仪测得各测点风速,再算术平均,即可得风口断面平均速度 $\bar{v}$ 。由于送风口送风为射流,用叶轮式风速仪测定比用热球风速仪测定好。

二、风量的调整

当测定的风量与设计值有偏差时,就应该对风量进行调整。当偏差不大时,可通过改变百叶风口的叶片角度来调整;当偏差较大时,则必须通过调节系统中的风阀来实现。

(一) 风量调整的基本原理

由流体力学知,风管的阻力 H 与风量 q_v 的平方成正比。即

$$H = Kq_v^2 \quad (11-5)$$

式中 K 为风管的阻力特性系数,它与风管的局部阻力和沿程阻力有关;但对同一风管,如只改变风量,其他条件不变,可以认为 K 值不变。

并联的支风管的阻力损失是相等的。若 I、II 两条支风管并联,由式(11-5)有 $K_1 q_{v1}^2 = K_2 q_{v2}^2$, 则

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \quad (11-6)$$

可见,通过调节三通阀或支管上的风阀,改变支管的阻力特性系数 K_1 和 K_2 ,就可调整两支管的风量比,使之等于设计要求的风量比。调整后,固定风阀阀片的位置,使 K_1 、 K_2 保持不变,则

不管总风量如何变化,支风管中的风量都将按固定的比例 $\sqrt{\frac{K_2}{K_1}}$ 进行分配。或者说,调整后,只要再将总风量调整到设计值,则每一支管中的风量就都可达到设计值。

据此,在做风量调整时,可不管总量是否符合设计要求,都应先调整好各风口的实际风量,使它们的比值与设计风量的比值尽量接近相等。然后再将总风量调整到设计值就可。

(二) 基准风口调整法

大型集中式空调系统的风口数量较多,采用基准风口调整法较为方便。下面以图 11-14 的送风系统为例进行说明。

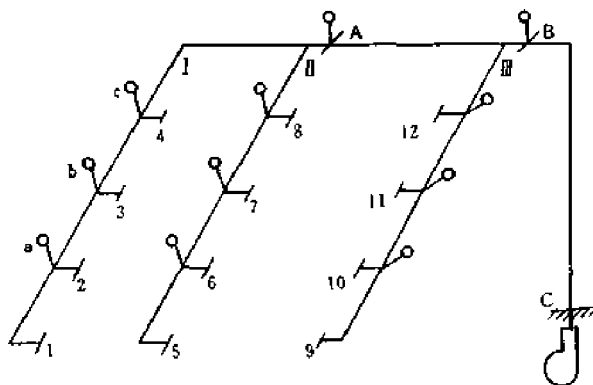


图 11-14 某送风系统示意

1. 将系统中各三通阀的阀片处于中间位置,其他阀全开,启动风机。

2. 将全部风口的风量初测一遍,计算出各风口的实际风量 q_{v_i} 与设计风量 q_{v_s} 的比值,列成表格进行比较。以每一支干管中比值 $\frac{q_{v_i}}{q_{v_s}}$ 最小的风口作为基准风口。

3. 从离风机最远的支干管(图 11-14 中的支干管 I)开始调整。现假定支干管 I 中 3 号风口的 $\frac{q_{v_3}}{q_{v_s}}$ 最小,则该支干管应选 3 号风口为基准风口。由该支干管最末端的 1 号风口起逐步向前调节。使用两个叶轮风速仪,同时测 3 号和 1 号风口的风量,调整三通阀 a,使 $q_{v_3}/q_{v_s} = q'_{v_3}/q'_{v_s}$;再同时测 3 号和 2 号风口的风量,a 阀不动,调整三通阀 b,使 $q_{v_3}/q_{v_s} = q''_{v_3}/q''_{v_s}$;最后同时测 3 号和 4 号风口的风量,a、b 两阀都不动,调整三通阀 c,使 $q_{v_3}/q_{v_s} = q'''_{v_3}/q'''_{v_s}$ 。由于调整过程中,先调好的阀片位置不再变动,则由最尾风口起各支风管调整后的 K 值也保持不变。所以调整完后,无论前面风管的风量如何变化,1~4 号风口的风量都将等比例地分配,即最后必有 $q'''_{v_3}/q'''_{v_s} = q_{v_3}/q_{v_s} = q'_{v_3}/q'_{v_s} = q''_{v_3}/q''_{v_s}$ 。至此,无论支干管总风量是多少,此支干管中各风口的风量都将按设计的比例分配,即已调整到平衡。但此时各风口的风量还不一定等于设计风量。

4. 类似地依次调整支干管 II 和 III 各风口的风量比,分别调整到平衡。

5. 分别以三条支干管中最相邻近的 4、8、12 号三个风口为 I、II、III 三支干管的代表风口,

依次调节三通阀 A 和 B, 先后令 $q_{v_{c4}}/q_{v_{c4}} = q_{v_{c4}}/q_{v_{c4}}$ 和 $q'_{v_{c4}}/q'_{v_{c4}} = q_{v_{c12}}/q_{v_{c12}}$, 则三支干管中的风量也按 $q'_{v_{c4}}/q'_{v_{c4}} = q_{v_{c12}}/q_{v_{c12}} = q_{v_{c4}}/q_{v_{c4}}$ 等比例分配, 即支干管风量也按设计比例分配, 已调整到平衡。

6. 调节总干风管的风量阀 C, 使总风量达到设计风量, 则各风口的风量就都将达到设计风量。

7. 最后再复测一遍各风口的风量, 检查调整是否有误。若无误则在风阀手柄上用油漆涂上标记, 将风阀固定。

工程上还经常采用一种实用的办法, 即“观察法”。对形状、规格、风量都相同的侧送风口, 可将同样大小的纸长条贴在各风口的相同位置上, 观察送风时纸条是否扬起相等的角度, 并以此判断各风口风量是否均匀。若明显不均匀, 可调整各风口风阀, 使之基本均匀, 再用仪器检测风量值, 可加快调整进度和减小调整工作量。

三、水量的测定与调整

空调循环水在管内流动时要准确地测定其流量比较困难, 但由于水路各空调末端都设有温控自动调节阀门, 运行中的循环水路系统总能处于一种动平衡状态, 所以从测定与调整的角度看, 末端初水量并不重要, 只要系统配备有合适的循环水泵, 就能够保证在动平衡状态下各末端的水量终能达到设计要求。这样, 水量测定与调整的主要工作, 就是依据水路压力表读数和设备标定水量来检验水泵是否满足设计要求。

检验步骤如下: 首先确定最不利循环水路, 然后随机关断非最不利水路上占系统总容量 15%~20% 的空调末端水阀, 其余的水阀均全部打开, 将冷水机组处于停机状态。启动冷水循环水泵, 待运行稳定后, 观测冷水机组进出水压, 通过调节冷水机组出水段阀门, 使压差等于其标定的水阻(水压降); 再用同样的方法调节进出水管均装有压力表的风柜、新风机组等。完毕, 观测水泵进出水压力值和检测其工作电流。如果水泵压头远大于设计计算值而工作电流正常, 则说明水泵选型过大; 如果前述步骤根本调不到位或勉强调整到位时, 水泵的工作电流过大, 则说明水泵选型偏小。出现以上两种情况都应及时更换水泵。更换水泵后系统要重新进行测定与调整。

第三节 空调系统综合效果测定

空调系统综合效果测定, 目的是检查室内空气温度、相对湿度、气流速度、洁净度及噪声等是否满足工艺和设计要求。测定室内这些参数应在系统风量、水量及空气处理设备均已调整完毕, 送风状态参数已符合设计要求, 室内热湿负荷及室外气象条件接近设计工况的条件下进行。测定还应在工作区内进行, 一般空调房间应选择人员经常活动的范围或工作面为工作区。

一、室内温度和相对湿度的测定

如要全面精确地测定, 则应在工作区内各标高平面上, 分出大小相等的若干小面积, 以小面积的中心为测点, 在系统运行基本稳定后进行测定, 每 0.5 h 或 1 h 进行一次, 连续测量 12~24 h。这样可以确定整个工作区不同平面内区域温差值和相对湿度差值。

当不需要或无条件全面测定时,可以在回风口处测定,一般认为回风口处的空气状态基本上代表工作区的空气状态。

二、室内气流组织的测定

气流组织的测定内容包括室内气流流型和速度分布的测定,基本步骤如下:

(一) 气流组织测点布置

根据房间尺寸(长、宽、高)及送风方式,按照一定比例画出横断面(平面)及纵断面(剖面)图。在图中注明房间尺寸、送回风口位置标高、门窗及工艺设备位置等,并在图上布置测点。这种测点布置图可作为气流组织测定的记录图。

纵断面(剖面)在送风射流轴线上布置测点。测点间距一般为0.5 m左右,在靠近顶棚、墙面和射流轴线处可为0.25 m左右,以增加测点数目。

横断面(平面)在2 m以下范围内选择若干水平面,按等面积法(通常为1 m²)均布测点进行测定。

(二) 气流流型测定

在热球风速仪测头上捆上一股细的合成纤维丝(直径10 μm左右),置于各断面的测点位置上。在各断面上从上至下逐点进行测量(最好各测点测2次,取平均值)。记录气流速度值,并且仔细观察纤维丝飘动的方向,既可确定各测点流速及流速方向,记录在图上,又可描绘出气流流型图,还可进一步绘制射流速度衰减曲线。

通过以上的测定、观察、分析,就可以对室内气流组织作出评价。

三、室内正压的测定

室内正压可用微压计来测定,或者在需测正压的房间将合成纤维细丝或燃着的香等置于稍微开启的门缝处,如果纤维细丝或烟雾等飘向室外,则说明该房间内呈正压状态,反之为负压。

四、空调房间噪声的测定

室内噪声级应在工作区内用数字声级计测定。一般以房间中心距地面1.2 m处为测点,较大面积的民用空调的测点应按设计要求确定。噪声测定一般以声级计(A)挡值为准。

测量开始前要对数字声级计进行校正。测定时要注意现场的反射声的影响。在传声器或声源附近有较大反射物时,反射声会使测量产生误差。

第四节 测定调整中发现问题的分析和解决办法

在对空调系统进行测定与调整中,必然会发现系统所存在的问题,对系统存在的问题应根据情况作详细的分析,并采取相应的改进措施。

下面将一般集中式空调系统在测定与调整中可能出现的问题、产生的原因及解决方法列于表11-2中。测定调整中所发现的问题,其产生的原因是多方面的,表11-2只是作了一些常规分析,仅供参考。

表 11-2 集中式空调系统测定调整中发现问题、产生的原因及解决的方法

序号	可能出现的问题	原 因	解 决 方 法
1	实测风量过多地大于设计风量	系统的实际阻力小于设计计算阻力,风机在比设计风压低工况下运行,风量增加 设计时风机选得不合适,风量或风压偏大,使得实际风量偏大	根据风机特性,改变风机转速;对风机节流调节,调阀门角度,增加阻力更换风机
2	实测风量过多地小于设计风量	系统的实际阻力大于设计计算阻力,风机在此条件下运行,使风量减小 风机质量不好,安装及运行不善;送风系统漏风 滤网堵塞严重	改善风管系统特性,改进部分局部构件,加大部分管段断面尺寸;调紧传动带,提高风机转速;更换风机; 堵严法兰、测孔等处的漏缝;拆洗滤网
3	送风状态参数与设计工况不符	设计选择热工计算有差错,设备不符合要求 空气处理设备质量不好和安装不良 冷热媒参数与流量不符合设计要求 风机和管道温升超过设计值,影响送风温度 系统负压段有漏风现象	空气处理设备容量过大可调节冷热媒参数及流量,过小则应更换或增加设备 检查冷热源的能力是否满足要求,水泵的流量和扬程是否有问题 检查冷热媒管道的保温措施及管道系统是否堵塞 降低系统阻力,改进风道保温质量;避免系统的漏风
4	室内空气状态不符合设计要求	实际的余热、余湿值与计算值有出入 送风状态参数不满足设计要求	充分利用现有的设备的处理“潜力”,消除热湿的影响 采取措施减少墙体和窗玻璃对室内的传热 参见序号 3。
5	气流速度过大	风口出风速度过大 送风量过大 气流组织不合理	改大送风口面积 减少送风量 改变风口型式或调节风口百叶角度
6	噪声超过允许值	风机噪声的传入 风道内风速过大 局部构件不合理引起噪声 消声器选择不合理或质量差	做好风机平衡,改善风机减震措施,降低风机转速 减小风道内流速 改进局部构件 更换消声器

第十二章 中央空调工程设计方法综述

一项空调工程成功与否,牵涉到多方面的因素,正确的设计与计算是最重要、最关键的一环。因此,空调设计是一项严肃认真的工作。对于设计者而言,除要求具有一定的理论基础外,还须对空调工程设计前的准备、空调工程设计的内容及步骤和有关设计文件有较详尽的了解。

第一节 空调工程设计前的准备

一、熟悉国家标准和有关规范

关于中央空调工程设计,现有的国家标准和规范有:

1. 《采暖通风与空气调节设计规范》(GBJ19—87);
2. 《高层民用建筑设计防火规范》(GB500—45—95);
3. 《采暖通风与空气调节制图标准》(GBJ114—88);
4. 《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—82);
5. 《人民防空工程设计防火规范》(GBJ98—87);
6. 《建筑设计防火规范》(GBJ16—87)。

除了国家颁布的标准和规范外,还有一些地方性的法规 and 规定。

一切设计方法和内容均应遵循上述国家标准和规范的规定。即便在不能套用标准和规范的特殊情况下,也应尽量与之接近。

二、熟悉工程情况和土建资料

1. 弄清该建筑物的性质、规模和功能划分。这是恰当选择空调系统和分区的依据,也是选择空调设备类型的依据之一。

2. 弄清该建筑物在总图中的位置、四邻建筑物及其周围管线敷设情况,以作为计算负荷时考虑风力、日照等因素及决定冷却塔安装位置、管道外网设置方式的参考。

3. 弄清建筑物内的人员数量、使用时间等,以作为计算负荷及划分系统的依据。

4. 知晓建筑物层数、层高及建筑物的总高度,看其是否属于高层建筑。按现行的规范规定:十层及十层以上的住宅、建筑高度超过 24 m 的其他民用建筑,应遵守高层民用建筑设计防火规范的条款。

5. 明确各类功能房间、走廊、厅堂的空调面积,各朝向的外墙、外窗及屋面面积;明确外墙、屋面的材质结构,外窗框与玻璃的种类和热工性能;了解掌握室内照度和电动机、电子设备及其他发热设备的发热量,为计算负荷作准备。

6. 明确各层空间的实际尺寸、梁的布置和高度及吊顶高度要求,以及剪力墙的位置,为规划

设备和管道布置作准备。

7. 明确防火分区的划分、防烟分区的划分及防火墙的位置,以及火灾疏散路线,便于设计防烟排烟系统及决定防火阀的安装位置。

8. 明确其他工种如配电、室内给排水、消防、装修等的要求及初步设计方案,便于与其他工种协调,减少今后施工中的矛盾。

9. 对建筑物周围环境也应有所了解:

(1) 是开敞的还是被楼群包围的。周围环境的背景噪声水平。被楼群包围时计算负荷要考虑阴影区。

(2) 有无水面、沙地、停车场及比该建筑低的建筑物屋顶。这些都能反射太阳辐射热给高层建筑,增加太阳辐射热量。

(3) 周围有无工厂、锅炉房、厨房,这可能对设计室外进风口有一定影响。

10. 了解可能提供的中央机房、空调机房位置、冷却塔位置和设备层的安排,了解电源供给情况和热力点等。

11. 了解甲方(业主)对空调的具体要求,考虑其合理性并提出修改参考意见。

三、准备一些必备的参考书籍和技术手册

参见本书所附《主要参考书目》。

第二节 空调工程设计内容与设计步骤

在作好设计前的准备之后,就可开始空调设计工作了。

空调工程设计的内容与步骤大致是:

一、选择空调系统并合理分区

这是空调工程设计整体规划关键的一步,详见本书第三章。

空调系统的选择和分区,应根据建筑物的性质、规模、结构特点、内部功能划分、空调负荷特性、设计参数要求、同期使用情况、设备管道选择布置安装和调节控制的难易等因素综合考虑,经过技术经济比较后来确定。在满足使用要求的前提下,尽量做到一次投资省、系统运行经济并减少能耗。

特别应注意避免把负荷特性(指热湿负荷大小及变化情况等)不同的空调房间划分为同一系统,否则会导致能耗的增加和系统调节的困难,甚至不能满足要求。

负荷特性一致的空调房间,规模过大时宜划分为若干个子系统,分区设置空调系统,这样将会减少设备选择和管道布置安装及调节控制等方面的困难。

二、明确建筑物所在地室外空气计算参数和建筑物中各类不同使用功能的空调房间的室内空气设计参数要求

详见本书第二章。这是空调负荷计算、管路系统设计计算、设备选择的依据。

三、计算空调负荷

空调负荷是设备选择计算的主要依据。

严格地说,空调负荷应按 1982 年我国城乡建设环境保护部主持评议通过的冷负荷系数法或谐波反应法进行计算。在只需作粗略估算时,可按选择夏季空调设备用的冷负荷指标(属经验数据)进行概算,详见本书第二章第二节。

四、确定空气处理方案和选择空气处理设备

要使空调房间达到和保持设计要求的温度和湿度,必须将新风、回风或新风、回风按一定比例混合得到的混合空气,经过某几种空气处理过程,达到一定的送风状态才能得以实现。

某几种空气处理过程的组合(包括处理设备及连接顺序)就是空气处理方案。在湿空气的 $h-d$ (即 $i-d$) 图上,将代表各个分过程的过程线按先后顺序连接起来,就构成了空气处理方案图。这种图可用于查取设计计算和选择设备所需的各种空气状态参数。

空气处理方案的确定与处理设备的选择计算详见本书第四章。

五、空调水系统设计

夏季空调水系统包括供空调末端装置换热盘管作冷媒用的、在冷水机组蒸发器中生产冷水的冷水系统,供冷却冷水机冷凝器的冷却水系统和排放空调末端装置换热器盘管上凝结水的冷凝水系统。

水系统设计包括管路系统型式选择、分区布置方案、管材管件选择、管径确定、阻力计算与平衡、水量调节控制、管道保温及安装要求、水泵和冷却塔等设备的选择等,详见本书第五章。

六、空调风道系统与气流组织设计

包括集中式系统的送风、回风和排风设计,风机盘管加新风系统的新风送风管道和房间送风、回风及排风设计,各种风机和各类风口的选择,风管的消声、安装及冷风管的保温要求等。空调风道系统应基本为阻力平衡的系统,并应便于调节控制和适应建筑物的防火排烟要求。气流组织设计应使空调房间的气流组织合理,温度、湿度分布稳定均匀,令房间工作区的温度、湿度和风速达到设计要求。详见本书第六章。

七、选择冷水机组和进行中央机房设计

有冬季采暖要求的系统还要选择中央空调热源。

详见本书第七章。

八、确定空调系统的电气控制要求

详见本书第八章。

九、制备空调工程设计文件

详见本章第三节。

第三节 空调工程设计文件

空调工程设计文件是设计者思想及计算结果的图文表现形式,施工者将依照此文件来组织实施施工安装,同时它也是工程概预算以及工程完工验收的依据。它还是其他工种(如给排水、消防、建筑电气、装修等)设计施工时进行协调配合的依据。成套文件完成后,须留档备查。

一项工程的设计,按照其设计深度的不同,可分为方案设计、初步设计和施工图设计三个阶段。每一阶段的设计文件内容均有不同,但都必须符合国家统一规定,即《建筑工程设计文件编制深度的规定》。本节主要介绍施工图设计阶段的设计文件。

施工图设计文件由首页、空调通风设备及主要附件表和设计图样组成。

一、首页

包括设计图样目录、使用标准图样目录、图例、设计和施工总说明。有的首页还包括工程名称、甲方单位名称、设计单位名称及该建筑物位置等内容。

下面是关于首页的几点说明:

1. 图样目录的编排没有硬性规定,一般按楼层顺序自下至上排列,总体是先平面图、再系统图,最后是剖面图、大样图和原理图。

2. 图例参见《采暖通风与空气调节制图标准》。标准中没有的可参照习惯做法自行拟定,但必须作出说明。

3. 设计、施工总说明包括两个部分,即设计说明与施工说明。

(1) 设计说明。它是设计者设计思想的文字表达,也是对甲方、施工方所作的设计解释。它通常有如下内容:

- ① 室内外空调设计参数的确定。
- ② 空调负荷概算指标取值及制冷设备和供热设备安装总负荷。
- ③ 空调制冷设备和供热设备的选用;冷媒供应方式和冷媒参数;热媒供应方式和热媒参数。
- ④ 空调系统划分及组成。
- ⑤ 自动控制程度及控制方案。
- ⑥ 保温、消声、减振的措施及材料选择。
- ⑦ 防火、防烟排烟系统设计、控制要求及设备选择。

(2) 施工说明。施工要求总则是国家颁发的《通风与空调工程施工及验收规范》(GBJ243—83)。该施工说明是设计者就一些施工中须特别注意的事项及特殊要求向施工方作出的说明,其内容大致包括:

- ① 设备(如冷水机组、水泵、空调机、冷却塔和热源等)的安装。
- ② 水管的安装、连接及表面处理。
- ③ 风管制作、安装。
- ④ 空调水系统的试压。
- ⑤ 空调系统试运行及设备的调试。
- ⑥ 施工过程中出现问题时的处理方法。

空调设计与施工说明书要求用工程字体书写或用电脑打印。为了文字的简洁和表达的清晰,应尽量将某些数据归纳成表格形式。

设计、施工总说明的具体内容视工程实际情况而定。《暖通空调设计、施工统一说明》范例见第十三章中央空调工程设计实例。

二、空调通风设备及主要附件表

一个空调工程设计完毕后,将该工程所选用的全部设备和主要附件以清单形式列出,此清单被称之为设备附件表。它是空调工程设计文件中不可缺少的内容,是进行工程概、预算的最主要的计算依据。设备附件表的规格、内容没有统一的要求,设计者可根据需要自定。下表是较常见的一种设备附件表:

设备附件明细表

序号	名称、型号、规格	数量	单位	单价(元)	总价(元)	设备来源及图号	附 注

三、设计图样

设计图样包括平面图、剖面图、系统图、原理图及局部大样详图。

(一) 空调系统平面图

空调系统平面图应绘出建筑轮廓、主要轴线号及轴线尺寸、房间名称、有关的工艺设备位置及编号、大样图标号、制图比例等。一般简单的风道系统与水系统可绘在同一张图上,当系统较复杂、重叠部件多而易混淆时,应将风道系统和空调水系统在不同的图上分别绘制。

1. 风道系统平面图 以双线绘出管道、异径管、弯头、检查测定孔口、调节阀门、防火阀、送排风口及送排风设备、消声设备位置,标注出风管及风口尺寸、各种设备的定位尺寸、空调处理小室的轮廓尺寸、气流方向及弯头曲率半径 R 值,标注设备部件的名称规格、型号、数目等。

2. 空调水系统平面图 以不同的单线绘出冷水供回水管及凝水管的水平布置,绘出各管在竖直方向的走向及阀件,标注出管道的管径、安装坡度及坡向、阀件的规格等。

3. 中央机房平面图 绘出制冷设备(如冷水机组)、供热设备、集分水器、水泵等的位置及基础尺寸,绘出冷水、冷却水的走向、管径及各种阀件,绘出排水沟位置及机械排风的设备和管道;标注设备中心距墙或轴线尺寸;列出设备及主要部件表。

所有平面图均应写明制图比例。

(二) 空调系统剖面图

空调系统剖面图是对平面图的补充,主要反映竖直方向的管道及设备的相对位置及高度尺寸(标高)。

1. 通风、空调剖面图。用双线绘出对应于平面图的管道、设备、零部件的位置;注明管径或截面尺寸及标高,进排风口形式、尺寸及标高,空气及水流向,管道出屋面的高度等。

2. 空调机房、中央机房剖面图。绘出对应于平面图的空调机、风管软接头、百叶窗、回风口、新风口及各种阀门部件的竖向位置尺寸,绘出制冷设备和供热设备的竖向位置尺寸,标注管道标高。

所有剖面图均应写明制图比例。

(三) 空调系统图

1. 空调水系统图。用不同单线绘出冷(热)水、冷却水系统各类设备的连接顺序及连接位置,标注水流方向、管径及主要设备型号、楼层。

2. 空调风道系统图。用单线绘出送风、回风、排风、新风等管道及各类设备的连接顺序,标注管径大小、空气流向及主要设备型号、楼层。

3. 防烟、排烟系统图。用单线绘出排烟管井、正压送风管井,绘出各层设置的排烟阀和正压送风阀,标明阀件型号、管井大小、空气流向、风机设置标高和楼层。

(四) 原理图

多用于定性表示电气控制原理。用箭头单线绘出各类设备的控制连接方式、联锁方式、信号反馈程序及配电电压等,设备用图例示出或用方框加文字说明。

有时也可将原理图省略,以文字说明代替。

(五) 局部大样详图

在某些部位,由于设备部件多,或者由于图纸篇幅的限制,不能在平面图和剖面图上表示清楚,这时就必须借助于大样图,将局部比例放大来表示。何处需画大样图,并无十分严格的要求,主要视局部设备部件及连接情况能否表示清楚而定。大样图的表示形式可以是平面图,也可以是剖面图。出大样图的局部及断面应用专用符号在平面图上表示清楚,大样图的序号也应注意与平面图上所标符号一致。大样图须注明制图比例。

往往在设备部件多的局部(如客房风机盘管安装位置及管道连接)多采用一些惯用的布置方法,这种惯用的方法又多用标准图的形式固定下来。遇到这种情况就不必再绘大样图,可直接标明标准图的目录号来套用。套用时应注意设计地条件是否与标准图相符合,以免张冠李戴。

第十三章 中央空调工程设计实例

本建筑物是一座具有住宿、商业、餐饮、娱乐等多种功能的旅游宾馆,地处华南地区某大城市(见书后插页“××大厦中央空调”)。总层数 13 层,其中地上首层为商场、大堂、咖啡廊及酒店办公用房;二层为中餐厅和娱乐城;三~十二层为客房;地下室为中央空调机房及停车场。地下室层高 4.5 m,首层、二层层高为 4.0 m,三~十一层层高 3.0 m,十二层层高 3.5 m,建筑物地面总高度为 38.5 m。总建筑面积约 8 000 m²。厨房、发电机房、配变电房等附属功能用房另建。

该建筑物位于城郊,周围环境空旷开敞,周边大面积绿化植被,顶层有良好的保温隔热措施。无任何天然冷热源可资利用。

本设计属常规民用建筑舒适性空调,拟采用概算法进行设计计算。

第一节 设备选型及系统设计计算

一、空调系统划分和空调方式的确定

根据各类房间使用功能的不同,为了运行管理和调节的方便,拟将一、二层的商场、大堂、咖啡廊、中餐厅、娱乐城及其过厅各作为一独立单元,用一次回风集中式系统风柜送风;三~十二层的客房、走廊采用风机盘管加新风系统;首层办公用房单独设风机盘管。

为了调节、控制和管理方便,结合各类房间的使用特征,将冷水分两个子系统:KT-1 为首层、二层末端装置的供回水系统,立管和水平管均为异程式;KT-2 为三~十二层客房风机盘管加新风系统的供回水系统,立管为同程式,各层水平支管为异程式。整个冷水系统采用一次泵、变水量调节、双管制的闭式循环。空调冷源采用压缩式冷水机组,空调热源采用燃气型热水机组,冷热源可以根据季节的变化切换使用。

本建筑物中间走廊两端和楼梯井均有外窗自然采光,按有关规范要求,可采用利用外窗自然排烟的方式,不另设其他形式的防烟、排烟系统。

二、空调室外空气计算参数和室内设计标准

(一) 室外空气计算参数

由《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ19-87,确定室外空气计算参数:

空调计算干球温度 夏季 33.5℃ 冬季 5℃

空调计算湿球温度 夏季 27.7℃

(二) 室内空气设计标准

见表 13-1。

表 13-1 空调室内空气设计标准

设计参数 房间类别	夏 季			冬 季		
	空气温度 t ℃	相对湿度 φ %	风速 v m/s	空气温度 t ℃	相对湿度 φ %	风速 v m/s
商 场	26	≤ 65	≤ 0.35	20	≥ 40	≤ 0.35
大 堂	26	≤ 65	≤ 0.30	18	≥ 40	≤ 0.30
咖啡廊	25	≤ 60	≤ 0.25	22	≥ 30	≤ 0.20
中餐厅	24	≤ 65	≤ 0.25	21	≥ 40	≤ 0.20
娱乐城	25	≤ 60	≤ 0.35	20	≥ 40	≤ 0.25
客 房	25	≤ 60	≤ 0.25	22	≥ 30	≤ 0.15
办公室	26	≤ 65	≤ 0.35	18	≥ 40	≤ 0.35
电梯前室及走廊	26	≤ 60	≤ 0.30	18	≥ 40	≤ 0.30

三、通风空调设备初步选型计算及通风空调方式说明

(一) 首层设备选型计算及空调方式说明

1. 商场。商场空调面积 330 m^2 , 根据其围护结构、灯照和营业情况, 取冷负荷估算值为 250 W/m^2 (包括新风负荷), 则总冷负荷 Φ_1 为

$$\Phi_1 = 250 \times 330 \text{ W} = 82\,500 \text{ W}$$

由 Φ_1 值查附录Ⅲ, 选用广州江南空调设备厂生产的 FP160LⅡ型上出风立式风柜 1 台。其额定风量 $16\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, 余压 $48 \text{ mmH}_2\text{O}$, 冷量 $95\,366 \text{ W}$, 电动机功率 $1.8 \text{ kW} \times 2$, 水量 284 L/min , 水阻力 $3.25 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

风柜置于预留空调机房内。为简化系统, 利用机房外窗进新风, 新风与回风在空调机房内混合, 经风柜处理后再经送风管送出。机房室内侧设置大百叶回风门。

商场设机械排风系统, 排风量取总送风量的 $1/6$, 即 $2\,667 \text{ m}^3/\text{h}$, 利用排风所形成的室内负压来吸入与排风量等值的室外新风。查附录, 选用 DZ-13-3.2D 型轴流风机 1 台, 其风量 $3\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, 余压 160 Pa , 电动机容量 0.37 kW , 噪声 $78.5 \text{ dB}(L_A)$ 。

2. 大堂。大堂空调面积 178 m^2 , 取冷负荷估算值为 175 W/m^2 (包括新风负荷), 则总冷负荷 Φ_2 为

$$\Phi_2 = 175 \times 178 \text{ W} = 31\,150 \text{ W}$$

选用“江南”FP60LⅡ型上出风立式风柜 1 台, 其额定风量 $6\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, 余压 $44 \text{ mmH}_2\text{O}$, 冷量 $31\,401 \text{ W}$, 电动机功率 $1.5 \text{ kW} \times 1$, 水量 150 L/min , 水阻力 $1.28 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

风柜置于预留空调机房内, 由送风管向大堂送风, 回风百叶门设在机房大堂侧。为简化系统, 大堂内侧的厕所里设置排风扇, 其排风量取总送风量的 10% , 即 $600 \text{ m}^3/\text{h}$, 选用天花式排风扇 PQ-40 型 2 台, 驳接风管直接将大堂排风经厕所排至室外。新风则由排风而产生的大堂负压从大门直接吸入, 与送风在室内混合。这种方式由于新风未经处理直接进入大堂, 会影响室内空气的温度均匀, 近大门处的温度较室内空气设计温度为高。但从人的行走路线看, 人进入大堂后感受到的温度是随大堂进深而逐步降低的, 这符合人体对气温的舒适感受; 且这种方式形式简

单,针对本设计大堂进深较小的情况,无疑是适宜的。

3. 咖啡廊。咖啡廊总的空调面积为 161 m^2 ,取冷负荷估算值为 200 W/m^2 (包括新风负荷),则总冷负荷 Φ_3 为

$$\Phi_3 = 200 \times 161 \text{ W} = 32\,200 \text{ W}$$

考虑到咖啡廊无预留机房位置,咖啡廊对噪声要求较高而不适宜用高余压机组,并为了调节的方便,选用“江南”FP20WD 吊顶式风柜 2 台。其单台技术参数:额定风量 $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,余压 $19 \text{ mmH}_2\text{O}$,冷量 $17\,143 \text{ W}$,电机功率 $0.32 \text{ kW} \times 1$,水量 80 L/min ,水阻力 $1.1 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

风柜安装在咖啡廊天花板内,通过送风管向室内送风;回风口设置在风柜尾部的天花板上,利用风柜尾部的负压回风;考虑到咖啡廊内人停留时间长、有人吸烟并兼顾大堂的排风,取排风量为总送风量的 30%,即 $1\,200 \text{ m}^3/\text{h}$ 。用轴流风机通过排风管排风,风机及风管均置于天花板内。选用 DZ-13-3C 型轴流风机 1 台,其风量 $1\,600 \text{ m}^3/\text{h}$,风压 25 Pa ,电机功率 0.06 kW ,噪声 61.5 dB(A) 。新风则由靠近风柜尾部的外墙新风口负压吸入。

4. 办公室。两间办公室面积各为 $7.2 \times 7.0 \text{ m}^2 = 50.4 \text{ m}^2$,根据其使用功率及朝向,取冷负荷估算值为 145 W/m^2 (包括新风负荷),则总冷负荷为

$$\Phi_4 = 145 \times 50.4 \times 2 \text{ W} = 14\,616 \text{ W}$$

由 Φ_4 查附录,选用杭州冰宝空调设备有限公司生产的“冰宝”FP-12.5WA 型风机盘管 2 台,其单台风量 $1\,250 \text{ m}^3/\text{h}$,冷量 $7\,700 \text{ W}$,功率 0.104 kW ,水流量 $1.15 \text{ m}^3/\text{h}$,水阻力 21 kPa 。

考虑到办公室大门开启频繁且设有大面积外窗,故只设 PQ-40 型天花排气扇各 1 台,其单台排风量为 $400 \text{ m}^3/\text{h}$,直接排向室外,新风则由排风形成的室内负压由窗隙和大门处吸入,这样处理简单可行。

增建办公室(财务中心)设 1.2HP 窗式空调机 1 台,墙洞安装。

(二) 二层设备选型计算及空调方式说明

1. 中餐厅。中餐厅的主要功用是供应中式餐饮,总空调面积 440 m^2 ,根据其使用功能,取冷负荷估算值为 350 W/m^2 (包括新风负荷),则总冷负荷 Φ_5 为

$$\Phi_5 = 350 \times 440 \text{ W} = 154\,000 \text{ W}$$

选用“江南”FP150L II 型上出风立式风柜 2 台,单台风柜技术指标如下:风量 $15\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,余压 $36 \text{ mmH}_2\text{O}$,冷量 $80\,817 \text{ W}$,电机功率 $1.1 \text{ kW} \times 3$,水量 257 L/min ,水阻力 $2.96 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

空调方式同首层商场,置于预留机房的 2 台风柜分别通过送风管向室内送风。排风量取为总送风量的 20%,即 $6\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。用轴流风机通过排风管排风,风机和风管均置于天花板内。选用 DZ-13-5C 型低噪轴流风机 1 台,其风量 $7\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,风压 90 Pa ,电动机容量 0.75 kW ,噪声 75 dB(A) 。

2. 娱乐城。总空调面积 270 m^2 ,取冷负荷估算值为 290 W/m^2 (包括新风负荷),则总冷负荷 Φ_6 为

$$\Phi_6 = 290 \times 270 \text{ W} = 78\,300 \text{ W}$$

选用“江南”FP150L II 型上出风立式风柜 1 台,其技术指标见前述。空调方式同首层商场。

排风量取总送风量的 20%,即 $3\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。选用 DZ-13-3.2D 型轴流风机 1 台,风机技术参数见前述。排风方式同首层商场。

3. 过厅。过厅的空调面积为 68 m^2 , 取冷负荷估算值为 180 W/m^2 , 则总冷负荷 Φ_7 为

$$\Phi_7 = 180 \times 68 \text{ W} = 12\,240 \text{ W}$$

选用“冰宝”FP-10WA 型卧式暗装风机盘管 2 台, 其风量 $1\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷量 $6\,200 \text{ W}$, 功率 0.097 kW , 水流量 $0.96 \text{ m}^3/\text{h}$, 水阻力 16 kPa 。

排风方式同首层。选用 PQ-40 型天花排气扇 2 台, 置于厕所天花处排风。

(三) 三~十二层客房设备选型计算及空调方式说明

三~十二层客房及走廊均采用风机盘管加新风系统, 每间客房设置 1 台风机盘管; 每层独立供给新风, 走廊两端各设置 1 台吊顶式新风处理机, 通过风管向客房和走廊供给新风; 新风支管接至客房风机盘管回风尾箱, 与回风混合后再经盘管处理送出。客房排风通过卫生间设排气扇, 向排风竖井排风。

1. 二人间客房。空调面积 25 m^2 , 取冷负荷估算值为 80 W/m^2 , 则总冷负荷 Φ_{8-1} 为

$$\Phi_{8-1} = 80 \times 25 \text{ W} = 2\,000 \text{ W}$$

查附录, 对应风机盘管中速运转的冷量输出, 选用“冰宝”FP-4WA 型风机盘管, 其风量 $400 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷量 $2\,400 \text{ W}$, 功率 0.034 kW , 水流量 $0.39 \text{ m}^3/\text{h}$, 水阻力 6 kPa 。

客房新风量按 $50 \text{ m}^3/\text{h}(\text{人})$ 计算, 则二人间的新风供给量为 $100 \text{ m}^3/\text{h}$ 。为保证室内维持少许正压, 排风量取 $90 \text{ m}^3/\text{h}$, 选用 PQ-09 型天花排气扇 1 台, 其排风量为 $90 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

2. 三人间客房。空调面积 30 m^2 。考虑北向房间的日射得热较之南向为小, 取冷负荷估算值为 70 W/m^2 , 则总冷负荷 Φ_{8-2} 为

$$\Phi_{8-2} = 70 \times 30 \text{ W} = 2\,100 \text{ W}$$

选用“冰宝”FP-4WA 型风机盘管, 技术参数见前述。

按同样方法算得新风供给量为 $150 \text{ m}^3/\text{h}$, 选用 PQ-14 型天花排气扇 1 台, 其排风量为 $140 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

3. 走廊及电梯前室。总空调面积 73 m^2 , 取冷负荷估算值为 50 W/m^2 , 则总冷负荷 Φ_{8-3} 为

$$\Phi_{8-3} = 50 \times 73 \text{ W} = 3\,650 \text{ W}$$

考虑到走廊灯照及人体散热量均较小, 负荷主要集中在人员滞留时间长、灯照较强的电梯前室, 故根据计算冷负荷 Φ_{8-3} 值, 选用“冰宝”FP-8WA 型风机盘管 1 台, 置于电梯前室。FP-8WA 的技术参数如下: 风量 $800 \text{ m}^3/\text{h}$, 冷量 $4\,900 \text{ W}$, 功率 0.068 kW , 水流量 $0.77 \text{ m}^3/\text{h}$, 水阻力 14 kPa 。

4. 新风机。新风机的选型主要根据所需提供的新风量。走廊西头新风机承担电梯以西的客房及走廊的新风供给, 其总新风量为 $1\,900 \text{ m}^3/\text{h}$ (其中走廊送风 $400 \text{ m}^3/\text{h}$), 据此选用“江南”FP20WD 型新风机 1 台, 吊装在走廊端头天花内, 通过外墙新风入口吸取新风。其风量为 $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, 余压 $23 \text{ mmH}_2\text{O}$, 冷量 $29\,142 \text{ W}$, 电动机功率 $0.32 \text{ kW} \times 1$, 水量 80 L/min , 水阻力 $1.1 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

走廊东头新风机供给电梯以东的客房及走廊的所需新风, 其总新风量为 $1\,100 \text{ m}^3/\text{h}$ (其中走廊送新风 $200 \text{ m}^3/\text{h}$), 选用“江南”FP12WD-S 型超薄吊顶式新风机 1 台, 安装方式同西侧, 其风量 $1\,200 \text{ m}^3/\text{h}$, 余压 $17 \text{ mmH}_2\text{O}$, 冷量 $20\,571 \text{ W}$, 电机功率 $0.25 \text{ kW} \times 1$, 水量 60 L/min , 水阻力 $1.1 \text{ mH}_2\text{O}$ 。

根据夏季空调室内外计算设计参数,由 $h-d$ 图可求得 $h_N = 53.4 \text{ kJ/kg}$, $h_w = 88.0 \text{ kJ/kg}$ 。设每层新风设计负荷为 Φ_{8-4} , 则

$$\begin{aligned}\Phi_{8-4} &= q_v(h_w - h_N) \\ &= \frac{2\,000 + 1\,200}{3\,600} \times 1.2 \times (88.0 - 53.4) \text{ W} \\ &= 36\,907 \text{ W}\end{aligned}$$

经校核冷量,满足要求。

5. 三~十二层总的设计冷负荷 Φ_8 。 Φ_8 为各层客房、走廊及新风冷负荷之和,即

$$\begin{aligned}\Phi_8 &= m \sum_{i=1}^4 \Phi_{8,i} n_i \\ &= (2\,000 \times 9 + 2\,100 \times 10 + 3\,650 \times 1 + 36\,907 \times 1) \times 10 \text{ W} \\ &= 795\,570 \text{ W}\end{aligned}$$

(四) 天面设备选型计算

1. 屋顶通风机。客房排风由卫生间排气扇排至排风竖井,然后在顶层天花内通过水平排风管将各竖井连接,再引至天面由屋顶通风机排出。根据客房的使用特点,并考虑到屋顶通风机的压头,将所有排风竖井分为 2 个子系统:电梯以西的 6 个竖井为 PF-1,电梯以东的 4 个竖井为 PF-2。

PF-1 系统设计总排风量为各竖井所联客房天花排气扇排风量的总和,即 $13\,800 \text{ m}^3/\text{h}$ 。根据楼层数取同时使用系数为 $2/3$,则屋顶通风机的设计排风量为 $13\,800 \times 2/3 = 9\,200 \text{ m}^3/\text{h}$ 。查附录选用 DWT6 型屋顶通风机 1 台,其风量 $9\,500 \text{ m}^3/\text{h}$,静压 60 Pa ,功率 0.5 kW 。

同理,可算得 PF-2 系统设计总排风量为 $6\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,屋顶通风机的设计排风量为 $5\,500 \text{ m}^3/\text{h}$ 。选用 DWT5 型屋顶通风机 1 台,其风量 $6\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,静压 50 Pa ,功率 0.25 kW 。

2. 屋顶置膨胀水箱。要确定膨胀水箱的容积,必须先确定冷水系统管内水的质量,而实际上这一数据的求得十分繁琐。为避免复杂的计算,根据设计经验,取膨胀水箱有效容积为 1.0 m^3 。据此选用 1.0 m^3 的玻璃钢膨胀水箱 1 座。

(五) 地下室车库设备选型计算及通风和排烟方式说明

地下室除中央空调机房外,其余面积约 585 m^2 均为车库停车位和通道。车库通风采用机械排风、自然进风的方式,取换气次数为 6 次/h ,则总的排风量为

$$q_v = 585 \times 4.5 \times 6 \text{ m}^3/\text{h} = 15\,800 \text{ m}^3/\text{h}$$

车库排风系统按要求分设上部排风口和下部排风口,总风管接至楼梯侧风机房,由风机排至剪力墙外的建筑排风井排出。

排风系统还兼有排烟系统功能。利用挡烟垂壁将地下室车库分为两个防烟分区,面积分别为 346 m^2 和 239 m^2 ,排风管跨越防烟分区处设排烟防火阀,另在风管上增设自动排烟口(配烟感装置)若干,以加强排烟效果。

系统总排烟风量按最大防烟分区面积每平方米不小于 $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 计算,即

$$q_{vy} = 120 \times 346 \text{ m}^3/\text{h} = 41\,520 \text{ m}^3/\text{h}$$

根据排风、排烟量的要求并考虑漏风系数,初选排风机为 YSS4-79No10E-31 型双速离心风机。其低转速运行时,风量 $18\,410 \text{ m}^3/\text{h}$,余压 450 Pa ,功率 6 kW 。其高转速运行时,风量

46 760 m³/h,余压 1 590 Pa,功率 30 kW。

(六) 中央空调机房设备选型计算

1. 冷水机组。全幢楼空调设计总冷负荷 Φ 为

$$\Phi = \sum_{i=1}^8 \Phi_i = 1\,200\,576\text{ W}$$

取综合修正系数为 0.84,则冷水机组的总装机容量为

$$\Phi_0 = 0.84\Phi = 1\,008\,483.84\text{ W}$$

查附录,选用上海一冷开利空调设备有限公司生产的 23XL150 型螺杆式冷水机组 2 台,其单台制冷量为 $53 \times 10^4\text{ W}$,冷水流量 90 m³/h,进出口管径为 DN150,蒸发器水阻力约为 8 mH₂O;冷却水流量为 110 m³/h,进出口管径为 DN150,冷凝器水阻力约为 8 mH₂O;外形尺寸 (mm³) 为 2 910(长)×1 455(宽)×2 075(高)。

2. 中央空调热水机组。系统冬季运行时,切断冷水机组,并入热水机组。热水机组的选型据第二章第二节所述并考虑到本大厦的档次较高,系统冬季热负荷取对应夏季冷负荷的 40%,即 $\Phi_R = 0.4\Phi_0 = 403.2\text{ kW}$ 。查附录选用“迪森”DSJ-20 型中央热水机组 2 台,其单台供热量为 232 kW,空调用水流量 40 m³/h,进出水压降 0.9 mH₂O,电功率 0.25 kW。

四、空调水系统设计计算

空调水系统包括空调冷水系统、冷却水系统和冷凝水排放系统。

(一) 冷水系统设计计算

1. KT-1 系统管径计算。

(1) 首层。首层空调末端的水路连接如图 13-1 所示。其中各类末端设备的设计冷水流量如下:

FP160L II	4.73 L/s
FP60L II	2.50 L/s
FP20WD	1.33 L/s
FP-12.5WA	0.32 L/s

根据上述设计流量,计算出各管段的设计流量,按第五章第三节的流速推荐值,计算出各管段管径。计算数据及结果见表 13-2。本表只计算供水管管径,回水管管径与相对应位置的供水管一样,故此省略。

表 13-2 首层水平管段管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	4—9	3—8
流量 L/s	4.73	7.23	20.61	3.30	2.66	1.33	23.91	13.38
管径 mm	DN70	DN80	DN125	DN65	DN65	DN40	DN150	DN125
流速 m/s	1.23	1.40	1.68	1.00	0.80	1.06	1.35	1.10

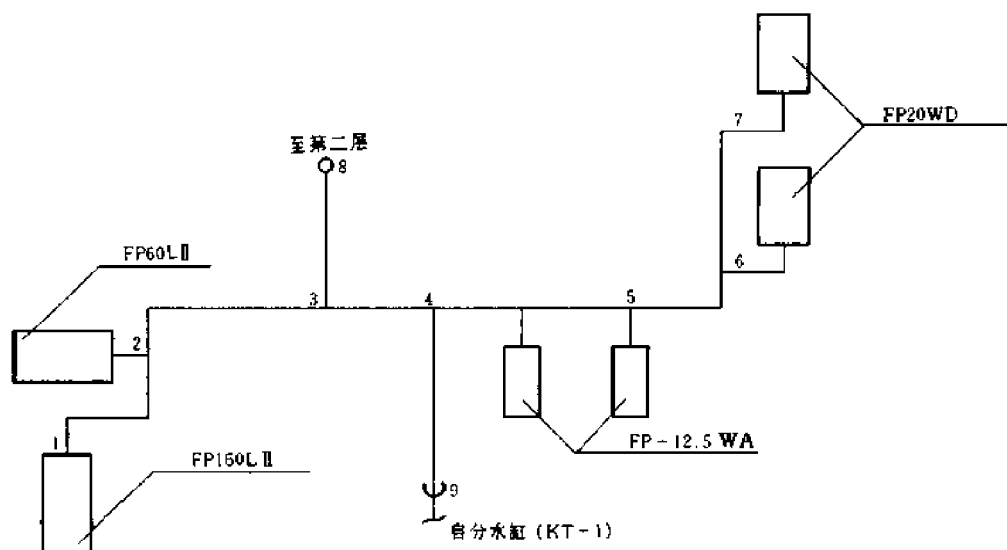


图 13-1 首层空调末端水管连接示意图

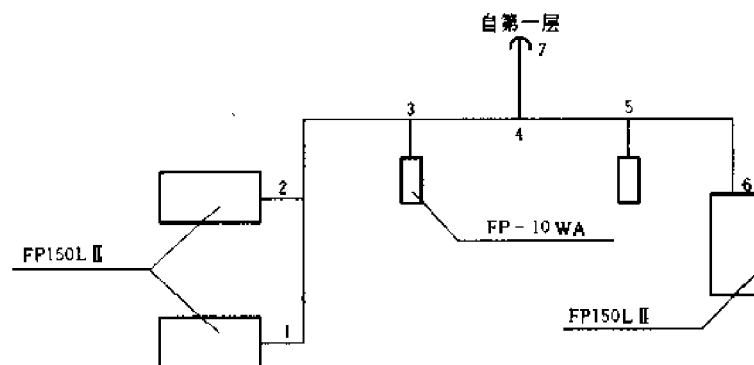


图 13-2 二层空调末端水管连接示意图

(2) 二层。二层空调末端的水路连接如图 13-2 所示。其中各类末端设备的设计冷水流量为：

FP150L II 4.28 L/s

FP-10WA 0.27 L/s

按首层水管管径的计算方法,计算数据及结果见表 13-3。

表 13-3 第二层水平管段管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	4—7
流量 L/s	4.28	8.56	8.83	4.55	4.28	13.38
管径 mm	DN70	DN100	DN100	DN70	DN70	DN125
流速 m/s	1.12	1.10	1.14	1.19	1.12	1.10

2. KT-2 系统管径计算。

(1) 水平管段。三~十二层风机盘管加新风系统各空调末端的水路连接如图 13-3 所示, 其中

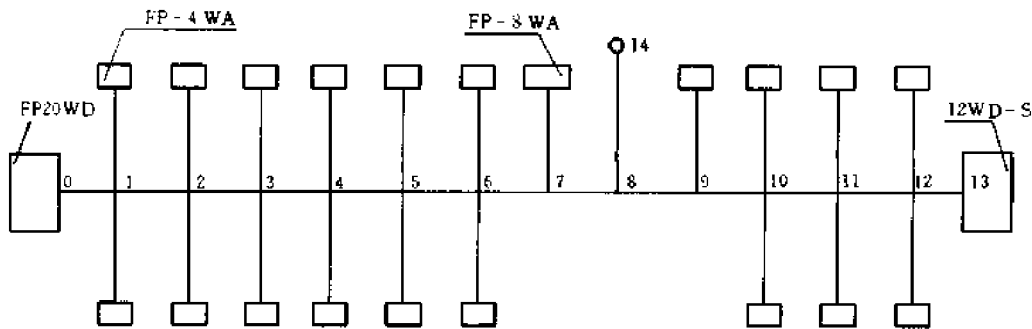


图 13-3 三~十二层空调水平管段连接示意图

各类末端设备的设计冷水流量如下:

FP20WD	1.60 L/s
FP12WD-S	1.00 L/s
FP-4WA	0.10 L/s
FP-8WA	0.21 L/s

计算方法同上,计算数据及结果见表 13-4。

表 13-4 三~十二层水平管段管径计算表

管 段	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7
流量 L/s	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80
管径 mm	DN50	DN50	DN50	DN65	DN65	DN65	DN65
流速 m/s	0.81	0.92	1.02	0.66	0.72	0.78	0.84
管 段	7—8	8—9	9—10	10—11	11—12	12—13	8—14
流量 L/s	3.01	1.70	1.60	1.40	1.20	1.00	4.71
管径 mm	DN65	DN50	DN50	DN50	DN40	DN40	DN70
流速 m/s	0.90	0.86	0.81	0.70	0.95	0.79	1.22

(2) 竖直管段。竖直管段设计成同程式,如图 13-4 所示。供水管和回水管不再是相同位置管径相同,而是按流程对应位置相同而管径一样,如图 13-4 的 1—2 与 1'—2'段、…、10—11 与 10'—11'段。各层水平支管的设计冷水流量为表 13-4 的 4.71 L/s,按前述计算方法计算,数据及结果见表 13-5。

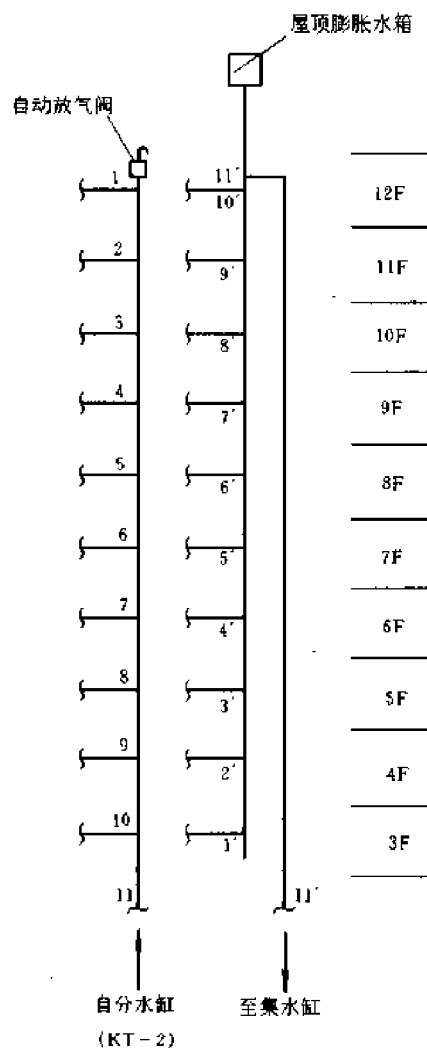


图 13-4 三~十二层空调竖直管段连接示意图

表 13-5 三~十二层竖直管段管径计算表

管 段	1—2 1'—2'	2—3 2'—3'	3—4 3'—4'	4—5 4'—5'	5—6 5'—6'	6—7 6'—7'	7—8 7'—8'	8—9 8'—9'	9—10 9'—10'	10—11 10'—11'
流量 L/s	4.71	9.42	14.13	18.84	23.55	28.26	32.97	37.68	42.39	47.10
管径 mm	DN80	DN100	DN125	DN125	DN150	DN150	DN150	DN200	DN200	DN200
流速 m/s	0.94	1.20	1.15	1.54	1.33	1.60	1.86	1.20	1.35	1.50

3. 中央机房内水管管径计算。中央机房内水管连接如图 13-5 所示。此时的管径计算应该按照冷水机组的额定冷水流量来计算。由前述知,23XL150 的额定冷水流量为 $90 \text{ m}^3/\text{h}$ (即

25.00 L/s)。按前面同样的计算方法,将计算数据和结果列于表 13-6 中。

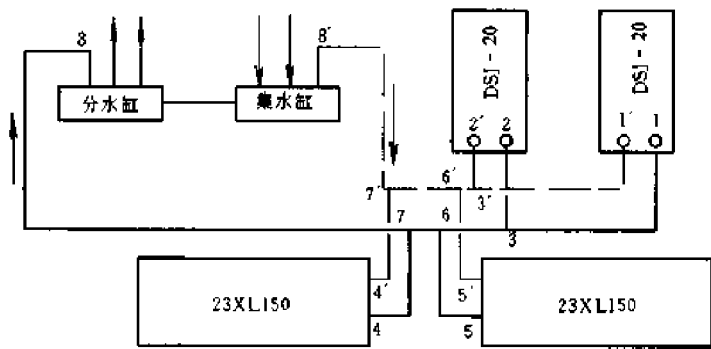


图 13-5 机房内冷(热)水连接示意图

表 13-6 机房内冷(热)水管管径计算表

管 段	1—3 4—7	3—6
	2—3 5—6	6—7
		7—8
流量 L/s	25.00	50.00
管径 mm	DN150	DN200
流速 m/s	1.41	1.57

注:回水管段与供水管段一一对应

分水缸、集水缸的管径计算,取其中流速为 1.0 m/s,按循环水量为 $90 \times 2 = 180 \text{ m}^3/\text{h}$,可计算得缸体内径为 250 mm,可选用 $\phi 273 \times 7$ 规格的无缝钢管。分水缸、集水缸的长度按接管的数量和间距来确定,由前述计算结果和图 5-8,分水缸的长度和布管见图 13-6。集水缸的长度和布管间距同分水缸,但接管顺序相反。

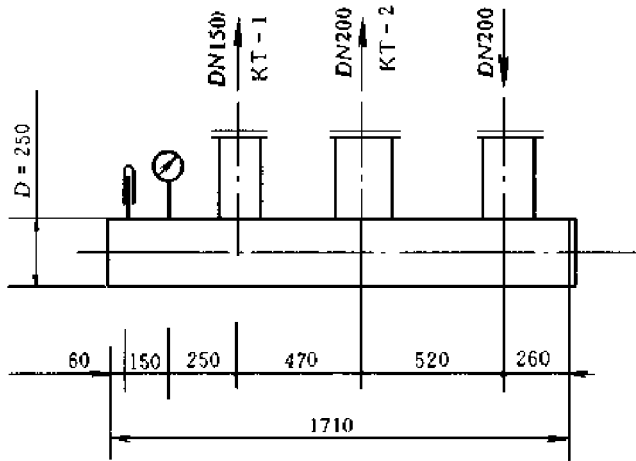


图 13-6 分水缸结构图

4. 冷(热)水泵设计与选型计算。考虑到南方地区冬季送暖时间较短,为简化系统、方便管理和减少初投资,选择冷热水共用水泵的方式。由于热水流量较冷水流量少许多,按冷水循环流动工况选型的水泵肯定能满足热水循环的水力要求。

2 台冷水机组(热水机组)各配置 1 台水泵。考虑到维修需要,选择 1 台型号相同的备用水泵并接在管路系统中。3 台水泵可随时切换使用。

1 台水泵设计流量为 1 台冷水机组额定冷水量,即 $q_{V_{max}}=90\text{ m}^3/\text{h}$;其压头 H_{max} 按第五章第三节(5-2)式计算。冷水机组蒸发器水路压降为 $\Delta P_1=8\text{ mH}_2\text{O}$;选择三~十二层客房走廊西头的新风机组 FP20WD 为最不利点,则最不利环路上的空调末端水路阻力为 $\Delta P_2=1.1\text{ mH}_2\text{O}$ 。最不利环路总管长约为 $24\times 2+40\times 2+16\times 2\text{ m}=160\text{ m}$,取 $R_m=0.05\text{ mH}_2\text{O}/\text{m}=0.49\text{ kPa}/\text{m}$, $k=0.4$,则最不利环路水循环的总阻力

$$H_{max}=8+1.1+160\times 0.05\times (1+0.4)\text{ mH}_2\text{O}=20.3\text{ mH}_2\text{O}$$

取安全系数 1.1,则 $q_V=1.1q_{V_{max}}=94.6\text{ m}^3/\text{h}$

$$H=1.1H_{max}=22.33\text{ mH}_2\text{O}$$

据 q_V 、 H 查样本,选用 IS125-100-315A 型水泵,其流量 $110\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $24.6\text{ mH}_2\text{O}$,进水管 $DN125$,出水管 $DN100$,配 11 kW 电机,转速 $1\,450\text{ r}/\text{min}$ 。

(二) 冷却水系统设计计算

1. 冷却水系统管径计算。冷却水系统管路连接如图 13-7 所示。冷水机组单台额定冷却水量为 $110\text{ m}^3/\text{h}$,按图中标注各管段中的流量来计算管径,计算数据和结果见表 13-7。

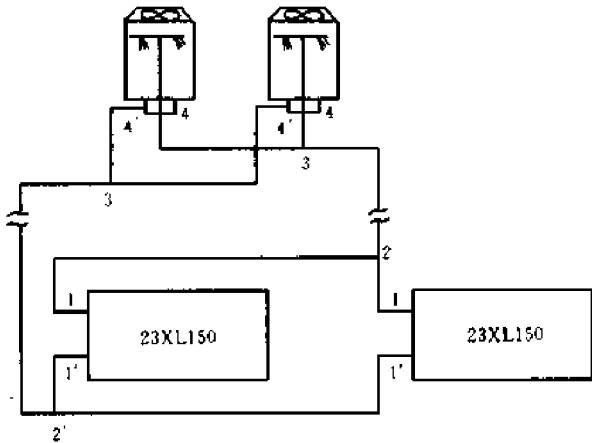


图 13-7 冷水机组冷却水连接示意图

表 13-7 冷却水系统管径计算表

管 段	1—2 1'—2'	2—3 2'—3'	3—4 3'—4'
流量 L/s	30.56	61.12	30.56
管径 mm	DN150	DN200	DN150
流速 m/s	1.73	1.92	1.73

2. 冷却塔的选型。冷水机组标准工况下冷却水流量为 $110\text{ m}^3/\text{h}$, 取设计余量为 $k = 1.10$, 则冷却水设计流量为 $121\text{ m}^3/\text{h}$ 。设计地点的大气参数接近冷却塔标准工况, 故直接查附录Ⅲ, 选用广州马利新菱冷却塔有限公司生产的 SR 系列超低噪型冷却塔 2 台, 型号 SR-125-UL。

3. 冷却水泵设计与选型计算。冷却水泵的选用和冷水泵一样, 也是 2 台冷水机组各配置 1 台水泵, 选择 1 台型号相同的备用泵并入冷却水管路系统中, 3 台水泵可随时切换使用。

1 台水泵设计流量即 1 台冷水机组额定冷却水量, $q_{v_{\max}} = 110\text{ m}^3/\text{h}$; 其压头 $H_{\max}$ 按 (5-3) 式计算, 其中冷水机组冷凝器水路压降 $\Delta P_1 = 8\text{ mH}_2\text{O}$, 冷却塔开式段高度取 $Z = 3.0\text{ m}$, 冷却塔置于二层东头天面, 循环冷却水管总长约 $l = 80\text{ m}$, 取 $R_m = 0.05\text{ mH}_2\text{O}/\text{m}$, $k = 0.5$, 则

$$H_{\max} = 8 + 3.0 + 5 + 80 \times 0.05\text{ mH}_2\text{O} = 20\text{ mH}_2\text{O}$$

取安全系数 1.1, 则 $q_v = 1.1 q_{v_{\max}} = 123.2\text{ m}^3/\text{h}$

$$H = 1.1 H_{\max} = 22\text{ mH}_2\text{O}$$

根据 q_v 、 H 查样本, 选用 IS100-80-160 型水泵, 其流量 $126\text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 229.5 kPa ($23.4\text{ mH}_2\text{O}$), 进水口管径 $DN100$, 出水口管径 $DN80$, 配用 15 kW 电动机, 转速 $2900\text{ r}/\text{min}$ 。

(三) 冷凝水排放系统的设计及管径计算

三~十二层空调末端的冷凝水均就近排至管井中的凝水立管, 然后统一排至第三层客房卫生间下水口。

10 个管井中凝水立管的排列及编号见图 13-8, 各条立管的总冷量按所联末端的设计冷量之和计算。按第五章第三节所述, 根据总冷量选用的凝水立管管径见表 13-8 所列。

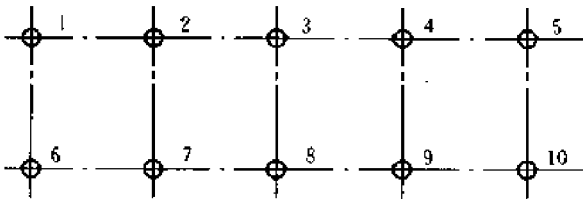


图 13-8 冷凝水排放立管示意图

表 13-8 冷凝水排放立管管径计算表

立管标号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
总冷量 kW	270	58.8	92	58.8	180	56	56	56	28	56
设计管径 mm	DN50	DN32	DN40	DN32	DN50	DN32	DN32	DN32	DN32	DN32

五、风管设计计算及校核

1. 首层商场送风排风系统。

(1) 送风口的布置与选型计算。商场天花板为平板吊顶, 故选用散流器下送方式送风。拟

均匀布置 25 个散流器,由于 FP160L II 型风柜的额定风量为 $16\,000\text{ m}^3/\text{h}$,故每个散流器的送风量平均为 $\frac{16\,000}{25}\text{ m}^3/\text{h}=640\text{ m}^3/\text{h}$ 。选用颈部尺寸为 $200\text{ mm}\times 200\text{ mm}$ 的吊顶方形散流器,其颈

部送风速度 $v=\frac{640}{3\,600\times 0.2\times 0.2}\text{ m/s}=4.44\text{ m/s}$ 。对照表(6-7)所列最大允许风速,满足要求。

(2) 送风管的管径计算。送风管的布置如图 13-9 所示。选择 1-10 为最不利环路,用假定风速法计算管径。计算数据及结果见表 13-9。图 13-9 中的 2'-6、3'-7、4'-8、5'-9 支风管与 1-5 一致。

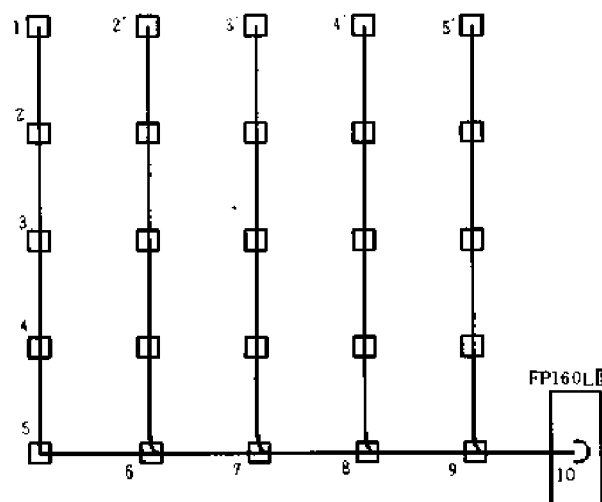


图 13-9 首层商场送风管示意图

表 13-9 首层商场送风管的管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10
风量 m^3/h	640	1 280	1 920	2 560	3 200	6 400	9 600	12 800	16 000
初定流速 m/s	3.0	4.0	4.5	5.0	6.0	6.0	7.0	7.5	8.0
矩形风管尺寸 $a\times b$ mm	320×200	500×200	630×200	800×200	800×200	$1\,000\times 320$	$1\,250\times 320$	$1\,250\times 400$	$1\,500\times 400$
实际流速 m/s	2.77	3.56	4.23	4.44	5.56	5.56	6.67	7.11	7.40

静压箱中的空气流速按 $\leq 1.5\text{ m/s}$ 计算,确定静压箱的大小为 2.0 m (长) $\times 1.5\text{ m}$ (宽) $\times 1.5\text{ m}$ (高)。

百叶回风门面积按面风速约 1.0 m/s 计算,采用的尺寸为 2.5 m (宽) $\times 2.0\text{ m}$ (高)。

(3) 排风管的管径计算及排风口选型。拟设置 3 个排风口,排风管沿商场北墙边天花板内设备。由前述知,总排风量为 $3\,000\text{ m}^3/\text{h}$,单个排风口的排风量则为 $1\,000\text{ m}^3/\text{h}$,控制排风口的风速在 2.0 m/s 以下,并考虑到装饰上的协调,选用颈部尺寸 $800\text{ mm}\times 200\text{ mm}$ 的单层固定百叶风

口,其实际排风速度为 1.736 m/s,满足要求。

排风管如图 13-10 所示。按前述假定风速法,将计算数据和结果列于表 13-10 中。

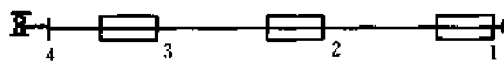


图 13-10 首层商场排风管示意图

表 13-10 首层商场排风管管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4
风量 m ³ /h	1 000	2 000	3 000
初定流速 m/s	3.0	3.5	4.0
矩形风管尺寸 a × b mm	500 × 200	500 × 320	630 × 320
实际流速 m/s	2.78	3.47	4.13

(4) 风管阻力损失概算及风机压头校核 最不利环路送风管总长约为 35 m。按(6-20)式计算,取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 3$,则送风管空气流动总阻力

$$\Delta P = R_m \times l(1 + k) = 1.5 \times 35 \times (1 + 3) \text{ Pa} = 210 \text{ Pa} \approx 21 \text{ mmH}_2\text{O}$$

送风口和静压箱的阻力损失之和按 15 mmH₂O 估算,回风阻力取为 5 mmH₂O,则送风风机所需机外余压为三者之和,即 41 mmH₂O。而 FP160L II 的机外余压为 48 mmH₂O,满足要求。

排风管总长约 15 m。取 $R_m = 1.2 \text{ Pa/m}$, $k = 2$,则排风管空气流动总阻力

$$\Delta P = R_m \times l(1 + k) = 1.2 \times 15 \times (1 + 2) \text{ Pa} = 54.0 \text{ Pa}$$

排风口和风机排出口的阻力损失之和按 20 Pa 估算,则总阻力损失为 74.0 Pa,远小于 DZ-13-3.2D 的机外余压 160 Pa,满足要求。

2. 首层大堂送风系统。大堂天花板中间有一个 +0.20 m 的凹槽,中间部分利用凹槽采用侧送风口平送风,两侧及槽内沿用散流器下送风。

(1) 侧送风计算。根据送风面积比,侧送风风量为 2 100 m³/h。选用双层百叶风口,紊流系数 $\alpha = 0.14$,射程 $x = 6.0 \text{ m}$,垂直于侧送射流的截面为 $h \times b = 8.5 \times 3.2 \text{ m}$ 。取 $v_0 = 3.2 \text{ m/s}$,由式(6-2)、(6-1)可求得

$$\frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = 53.17 \sqrt{\frac{hbv_0}{q_v}} = 53.17 \sqrt{\frac{8.5 \times 3.2 \times 3.2}{2\,100}} = 10.8$$
$$v_0 = 0.36 \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = 0.36 \times 10.8 \text{ m/s} = 3.88 \text{ m/s}$$

所取 $v_0 = 3.2 \text{ m/s} < 3.88 \text{ m/s}$, 且在防止风口噪声的流速 $2 \sim 5 \text{ m/s}$ 之内, 满足要求。

取 $\Delta t_r = 1^\circ\text{C}$, $\Delta t_0 = 8^\circ\text{C}$, 则

$$\frac{\Delta t_r}{\Delta t_0} \cdot \frac{\sqrt{A_n}}{d_0} = \frac{1}{8} \times 10.8 = 1.35$$

查图 6-9 得对应的 $\bar{x} = 0.28$, 由式 (6-3)

$$N = \frac{hb}{\left(\frac{ax}{\bar{x}}\right)^2} = \frac{8.5 \times 3.2}{\left(\frac{0.14 \times 6.0}{0.28}\right)^2} = 3.022 \approx 3$$

可取 3 个侧送风口。

每一侧送风口面积为

$$A_f = \frac{q_v}{3600 v_0 \cdot N} = \frac{2100}{3600 \times 3.2 \times 3} \text{ m}^2 = 0.0608 \text{ m}^2$$

面积当量直径

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0608}{3.14}} \text{ m} = 0.278 \text{ m}$$

选定送风口尺寸为 $500 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$, 实际送风速度 $v = 3.24 \text{ m/s}$ 。

由式 (6-5), 得

$$A_r = \frac{gd_0(T_0 - T_n)}{v_0^2 \cdot T_n} = \frac{9.81 \times 0.278 \times (18 - 26)}{3.24^2 \times (273 + 26)} = 0.0069$$

由图 6-10 查得 $x/d_0 = 27$

贴附长度 $x = 27d_0 = 27 \times 0.278 \text{ m} = 7.51 \text{ m} > 6.0 \text{ m}$, 故满足设计要求。

(2) 散流器送风计算。凹槽周边拟均匀布置 8 个散流器送风口, 每个散流器的送风量为 $490 \text{ m}^3/\text{h}$ 。选用颈部尺寸为 $200 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$ 的吊顶方形散流器, 其颈部送风速度 $v =$

$$\frac{490}{3600 \times 0.2 \times 0.2} \text{ m/s} = 3.40 \text{ m/s}, \text{ 满足要求。}$$

(3) 送风管道管径计算。送风管的布置如图 13-11 所示。选择 1—8 最不利环路为计算对象, 计算数据及结果归纳于表 13-11 中。图 13-11 中的 1'—7 支管管径与 1—3 管径一致。

控制静压箱内空气流速 $\leq 1.5 \text{ m/s}$, 设计静压箱的结构尺寸为 1.5 m (长) $\times$ 1.0 m (宽) $\times$ 1.0 m (高)。回风百叶门的外框尺寸按前述方法确定为 1.6 m (宽) $\times$ 2.0 m (高)。

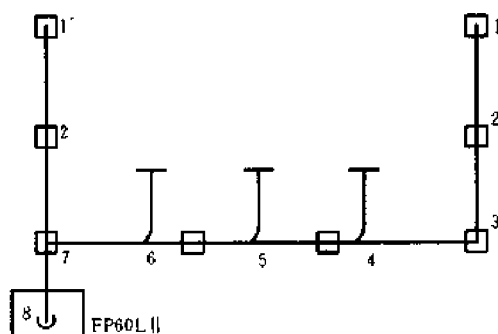


图 13-11 首层大堂送风管示意图

表 13-11 首层大堂送风风管管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	1'—2'	2'—7
风量 m^3/h	490	980	1 470	2 660	3 850	4 550	6 000	490	980
初定流速 m/s	3.0	3.0	4.0	4.0	5.0	5.0	6.0	3.0	3.0
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	320×200	500×200	630×200	630×320	630×320	800×320	$1\,000 \times 320$	320×200	500×200
实际流速 m/s	2.13	2.72	3.24	3.85	5.30	4.94	5.21	2.13	2.72

(4) 风管阻力损失概算及风机压头校核。最不利环路送风管总长约为 20 m。按(6-20)式计算,取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 4$,则送风管空气流动总阻力

$$\Delta P = R_m l(1+k) = 1.5 \times 20 \times (1+4) \text{ Pa} = 150 \text{ Pa} \approx 15 \text{ mmH}_2\text{O}$$

取送风口和静压箱的阻力损失之和为 15 mmH₂O,回风阻力约 4 mmH₂O,则总阻力损失为 34 mmH₂O,小于 FP60L II 的机外余压 44 mmH₂O,符合要求。

3. 首层咖啡廊送风系统。

(1) 送风口的布置与选型计算。咖啡廊天花板中间有一个 +0.20 m 的凹槽,中间部分利用凹槽采用侧送风口平送风,凹槽周边采用散流器下送风。

侧送风口选择颈径 500 mm × 150 mm 的双层百叶风口共 4 个,计算方法参见大堂送风系统,此不赘述。下送风选用 6 个颈径为 200 mm × 200 mm 的吊顶方形散流器,单个风口送风量为 420 m³/h,其颈部送风速度 $v = 2.92 \text{ m/s}$,满足要求。

(2) 送风风管径计算。图 13-12 为咖啡廊的送风管示意图。用假定风速法,计算数据及结果见表 13-12。天花板回风单层百叶设计为 0.5 m × 1.0 m,面风速 1.11 m/s,满足设计要求。

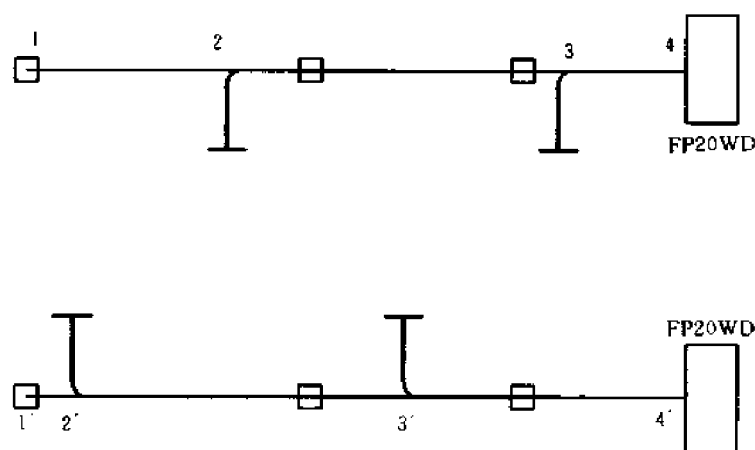


图 13-12 首层咖啡廊送风管示意图

表 13-12 首层咖啡廊送风管管径计算表

管 段	1—2 1'—2'	2—3 2'—3'	3—4 3'—4'	备 注
风量 m^3/h	420	1 210	2 000	2、3 点与 2'、3' 点位置 不对应(见图 13-11)
初定流速 m/s	3.0	4.0	5.0	
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	250×200	400×200	630×200	
实际流速 m/s	2.33	4.20	4.40	

(3) 风管阻力损失概算及风机压头校核。选择其中 1 支送风管进行计算。送风管总长约 12 m, 按前述方法取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 4$, 则送风管空气流动总阻力

$$\Delta P = R_m \cdot l(1 + k) = 1.5 \times 12 \times (1 + 4) \text{ Pa} = 90 \text{ Pa} \approx 9 \text{ mmH}_2\text{O}$$

取送风口和回风阻力之和为 $9 \text{ mmH}_2\text{O}$, 则总阻力损失为 $18 \text{ mmH}_2\text{O}$, 小于 FP20WD 的机外余压 $19 \text{ mmH}_2\text{O}$, 符合要求。

4. 二层中餐厅送风排风系统。

(1) 送风口的布置与选型计算。二层中餐厅由 2 台风柜分 2 个独立的送风系统送风, 拟采用下送风方式, 均匀布置 33 个散流器风口, 2 台风柜分别连接送风口 17 个和 16 个, 则单个散流器的送风量分别为 $882 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $938 \text{ m}^3/\text{h}$ 。选用颈部尺寸为 $250 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$ 的吊顶方形散流器, 其颈部送风速度分别为 3.92 m/s 和 4.17 m/s , 满足表 6-7 的要求。

(2) 送风管的管径计算。送风管的布置如图 13-13、图 13-14 示意。分别选择 1—10 和 1—

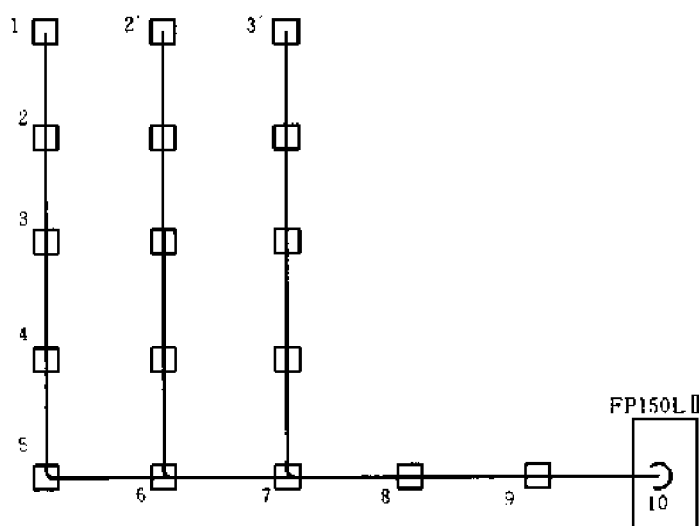


图 13-13 二层中餐厅送风管示意图(一)

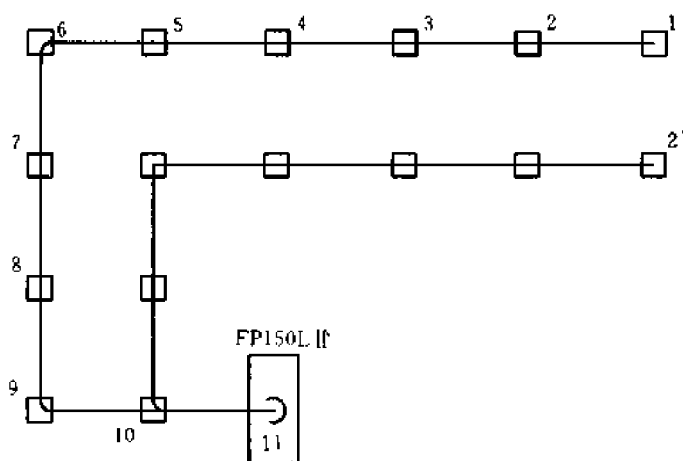


图 13-14 二层中餐厅送风管示意图(二)

11 最不利环路为计算对象,沿用前述计算方法,计算数据及结果分别列于表 13-13 和表 13-14。图 13-13 中 2'—6、3'—7 管段和 1—5 管段的管径一致;图 13-14 中 2'—10 管段和 1—7 管段的管径一致。

表 13-13 二层中餐厅送风管道管径计算表(一)

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10
风量 m^3/h	882	1 764	2 646	3 528	4 410	8 820	13 230	14 112	15 000
初定流速 m/s	3.0	3.0	4.0	4.0	4.0	5.0	6.0	7.0	7.0
矩形风管尺寸 $a > b$ mm	400×200	500×320	630×320	800×320	$1\,000 \times 320$	$1\,500 \times 400$	$1\,500 \times 400$	$1\,500 \times 400$	$1\,500 \times 400$
实际流速 m/s	3.06	3.06	3.65	3.83	3.83	4.08	6.13	6.54	6.94

表 13-14 二层中餐厅送风管道管径计算表(二)

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11
风量 m^3/h	938	1 876	2 814	3 752	4 690	5 628	6 566	7 504	8 442	15 000
初定流速 m/s	3.0	3.0	4.0	4.0	4.0	5.0	5.0	5.0	5.0	7.0
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	400×200	500×320	630×320	630×400	800×400	800×400	$1\,000 \times 400$	$1\,250 \times 400$	$1\,250 \times 400$	$1\,500 \times 400$
实际流速 m/s	3.26	3.26	3.88	4.14	4.07	4.89	4.56	4.17	4.69	6.94

静压箱按前述设计原则,定结构尺寸为 2.0 m(长)×1.5 m(宽)×1.5 m(高)。回风百叶门的外框尺寸为 2.0 m×2.0 m,设置 2 组,其回风面风速 1.04 m/s,满足要求。

(3) 排风管管径计算及排风口选型。拟设置 5 个排风口,排风管沿中餐厅北墙边天花板内设置。总排风量为 7 000 m³/h,则单个排风口排风量为 1 400 m³/h,控制排风口风速在 2.5 m/s 之内,选用颈部尺寸为 400 mm×400 mm 的吊顶方形散流器,其实际排风速度为 2.43 m/s,符合要求。

排风管及排风口如图 13-15 所示,计算数据及结果见表 13-15。

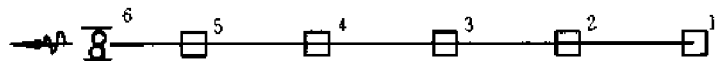


图 13-15 二层中餐厅排风管示意图

表 13-15 二层中餐厅排风风管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6
风量 m ³ /h	1 400	2 800	4 200	5 600	7 000
初定流速 m/s	4.0	5.0	5.0	5.0	5.0
矩形风管尺寸 a×b mm	500×200	500×320	630×400	800×400	1 000×400
实际流速 m/s	3.89	4.86	4.63	4.86	4.86

(4) 风管阻力损失概算及风机压头校核。图 13-13 和图 13-14 的送风系统,最不利环路管长约为 35 m。取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 3$,则送风管空气流动总阻力可由(6-20)式求得:

$$\Delta P = R_m l (1 + k) = 1.5 \times 35 \times (1 + 3) \text{ Pa} = 210 \text{ Pa} \approx 21 \text{ mmH}_2\text{O}$$

送风口和静压箱的阻力损失之和按 12 mmH₂O 估算,回风阻力取为 5 mmH₂O,则送风风机需克服的总阻力为三者之和,即 38 mmH₂O,而 FP150LⅡ的机外余压为 36 mmH₂O,基本符合要求。

排风管总长约 32.5 m。取 $R_m = 1.0 \text{ Pa/m}$, $k = 1.5$,排风口和风机排出口的阻力损失之和按 20 Pa 估算,则按前述方法,可算得排风总阻力损失 101.25 Pa,略大于 DZ-13-5C 型轴流风机的机外余压。因为风机的额定风量大于设计风量,按风机特性曲线,风机风量减小而压头增加,故可以认为满足设计要求。

5. 二层娱乐城送风排风系统。

(1) 送风口的布置与选型计算。采用下送风方式,拟均匀布置 25 个散流器,由于 FP150LⅡ风柜的额定风量为 15 000 m³/h,故每个散流器的送风量平均为 750 m³/h。选用颈部尺寸为 250

mm×250 mm 的吊顶方形散流器,颈部送风速度为 3.33 m/s,满足要求。

(2) 送风管管径计算。送风管的布置如图 13-16 所示。选择 1—9 为最不利环路进行计算,计算数据及结果见表 13-16。图 13-16 中 2'—6、3'—7、4'—8 管段与 1—5 管段的管径一致。

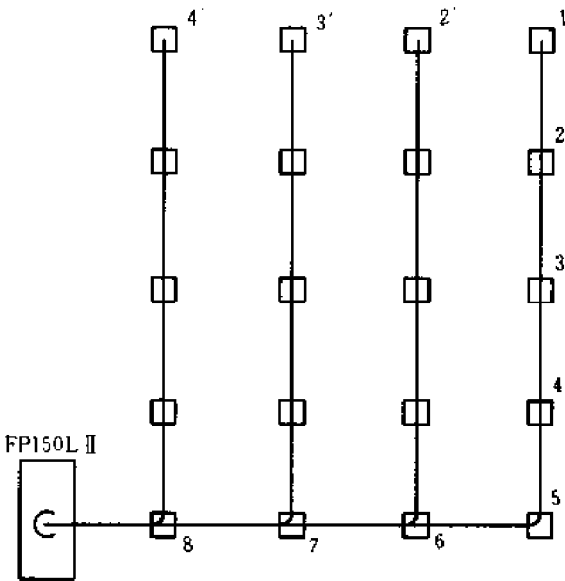


图 13-16 二层娱乐城送风管示意图

表 13-16 二层娱乐城送风管管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9
风量 m ³ /h	750	1 500	2 250	3 000	3 750	7 500	11 250	15 000
初定流速 m/s	3.0	4.0	5.0	5.0	5.0	6.0	6.0	7.0
矩形风管尺寸 a × b mm	320 × 200	320 × 320	400 × 320	400 × 400	500 × 400	1 000 × 400	1 250 × 400	1 500 × 400
实际流速 m/s	3.26	4.07	4.90	5.21	5.21	5.21	6.25	6.94

按前述设计计算方法,确定静压箱的尺寸大小为 2.0 m(长)×1.3 m(宽)×1.3 m(高);百叶回风门的外框尺寸为 2.0 m×2.0 m。

(3) 排风管管径计算及排风口选型。排风口共设置 3 个,采用颈径为 400 mm×400 mm 的散流器。关于管径的计算参见图 13-10 和表 13-10,在此不赘述。

(4) 送风管阻力损失概算及风机压头校核。图 13-16 中的送风系统,最不利管长约 29 m。采用与中餐厅同样的计算公式和计算取值,并比较其管长,风机压头满足要求是显而易见的。

6. 三~十二层新风系统。

(1) 走廊西头新风系统送风方式及管径计算。新风机组为 FP20WD,通过沿走廊设置的新风管向两边客房和走廊送新风,其额定风量为 2 000 m³/h。三人间送风量 150 m³/h,二人间送风量 100 m³/h,拟在走廊中设置 2 个下送散流器送风口,则可算得单个散流器的送风量为 250 m³/h。选用颈部尺寸为 150 mm×150 mm 的吊顶方形散流器,实际送风速度为 3.08 m/s,符合要求。

新风系统送风如图 13-17 所示,计算数据及结果归纳于表 13-17 中。各客房的新风送风支管,按通用方法均取 120 mm×120 mm。

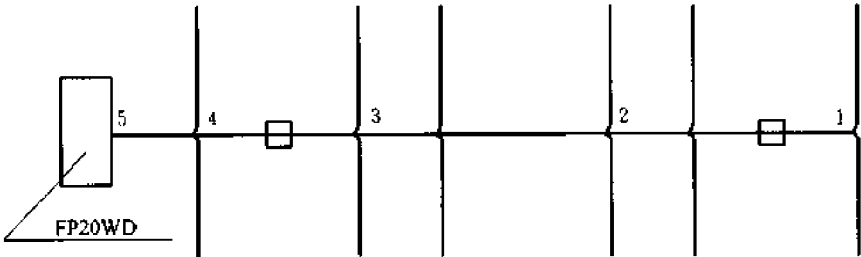


图 13-17 西侧客房新风系统示意图

表 13-17 西侧客房新风送风管管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5
风量 m ³ /h	750	1 250	1 750	2 000
初定流速 m/s	3.5	3.5	4.0	4.0
矩形风管尺寸 a×b mm	320×200	500×200	630×200	800×200
实际流速 m/s	3.26	3.47	3.86	3.09

新风管总长约 22 m,取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 5$,最远端新风出口阻力为 3 mmH₂O,则新风机组所需克服的阻力,按前述方法可算得为 22.8 mmH₂O,而 FP20WD 的余压为 23 mmH₂O,故符合要求。

(2) 走廊东头新风系统送风方式及管径计算。新风机组为 FP12WD-S,送风方式同走廊西头,其额定风量为 1 200 m³/h。由每个客房设计送新风量,可算得单个散流器的风量为 150 m³/h,选用颈部尺寸为 150 mm×150 mm 的吊顶方形散流器,实际送风速度为 1.85 m/s,符合要求。

新风系统送风如图 13-18 所示,计算数据及结果见表 13-18。客房新风支管均取 120 mm×120 mm。

新风管总长约 15 m,取 $R_m = 1.5 \text{ Pa/m}$, $k = 4$,最远端新风出口阻力为 $3 \text{ mmH}_2\text{O}$,则新风机组所需克服的阻力经计算为 $14.25 \text{ mmH}_2\text{O}$,而 FP12WD-S 的余压为 $17 \text{ mmH}_2\text{O}$,符合要求。

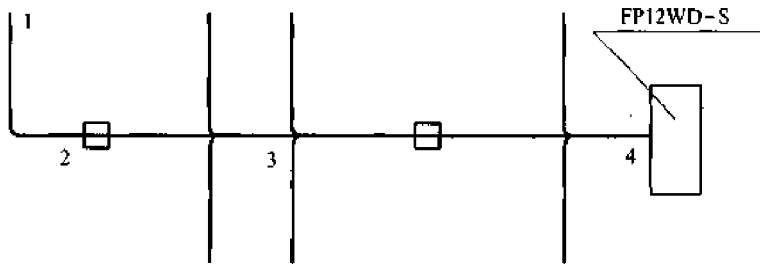


图 13-18 东侧客房新风系统示意图

表 13-18 东侧客房新风送风风管管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4
风量 m^3/h	150	550	1 200
初定流速 m/s	3.0	3.0	3.5
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	120×120	250×200	500×200
实际流速 m/s	2.89	3.00	3.33

7. 十二层天花板内排风总管。全部客房的排风分为 PF-1 和 PF-2 两个系统。下面就两个系统的水平管管径进行计算。

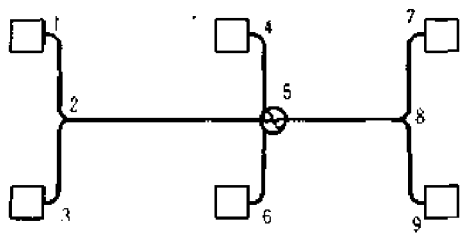


图 13-19 PF-1 系统水平管段示意图

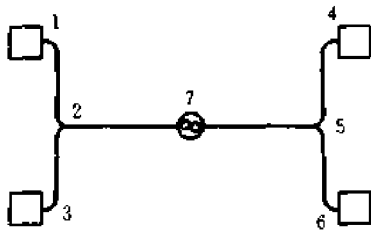


图 13-20 PF-2 系统水平管段示意图

图 13-19、图 13-20 分别是两个排风系统水平管段示意图。PF-1、PF-2 系统所用屋顶通风机的额定风量分别为 $9\,500 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $6\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,将其按各竖井设计总排风量的比例分配,可得到各支管的排风量。计算方法同前述,计算数据和结果见表 13-19 和表 13-20。为保证 PF-1 系统屋顶通风机对各竖井的影响均衡,在通风机与排风水平管的连接处设置 $1\,500 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$ 的静压段。

表 13-19 PF-1 系统水平管段管径计算表

管 段	1—2 4—5 7—8	2—3 6—5 9—8	2—5 8—5
风量 m^3/h	1 928	1 239	3 167
初定流速 m/s	4.5	4.5	4.5
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	500×250	320×250	800×250
实际流速 m/s	4.28	4.29	4.39

表 13-20 PF-2 系统水平管段管径计算表

管 段	1—2 4—5	5—6	3—2	2—7	5—7
风量 m^3/h	2 024	1 301	651	2 675	3 325
初定流速 m/s	4.5	4.5	4.0	3.5	3.5
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	500×250	320×250	200×250	$1\,000 \times 250$	$1\,000 \times 250$
实际流速 m/s	4.50	4.52	3.63	2.97	3.69

8. 地下室车库排风(排烟)系统。

(1) 排风口的布置与选型计算。拟设 16 个排风口,其中下部排风口 10 个,风管直接开口 $350\text{ mm} \times 350\text{ mm}$ 加铁丝网保护;上部排风口 6 个,为颈径 $350\text{ mm} \times 350\text{ mm}$ 的单层百叶排风口。排风机低转速时风量为 $18\,410\text{ m}^3/\text{h}$,可算得每个排风口平均排风量为 $\frac{18\,410}{16}\text{ m}^3/\text{h} = 1\,151\text{ m}^3/\text{h}$,下部排风口面风速为 2.6 m/s ,上部排风口考虑其有效面积的实际面风速为 3.37 m/s ,符合表 9-2 取值要求。

(2) 排风管管径计算。排风管的布置如图 13-21 所示。选择 1—8 为最不利环路,用假定风速法计算管径。计算数据及结果见表 13-21。为不妨碍汽车的停放,所有接下部排风口的排风管均设计成非标准的扁平管贴墙安装。图 13-21 中计算未涉及到的管段管径与其相对应、对称的管段一致。

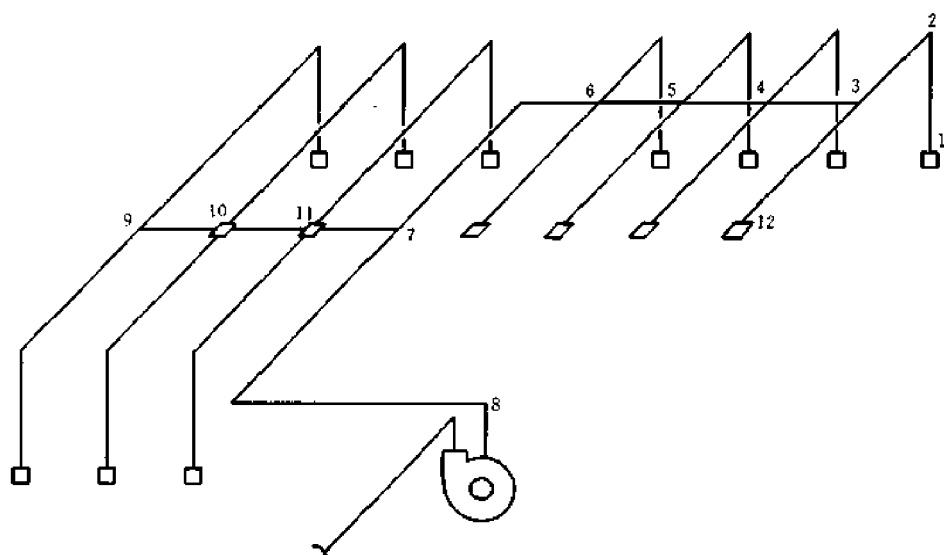


图 13-21 地下室车库排风系统示意图

表 13-21 地下室车库排风管道管径计算表

管 段	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	9—10	10—11	11—7	3—12
风量 m^3/h	1 150	1 150	2 300	4 600	6 900	9 200	18 410	2 300	4 600	6 900	1 150
初定流速 m/s	5.0	4.0	7.0	7.0	8.0	8.0	10.0	7.0	7.0	8.0	5.0
矩形风管尺寸 $a \times b$ mm	630×100	630×150	400×250	500×400	630×400	800×400	$1\,000 \times 500$	400×250	500×400	630×400	400×150
实际流速 m/s	5.08	3.40	6.40	6.40	7.60	7.97	10.23	6.40	6.40	7.60	4.73

(3) 风管阻力损失概算及风机压头校核。最不利环路(包括风机出风段)总长度约为 50 m。按(6-20)式计算,取 $R_m = 2.0 \text{ Pa/m}$, $k = 3$,则排风管空气流动阻力

$$\Delta P = R_m \cdot l(1 + k) = 2.0 \times 50 \times (1 + 3) \text{ Pa} = 400 \text{ Pa}$$

排风口、总管出风口及风机压降的阻力损失之和按 30 Pa 估算,则风机所需机外余压为 430 Pa,而 YSS4-79№10E-31 风机在风量为 18 410 m^3/h 时的机外余压为 450 Pa,符合要求。

第二节 施工图设计文件

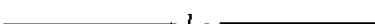
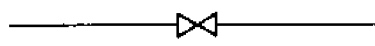
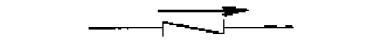
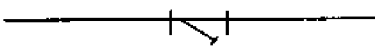
一套完整的施工图设计文件由首页、空调通风设备及主要附件表和设计图样组成。而设计图样又包括平面图、剖面图、系统图、原理图、局部大样图等。限于篇幅,这里只选编了部分文件内容,供参考。

一、设计图样目录与图例

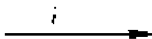
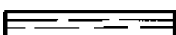
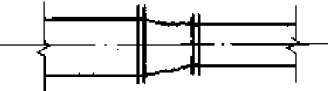
××大厦中央空调工程设计图样目录(选编)

序号	图样名称	图号	规格	附注
01	冷水制备系统流程图	空施-01	A2	
02	冷水流程图	空施-02	A2	
03	地下室通风空调平面图	空施-03	A2	
04	首层空调平面图	空施-04	A2	
05	二层空调平面图	空施-05	A2	
06	三~十二层空调水管平面及冷却塔基础	空施-06	A2	
07	三~十二层空调风管平面图	空施-07	A2	
08	十二层天花内排风管平面图	空施-08	A2	
	⋮			
	⋮			

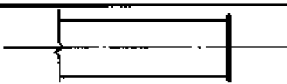
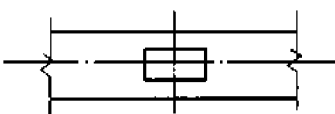
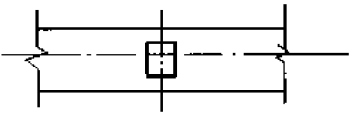
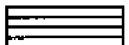
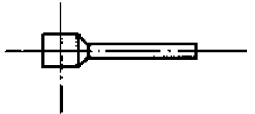
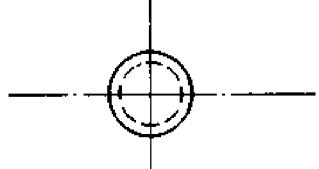
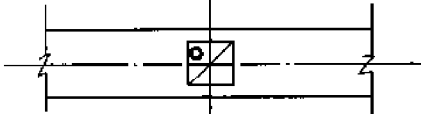
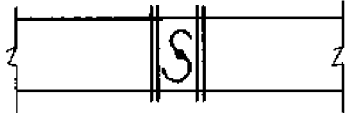
统一图例

1		冷(热)水供水管
2		冷(热)水回水管
3		冷却水供水管
4		冷却水回水管
5		冷凝水管
6		截止阀
7		电动阀
8		蝶阀
9		闸阀
10		止回阀(逆止阀)
11		Y型过滤器
12		球型橡胶减震器

续表

13		水泵(系统流程图)
14		水流开关
15		水流坡向及坡度
16		压力表
17		温度计
18		自动放气阀
19		地漏
20		消声静压箱
21		防火阀
22		风量调节阀
23		单层百叶回风门
24		防水新风百叶加手动多叶调节阀
25		风管软接头
26		轴流风机
27		风向标志

续表

28		双层百叶侧送风口
29		单层百叶排风口
30		吊顶方形散流器
31		单层百叶带滤网回风口
32		天花式排气扇接风管
33		屋顶通风机
34		自动排烟口(带烟感)
35		排烟防火阀

二、通风空调设计、施工说明

(一) 概况

1. 本建筑是一座集住宿、商业、餐饮、娱乐等功能于一体的旅游宾馆,总建筑面积约 8 000 m²,总空调面积 7 269 m²,空调占总建筑面积 90%。总层数 12 层,其中首层为商场、大堂、咖啡廊和办公用房;二层为中餐厅和娱乐城;三~十二层为客房;地下室为中央空调机房及停车场。地下室层高 4.5 m;一、二层层高为 4.0 m;三~十一层层高为 3.0 m;十二层层高为 3.5 m;建筑物总高度为 38.5 m。

2. 空调室外空气计算参数:

	夏季	冬季
空调计算干球温度℃	33.5	5.0
空调计算湿球温度℃	27.7	

3. 室内空气设计标准:

房 间 类 别	夏季			冬季		
	空气温度 t	相对湿度 φ	风速 v	空气温度 t	相对湿度 φ	风速 v
	℃	%	m/s	℃	%	m/s
商场	26	≤ 65	≤ 0.35	20	≥ 40	≤ 0.35
大堂	26	≤ 65	≤ 0.30	18	≥ 40	≤ 0.30
咖啡廊	25	≤ 60	≤ 0.25	22	≥ 30	≤ 0.20
中餐厅	24	≤ 65	≤ 0.25	21	≥ 40	≤ 0.20
娱乐城	25	≤ 60	≤ 0.35	20	≥ 40	≤ 0.25
客房	25	≤ 60	≤ 0.25	22	≥ 30	≤ 0.15
办公室	26	≤ 65	≤ 0.35	18	≥ 40	≤ 0.35
电梯前室及走廊	26	≤ 60	≤ 0.30	18	≥ 40	≤ 0.30

4. 系统设置:水系统为冷热水兼容的二管制、变水量调节、一次泵闭台循环方式,分为两个子系统。KT-1 系统为首、二层的供回水;KT-2 系统为三~十二层的供回水。

首层、二层各区间独立排风,客房排风系统分为 PF-1、PF-2 子系统,集中天面由屋顶通风机排出。

5. 空调冷、热源:选用 23XL150 型螺杆式冷水机组 2 台,总冷量 $106 \times 10^4 \text{ W}$;选用 DSJ-20 型燃气热水机组 2 台,总热量 $46.4 \times 10^4 \text{ W}$ 。

(二) 施工安装

1. 必须遵守的规范和标准:

- (1) 采暖通风与空气调节设计规范(GBJ19—87);
- (2) 高层民用建筑设计防火规范(GB50045—95);
- (3) 制冷设备安装工程与验收规范(GBJ66—84);
- (4) 采暖与卫生工程施工及验收规范(GBJ242—82);
- (5) 通风与空调工程施工及验收规范(GBJ243—82);
- (6) 建筑采暖卫生与煤气工程质量检验评定标准(GBJ302—88);
- (7) 通风与空调工程质量检验评定标准(GBJ304—88);
- (8) 建筑安装工程质量检验评定标准(GBJ305—75)通用机械设备安装工程。

2. 风管施工安装:

(1) 风管油漆:不保温的风管及其支吊架先刷防腐红丹两度后,再刷银色或灰色油漆两度。

(2) 风管保温:采用密度为 32 kg/m^3 的带筋铝箔贴面的玻璃棉毡保温,用胶粘在风管壁上的塑料钉固定,塑料钉的密度约 16 颗/m^2 为宜,玻璃棉毡的搭接口处用带筋铝箔带封贴密实,不得有泄漏空气的隐患。最后用打包塑料带捆扎,间距约 1 m 左右。

保温厚度如下:敷设在非空调空间的送风管和新风管为 50 mm ,敷设在空调空间则为 25 mm 。

(3) 风管支吊架:除在防火阀、电动风阀等部件安装处必须单独设支吊架外,一般风管每隔 2 m 左右设支吊架 1 个,支吊架的做法可参照《采暖通风国家标准图集》选用。保温风管在风管壁与支吊架的横担之间必须衬垫保温层或用沥青蒸煮过的硬木垫。

3. 水管施工安装。

(1) 冷水管、冷却水管管道、配件及其连接:

① 当管径 $DN \leq 125 \text{ mm}$ 时,采用标准镀锌钢管及其标准配件,管螺纹连接;

② 当管径 DN 为 125~200 mm 时,采用无缝钢管、冲压弯头和焊接连接;

③ 与风机盘管和 $DN \leq 25$ mm 的电动阀门、截止阀、闸阀的连接管,均采用紫铜管喇叭口或管螺纹连接;

④ 凡与设备或阀门等配件连接的管道均采用管螺纹或法兰连接。

(2) 冷凝水管管道、配件及其连接:全部采用标准镀锌钢管及其标准配件,管螺纹连接。

(3) 管道与配件的清洗和排污:

① 在安装之前,管道和配件的内外壁必须用 100~300 kPa(表压)的高压水冲洗干净后才可安装;

② 管道系统在清洗前必须把换热设备与系统分离开,即冷水机组的蒸发器和冷凝器、空气处理机组和风机盘管等设备都应临时接上旁通管。然后向膨胀水箱或冷却塔灌水,直至系统灌满水为止。接着从系统的最低处把脏水放出。按上述方法经多次排放后才可开动冷冻水泵或冷却水泵,使水不断地循环若干次。停泵后将系统内的脏水放尽,经多次重复清洗直至放出的水干净时止。最后把 Y 型过滤器上的滤网拆下清洗干净后装上,再把换热设备上的临时旁通管拆掉,接通系统管路才算清洗排污工作完成。

③ 在完成了上述各项工作之后,再次向膨胀水箱和冷却塔灌水直至灌满水为止。此时应将自动排气阀打开放出系统中的空气,并逐个放出风机盘管、风柜、新风机组等管路内的空气。接通各用电设备的电源,为水系统的正常运行做好准备。

(4) 水管支吊架、管道及其配件必须用支吊架吊稳固,不得把管道及其配件的重量传递给设备承受。

① 水平安装管道的支吊架一般应设置在建筑物的钢筋混凝土梁位处,支吊架的间距依照 GBJ242—82 的规定。数条管并列支吊时应以最小间距管径为基准设置支吊架。垂直安装管道(含在管内安装)在多层楼板处应设支架;

② 冷水管与支吊架之间必须垫以经过沥青蒸煮过的硬垫木,垫木的厚度一般与保温层厚度相同;

③ 管道支吊架的做法,安装单位可参照采暖通风国标图集,支吊架必须牢固可靠。

(5) 管道系统的放水点和放气点:除图中已标明放水或放气点外,若在安装过程中出现局部的气囊和最低点时,应在相应的地点分别设置放气或放水装置。

(6) 管道试压与通水:管道系统安装完毕后必须按下述方法进行水压试验和通水试验:

① 冷水管、冷却水管的试验压力应为其工作压力的 1.5 倍,但不得小于 600 kPa(表压)。试压的方法是先把管道系统的压力升至试验压力,观测 10 min,如果压力降不大于 50 kPa,则把压力降至工作压力,做外观检查,以不漏不渗为合格。

注意:管道系统试压时必须把设备与管路系统隔离开。

② 冷凝水管应进行通水水流流向试验,以保证冷凝水按设计要求的坡度排放。

(7) 管道油漆及保温:

① 管道试压合格后,必须先清除管道表面的铁锈,然后在管道的外壁及其支吊架均刷防锈红丹两度,不保温的管道和支吊架再刷银漆或灰漆两度;

② 冷水管、冷凝水管采用阿姆斯壮发泡橡胶软性隔热管套(板)保温。保温层厚度如下:

冷水管管径	$DN20 \sim DN32$	$\delta = 6$ mm
	$DN40 \sim DN200$	$\delta = 9$ mm
冷凝水管管径	$DN20 \sim DN50$	$\delta = 6$ mm

4. 控制与自动控制。

(1) 冷水制备系统的启停程序:

① 开机程序:冷却水泵 → 冷却塔风机 → 冷水泵 → 冷水机组
冷却塔供水管电动二通阀开

② 停机程序:冷水机组 → 冷却塔风机 → 冷却水泵 → 冷水泵
冷却塔供水管电动二通阀关

(2) 热水制备系统的启停程序:开机时先起动冷(热)水泵,1 min后再点火引燃热水机组;停机程序与开机程序相反。

(3) 系统供回水总管上的压差控制:通过供回水总管上的压差控制器,使系统的运行水量保证不低于某一台冷(热)水机组运行的额定水量。电动二通阀按比例调节运行。

(4) 风机盘管:一般风机盘管都配有风机三速手动调速开关和挂墙式恒温器及电动二通阀,电动二通阀按通-断双位调节运行。

(5) 空气处理机组(风柜):一般由设置在回风口处的温度传感器联回水管上自动比例调节电动二通阀的启闭度达到室温调节。

(6) 新风空气处理机组(新风机):一般由设置在送风管内温度传感器联回水管上自动比例调节电动二通阀的启闭度达到调节送风温度。

(三) 调试

整项工程安装完毕后,必须进行下列各项的调试工作:

1. 务必使各个系统的每个送风口达到设计风量;
2. 按设计图纸调整各个系统的新风量;
3. 调整各个系统的水流量;
4. 调整各个温度传感器的设定值;
5. 务必把各种设备调整到额定工况下运行。

(四) 竣工验收

应按上列规范和标准组织竣工验收。

三、空调通风设备及附件表

空调通风设备及附件表

序号	名称	规格、型号	单位	数量	备 注
1	螺杆式冷水机组	23XL150 型,冷量 53×10^4 W	台	2	上海一冷开利生产
2	中央热水机组	DSJ-20 型,热量 23.2×10^4 W	台	2	广州逸森
3	冷冻水泵	IS125-100-315A	台	3	广州第一水泵厂,两用一备
4	冷却水泵	IS100-80-160	台	3	广州第一水泵厂,两用一备
5	冷却塔	SR-125-UL	台	2	广州马利新菱冷却塔有限公司
6	立式上出风风柜	FP160L II	台	1	广州江南空调设备厂生产
7		FP150L II	台	3	广州江南空调设备厂生产
8		FP60L II	台	1	广州江南空调设备厂生产
9	吊顶式风柜	FP20WD	台	2	广州江南空调设备厂生产
10	吊顶式新风处理机组	FP20WD	台	10	广州江南空调设备厂生产
11		FP12WD-S	台	10	广州江南空调设备厂生产
12	管道式轴流排风机	DZ-13-3C,低噪型	台	1	
13		DZ-13-3.2D,低噪型	台	2	
14		DZ-13-5C,低噪型	台	1	
15	卧式暗装风机盘管	FP-4WA	台	190	杭州冰宝空调设备有限公司
16		FP-8WA	台	10	杭州冰宝空调设备有限公司

续表

序号	名称	规格、型号	单位	数量	备 注
17		FP-10WA	台	2	杭州冰宝空调设备有限公司
18		FP-12.5WA	台	2	杭州冰宝空调设备有限公司
19	天花式排气扇	PQ-14	台	100	
20		PQ-09	台	90	
21		PQ-40	台	6	
22	双速离心风机	YSS4-79№10E-31	台	1	上虞风机厂
23	膨胀水箱	有效容积 1.0 m ³ , 玻璃钢箱体	个	1	国标 N101-1, N101-2'
24	比例调节电动二通阀	DN70	套	4	美国 Johnson, 配温感, 变压器
25		DN50	套	1	美国 Johnson, 配温感, 变压器
26		DN40	套	10	美国 Johnson, 配温感, 变压器
27		DN32	套	12	美国 Johnson, 配温感, 变压器
28	风机盘管用双位电动二通阀	DN20	套	202	美国 Johnson, 配三速开关及温感
29	压差控制电动旁通阀	DN100	套	1	美国 Johnson, 配压感, 变压器
30	自动放气阀	DN15	只	3	
31	压力表	0~1.6 MPa, Y-60	只	26	
32	金属套筒式温度计	0~50 ℃, WDG-11	只	14	
33	水流开关	$P_{\max} = 1.0 \text{ MPa}$, F61KB-9001	套	4	美国 Johnson
34	Y型过滤器	DN150	只	6	
35	水路止回阀	DN150	只	6	
36	水路电动阀	DN150	只	8	
37	水路蝶阀	DN150	只	12	
38		DN125	只	2	
39		DN100	只	2	
40	水路闸阀	DN150	只	16	
41		DN100	只	2	
42		DN80	只	2	
43		DN70	只	12	
44		DN50	只	22	
45		DN40	只	22	
46		DN32	只	4	
47	水路球阀	DN40	只	20	
48		DN32	只	24	
49		DN20	只	424	
50	消声静压箱	2.0 m×1.5 m×1.5 m	只	4	现场制作
51		1.5 m×1.0 m×1.0 m	只	1	现场制作

续表

序号	名称	规格、型号	单位	数量	备 注
52	防火阀	1 500×400,70℃	只	3	
53		1 000×320,70℃	只	1	
54		800×200,70℃	只	10	
55		630×200,70℃	只	2	
56		500×250,70℃	只	5	
57		500×200,70℃	只	10	
58		320×250,70℃	只	4	
59		200×250,70℃	只	1	
60		120×120,70℃	只	190	
61	铝合金防水新风百叶后装 手动多叶调节阀	1 500×500	组	1	
62		1 000×500	组	1	
63		1 000×400	组	1	
64		1 000×200	组	20	
65		800×200	组	2	
66	吊顶方形散流器	400×400	只	8	
67		300×300	只	4	
68		250×250	只	73	
69		200×200	只	39	
70		150×150	只	40	
71	双层可调百叶侧送风口	500×150	只	4	
72		500×120	只	3	
73		600×120	只	190	客房风机盘管配套用
74	单层百叶带滤网回风口	600×400	只	190	客房风机盘管配套用
75		1 000×500	只	2	
76	单层百叶回风门	2.5 m×2.5 m	组	1	现场制作
77		2.0 m×2.0 m	组	3	现场制作
78		1.6 m×2.0 m	组	1	现场制作
79	单层百叶排风口	800×200	只	3	
80		350×350	只	6	
81	插板式排风口外带铁丝网	350×350	只	10	
82	自动排烟口(带烟感)	350×350,280℃	组	11	
83	排烟防火阀	800×400,280℃	只	1	
84		630×400,280℃	只	1	

四、设计图样(选编)

详见书后插页。

附录 I

附表 1 国际单位制与工程单位制单位换算表

(1) 压力单位换算

bar	Pa	at(kgf/cm ²)	atm	mmHg	mmH ₂ O (kgf/m ²)
巴	帕	工程大气压	标准气压	毫米汞柱	毫米水柱
1	1×10^5	1.019 7	$9.869 2 \times 10^{-1}$	$7.500 6 \times 10^2$	$1.019 7 \times 10^4$
1×10^{-5}	1	$1.019 7 \times 10^{-5}$	$9.869 2 \times 10^{-6}$	$7.500 6 \times 10^{-3}$	$1.019 7 \times 10^{-1}$
$9.806 7 \times 10^{-1}$	$9.806 7 \times 10^4$	1	$9.678 4 \times 10^{-1}$	$7.355 6 \times 10^2$	1×10^4
1.013 3	$1.013 3 \times 10^5$	1.033 2	1	$7.600 0 \times 10^2$	$1.033 2 \times 10^4$
$1.333 2 \times 10^{-3}$	$1.333 2 \times 10^2$	$1.359 5 \times 10^{-3}$	$1.315 8 \times 10^{-3}$	1	$1.359 5 \times 10^1$
$9.806 7 \times 10^{-5}$	9.806 7	1×10^{-4}	$9.678 4 \times 10^{-5}$	$7.355 6 \times 10^{-2}$	1

(2) 功、热量、能量单位换算

kJ	kgf·m	kcal	kW·h	
千焦	公斤力·米	千卡	千瓦小时	马力小时
1	$1.019 7 \times 10^2$	$2.388 5 \times 10^{-1}$	$2.777 8 \times 10^{-4}$	$3.776 7 \times 10^{-4}$
$9.806 7 \times 10^{-3}$	1	$2.342 3 \times 10^{-3}$	$2.724 1 \times 10^{-6}$	$3.703 7 \times 10^{-6}$
4.186 8	$4.269 4 \times 10^2$	1	1.163×10^{-3}	$1.581 2 \times 10^{-3}$
$3.600 7 \times 10^3$	3.671×10^5	$8.598 5 \times 10^2$	1	1.359 6
$2.647 8 \times 10^3$	$2.700 5 \times 10^5$	$6.324 2 \times 10^2$	7.355×10^{-1}	1

(3) 功率单位换算

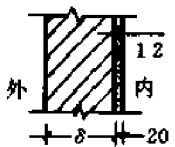
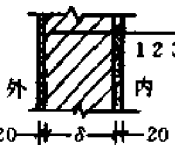
W	kcal/h	kgf·m/s	
瓦	千卡/时	公斤力·米/秒	马力
1	$8.598 5 \times 10^{-1}$	$1.019 7 \times 10^{-1}$	$1.359 6 \times 10^{-3}$
1.163	1	1.185 9	$1.581 2 \times 10^{-3}$
9.806 5	8.432 2	1	$1.333 3 \times 10^{-2}$
7.355×10^2	$6.324 2 \times 10^2$	75	1

(4) 其他单位换算

热流量	W/m^2	$kcal/(m^2 \cdot h)$	导热系数	$W/(m \cdot K)$	$kcal/(m \cdot h \cdot ^\circ C)$
	1 1.163	$8.598\ 5 \times 10^{-1}$ 1		1 1.163	$8.598\ 5 \times 10^{-1}$ 1
对流换热系数 传热系数	$W/(m^2 \cdot K)$	$kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	比热容	$kJ/(kg \cdot K)$	$kcal/(kg \cdot ^\circ C)$
	1 1.163	$8.598\ 5 \times 10^{-1}$ 1		1 4.186 8	$2.388\ 5 \times 10^{-1}$ 1
动力粘度	$kg/(m \cdot s)$	$kgf \cdot s/m^2$	运动粘度 导温系数	m^2/s	m^2/h
	1 9.086 7	$1.019\ 7 \times 10^{-1}$ 1		1 2.777 8	3 600 1

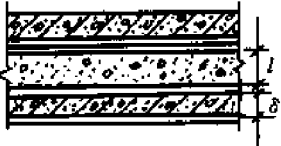
附表2 冷负荷系数法计算空调冷负荷资料表^①

(1) 外墙结构类型(原表3-1)

序号	构造	壁厚 δ mm	保温厚 l mm	传热阻 $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$	传热系数 $kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	质量 kg/m^2	热容量 $kcal/(m^2 \cdot ^\circ C)$	类型
1	 1. 砖墙 2. 白灰粉刷	240		0.37	1.76	464	97	Ⅲ
		370		0.56	1.33	698	146	Ⅱ
		490		0.73	1.08	914	192	I
2	 1. 水泥砂浆 2. 砖墙 3. 白灰粉刷	240		0.40	1.69	500	104	Ⅲ
		370		0.58	1.29	734	154	Ⅱ
		490		0.75	1.05	950	199	I

(2) 屋面结构类型(原表3-2)

^① 摘自中国建筑科学院空气调节研究所《空调冷负荷计算方法专刊》(1983年内部发行),原表中单位采用工程单位制,读者查用时请参见本书附表1换算为国际单位制。

序号	构造	壁厚 δ mm	保温层		传热阻 $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C / kcal$	传热系数 $kcal / (m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	质量 kg/m^2	热容量 $kcal / (m^2 \cdot ^\circ C)$	类型
			材料	厚度 l mm					
3	 1. #200 水泥面砖(或钢筋混凝土板)30 mm 2. 水泥砂浆 20 mm 3. 卷材防水层,上嵌粗砂一层 4. 水泥砂浆找平层 20 mm 5. 保温层 6. 隔汽层 7. 找平层 20 mm 8. 预制钢筋混凝土屋面板 9. 内粉刷	35	珍珠岩膨胀	50	0.73	1.08	314	63	IV
				100	1.23	0.70	331	66	IV
				150	1.73	0.52	349	69	III
				200	2.23	0.41	366	71	III
			珍珠岩膨胀	50	0.95	0.88	311	63	IV
				100	1.66	0.54	326	66	IV
				150	2.37	0.39	341	69	III
				200	3.09	0.30	356	72	III
			泡沫混凝土	50	0.51	1.42	326	66	V
				100	0.79	1.02	356	72	IV
				150	1.07	0.79	386	78	III
				200	1.34	0.65	416	84	II
			页岩石板	50	0.79	1.02	316	67	IV
				100	1.34	0.65	336	73	III
				150	1.90	0.48	356	79	II
				200	2.45	0.38	376	86	I
4	 1. #200 水泥面砖(或钢筋混凝土板)30 mm 2. 水泥砂浆 20 mm 3. 卷材防水层 4. 水泥砂浆找平层 20 mm 5. 保温层 6. 隔汽层 7. 现浇钢筋混凝土屋面板 8. 内粉刷	70	珍珠岩膨胀	50	0.73	1.08	362	73	IV
				100	1.23	0.70	379	75	III
				150	1.73	0.52	397	78	III
				200	2.23	0.41	414	81	II
			珍珠岩膨胀	50	0.95	0.87	359	73	IV
				100	1.66	0.54	374	76	III
				150	2.38	0.39	389	79	III
				200	3.09	0.30	404	82	II
			泡沫混凝土	50	0.51	1.41	374	76	IV
				100	0.79	1.02	404	82	III
				150	1.07	0.79	434	88	III
				200	1.34	0.65	464	94	II
			页岩石板	50	0.79	1.02	364	76	IV
				100	1.34	0.65	384	83	III
				150	1.90	0.48	404	89	II
				200	2.46	0.38	424	95	I

(3) 外墙冷负荷计算温度 t_l ($^{\circ}C$) (原表 3-3)

时 间 朝 向	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE
II 型外墙								
0	36.1	38.2	38.5	36.0	33.1	36.2	38.5	38.1
1	36.2	38.5	38.9	36.3	33.2	36.1	38.4	38.1
2	36.2	38.6	39.1	36.5	33.2	36.0	38.2	37.9
3	36.1	38.6	39.2	36.5	33.2	35.8	38.0	37.7
4	35.9	38.4	39.1	36.5	33.1	35.6	37.6	37.4
5	35.6	38.2	38.9	36.3	33.0	35.3	37.3	37.0
6	35.3	37.9	38.6	36.1	32.8	35.0	36.9	36.6

续表

时 间 朝 向	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE
7	35.0	37.5	38.2	35.8	32.6	34.7	36.4	36.2
8	34.6	37.1	37.8	35.4	32.3	34.3	36.0	35.8
9	34.2	36.6	37.3	35.1	32.1	33.9	35.5	35.3
10	33.9	36.1	36.8	34.7	31.8	33.6	35.2	34.9
11	33.5	35.7	36.3	34.3	31.6	33.5	35.0	34.6
12	33.2	35.2	35.9	33.9	31.4	33.5	35.0	34.5
13	32.9	34.9	35.5	33.6	31.3	33.7	35.2	34.6
14	32.8	34.6	35.2	33.4	31.2	33.9	35.6	34.8
15	32.9	34.4	34.9	33.2	31.2	34.3	36.1	35.2
16	33.1	34.3	34.8	33.2	31.3	34.6	36.6	35.7
17	33.4	34.4	34.8	33.2	31.4	34.9	37.1	36.2
18	33.9	34.7	34.9	33.3	31.6	35.2	37.5	36.7
19	34.4	35.2	35.3	33.5	31.8	35.4	37.9	37.2
20	34.9	35.8	35.8	33.9	32.1	35.7	38.2	37.5
21	35.3	36.5	36.5	34.4	32.4	35.9	38.4	37.8
22	35.7	37.2	37.3	35.0	32.6	36.1	38.5	38.0
23	36.0	37.7	38.0	35.5	32.9	36.2	38.6	38.1
最大值	36.2	38.6	39.2	36.5	33.2	36.2	38.6	38.1
最小值	32.8	34.3	34.8	33.2	31.2	33.5	35.0	34.5

Ⅲ型外墙

0	38.1	41.9	42.9	39.3	34.7	36.9	39.1	39.1
1	37.5	41.4	42.5	39.1	34.4	36.4	38.4	38.4
2	36.9	40.6	41.8	38.6	34.1	35.8	37.6	37.6
3	36.1	39.7	40.8	37.9	33.6	35.1	36.7	36.8
4	35.3	38.7	39.8	37.1	33.1	34.4	35.9	35.9
5	34.5	37.6	38.6	36.2	32.5	33.7	35.0	35.0
6	33.7	36.6	37.5	35.3	31.9	33.0	34.1	34.2
7	33.0	35.5	36.4	34.4	31.3	32.3	33.3	33.3
8	32.2	34.5	35.4	33.5	30.8	31.6	32.5	32.5
9	31.5	33.6	34.4	32.7	30.3	31.2	32.1	31.9
10	30.9	32.8	33.5	32.0	30.0	31.3	32.1	31.7
11	30.5	32.2	32.8	31.5	29.8	31.9	32.8	32.0
12	30.4	31.8	32.4	31.2	29.8	32.8	34.1	32.8
13	30.6	31.6	32.1	31.1	30.0	33.9	35.6	34.0
14	31.3	31.7	32.1	31.2	30.3	34.9	37.2	35.4
15	32.3	32.1	32.3	31.4	30.7	35.7	38.5	36.9
16	33.5	32.9	32.8	31.9	31.3	36.3	39.5	38.2
17	34.9	34.1	33.7	32.5	31.9	36.8	40.2	39.3
18	36.3	35.7	35.0	33.3	32.5	37.2	40.5	39.9
19	37.4	37.5	36.7	34.5	33.1	37.5	40.7	40.3
20	38.1	39.2	38.7	35.8	33.6	37.7	40.7	40.5
21	38.6	40.6	40.5	37.3	34.1	37.7	40.6	40.4
22	38.7	41.6	42.0	38.5	34.5	37.6	40.2	40.1
23	38.5	42.0	42.0	39.2	34.7	37.4	39.7	
最大值	38.7	42.0	42.9	39.3	34.7	37.7	40.7	40.5
最小值	30.4	31.6	32.1	31.1	29.8	31.2	32.1	31.7

(4) 屋面冷负荷计算温度 $t_l(^{\circ}\text{C})$ (原表 3-4)

时 间 屋 面 类 型	I 型	II 型	III 型	IV 型	V 型	VI 型
0	43.7	47.2	47.7	46.1	41.6	38.1
1	44.3	46.4	46.0	43.7	39.0	35.5
2	44.8	45.4	44.2	41.4	36.7	33.2
3	45.0	44.3	42.4	39.3	34.6	31.4
4	45.0	43.1	40.6	37.3	32.8	29.8
5	44.9	41.8	38.8	35.5	31.2	28.4
6	44.5	40.6	37.1	33.9	29.8	27.2
7	44.0	39.3	35.5	32.4	28.7	26.5
8	43.4	38.1	34.1	31.2	28.4	26.8
9	42.7	37.0	33.1	30.7	29.2	28.6
10	41.9	36.1	32.7	31.0	31.4	32.0
11	41.1	35.6	33.0	32.3	34.7	36.7
12	40.2	35.6	34.0	34.5	38.9	42.2
13	39.5	36.0	35.8	37.5	43.4	47.8
14	38.9	37.0	38.1	41.0	47.9	52.9
15	38.5	38.4	40.7	44.6	51.9	57.1
16	38.3	40.1	43.5	47.9	54.9	59.8
17	38.4	41.9	46.1	50.7	56.8	60.9
18	38.8	43.7	48.3	52.7	57.2	60.2
19	39.4	45.4	49.9	53.7	56.3	57.8
20	40.2	46.7	50.8	53.6	54.0	54.0
21	41.1	47.5	50.9	52.5	51.0	49.5
22	42.0	47.8	50.3	50.7	47.7	45.1
23	42.9	47.7	49.2	48.4	44.5	41.3
最大值	45.0	47.8	50.9	53.7	57.2	60.9
最小值	38.3	35.6	32.7	30.7	28.4	26.5

(5) I ~ IV 型结构地点修正值 $t_d(^{\circ}\text{C})$ (原表 3-5)

编号	城 市	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE	水平
1	北 京	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	天 津	-0.4	-0.3	-0.1	-0.1	-0.2	-0.3	-0.1	-0.3	-0.5
3	石 家 庄	0.5	0.6	0.8	1.0	1.0	0.9	0.8	0.6	0.4
4	太 原	-3.3	-3.0	-2.7	-2.7	-2.8	-2.8	-2.7	-3.0	-2.8
5	呼 和 浩 特	-4.3	-4.3	-4.4	-4.5	-4.6	-4.7	-4.4	-4.3	-4.2
6	沈 阳	-1.4	-1.7	-1.9	-1.9	-1.6	-2.0	-1.9	-1.7	-2.7
7	长 春	-2.3	-2.7	-3.1	-3.3	-3.1	-3.4	-3.1	-2.7	-3.6
8	哈 尔 滨	-2.2	-2.8	-3.4	-3.7	-3.4	-3.8	-3.4	-2.8	-4.1
9	上 海	-0.8	-0.2	0.5	1.2	1.2	1.0	0.5	-0.2	0.1
10	南 京	1.0	1.5	2.1	2.7	2.7	2.5	2.1	1.5	2.0
11	杭 州	1.0	1.4	2.1	2.9	3.1	2.7	2.1	1.4	1.5

续表

编号	城 市	S	SW	W	NW	N	NE	E	SE	水平
12	合 肥	1.0	1.7	2.5	3.0	2.8	2.8	2.4	1.7	2.7
13	福 州	-0.8	0.0	1.1	2.1	2.2	1.9	1.1	0.0	0.7
14	南 昌	0.4	1.3	2.4	3.2	3.0	3.1	2.4	1.3	2.4
15	济 南	1.6	1.9	2.2	2.4	2.3	2.3	2.2	1.9	2.2
16	郑 州	0.8	0.9	1.3	1.8	2.1	1.6	1.3	0.9	0.7
17	武 汉	0.4	1.0	1.7	2.4	2.2	2.3	1.7	1.0	1.3
18	长 沙	0.5	1.3	2.4	3.2	3.1	3.0	2.4	1.3	2.2
19	广 州	-1.9	-1.2	0.0	1.3	1.7	1.2	0.0	-1.2	-0.5
20	南 宁	-1.7	-1.0	0.2	1.5	1.9	1.3	0.2	-1.0	-0.3
21	成 都	-3.0	-2.6	-2.0	-1.1	-0.9	-1.3	-2.0	-2.6	-2.5
22	贵 阳	-4.9	-4.3	-3.4	-2.3	-2.0	-2.5	-3.5	-4.3	-3.5
23	昆 明	-8.5	-7.8	-6.7	-5.5	-5.2	-5.7	-6.7	-7.8	-7.2
24	拉 萨	-13.5	-11.8	-10.2	-10.0	-11.0	-10.1	-10.2	-11.8	-8.9
25	西 安	0.5	0.5	0.9	1.5	1.8	1.4	0.9	0.5	0.4
26	兰 州	-4.8	-4.4	-4.0	-3.8	-3.9	-4.0	-4.0	-4.4	-4.0
27	西 宁	-9.6	-8.9	-8.4	-8.5	-8.9	-8.6	-8.4	-8.9	-7.9
28	银 川	-3.8	-3.5	-3.2	-3.3	-3.6	-3.4	-3.2	-3.5	-2.4
29	乌 鲁 木 齐	0.7	0.5	0.2	-0.3	-0.4	-0.4	0.2	0.5	0.1
30	台 北	-1.2	-0.7	0.2	2.6	1.9	1.3	0.2	-0.7	-0.2
31	二 连	-1.8	-1.9	-2.2	-2.7	-3.0	-2.8	-2.2	-1.9	-2.3
32	汕 头	-1.9	-0.9	0.5	1.7	1.8	1.5	0.5	-0.9	0.4
33	海 口	-1.5	-0.6	1.0	2.4	2.9	2.3	1.0	-0.6	1.0
34	桂 林	-1.9	-1.1	0.0	1.1	1.3	0.9	0.0	-1.1	-0.2
35	重 庆	0.4	1.1	2.0	2.7	2.8	2.6	2.0	1.1	1.7
36	敦 煌	-1.7	-1.3	-1.1	-1.5	-2.0	-1.6	-1.1	-1.3	-0.7
37	格 尔 木	-9.6	-8.8	-8.2	-8.3	-8.8	-8.3	-8.2	-8.8	-7.6
38	和 田	-1.6	-1.6	-1.4	-1.1	-0.8	-1.2	-1.4	-1.6	-1.5
39	喀 什	-1.2	-1.0	-0.9	-1.0	-1.2	-1.9	-0.9	-1.0	-0.7
40	库 车	0.2	0.3	0.2	-0.1	-0.3	-0.2	0.2	0.3	0.3

(6) 外表面放热系数修正值 k_s (原表 3-6)

α_w kcal/(m ² ·h·℃)	12	14	16	18	20	22	24	26
k_s	1.06	1.03	1	0.98	0.97	0.95	0.94	0.93

(7) 单层窗玻璃的 K 值 [原表 3-8, 单位 kcal/(m²·h·℃)]

α_n α_w	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
10	3.33	3.55	3.75	3.94	4.12	4.29	4.44	4.59	4.74	4.87
11	3.44	3.67	3.88	4.09	4.28	4.46	4.63	4.79	4.95	5.10

续表

$\alpha_n \backslash \alpha_w$	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
12	3.53	3.77	4.00	4.22	4.42	4.62	4.80	4.98	5.14	5.30
13	3.61	3.86	4.11	4.33	4.55	4.76	4.95	5.14	5.32	5.49
14	3.68	3.95	4.20	4.44	4.67	4.88	5.09	5.29	5.48	5.66
15	3.76	4.02	4.29	4.53	4.77	5.00	5.22	5.43	5.63	5.82
16	3.81	4.09	4.36	4.62	4.87	5.11	5.33	5.55	5.76	5.96
17	3.86	4.16	4.43	4.70	4.96	5.20	5.44	5.67	5.88	6.09
18	3.91	4.21	4.50	4.78	5.04	5.29	5.54	5.77	6.00	6.22
19	3.96	4.27	4.56	4.84	5.12	5.38	5.63	5.87	6.11	6.33
20	4.00	4.31	4.62	4.91	5.19	5.45	5.71	5.96	6.21	6.44
21	4.04	4.36	4.67	4.96	5.25	5.53	5.79	6.05	6.30	6.54
22	4.07	4.40	4.71	5.02	5.31	5.59	5.87	6.13	6.39	6.63
23	4.11	4.44	4.76	5.07	5.37	5.66	5.94	6.21	6.47	6.72
24	4.14	4.47	4.80	5.11	5.42	5.71	6.00	6.28	6.55	6.81
25	4.17	4.51	4.84	5.16	5.47	5.77	6.06	6.34	6.62	6.88

(8) 双层窗玻璃的 K 值[原表 3-9, 单位 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$]

$\alpha_n \backslash \alpha_w$	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
10	2.04	2.12	2.19	2.25	2.31	2.36	2.41	2.45	2.49	2.53
11	2.08	2.16	2.23	2.30	2.36	2.41	2.46	2.51	2.55	2.59
12	2.11	2.20	2.27	2.34	2.40	2.46	2.51	2.56	2.60	2.64
13	2.14	2.23	2.31	2.38	2.44	2.50	2.55	2.60	2.65	2.69
14	2.17	2.26	2.34	2.41	2.47	2.53	2.59	2.64	2.68	2.73
15	2.19	2.28	2.36	2.44	2.50	2.56	2.62	2.67	2.72	2.76
16	2.21	2.30	2.39	2.46	2.53	2.59	2.65	2.70	2.75	2.80
17	2.23	2.32	2.41	2.48	2.55	2.62	2.68	2.73	2.78	2.82
18	2.24	2.34	2.43	2.50	2.57	2.64	2.70	2.75	2.80	2.85
19	2.26	2.36	2.44	2.52	2.59	2.66	2.72	2.78	2.83	2.87
20	2.27	2.37	2.46	2.54	2.61	2.68	2.74	2.80	2.85	2.90
21	2.29	2.38	2.47	2.55	2.63	2.70	2.76	2.81	2.87	2.92
22	2.30	2.40	2.49	2.57	2.64	2.71	2.77	2.83	2.89	2.93
23	2.31	2.41	2.50	2.58	2.66	2.73	2.79	2.85	2.90	2.95
24	2.32	2.42	2.51	2.59	2.67	2.74	2.80	2.86	2.92	2.97
25	2.33	2.43	2.52	2.61	2.68	2.75	2.82	2.88	2.93	2.98

(9) 玻璃窗传热系数的修正值(原表 3-10)

窗 框 类 型	单 层 窗	双 层 窗
全 部 玻 璃	1.00	1.00
木窗框, 80% 玻璃	0.90	0.95
木窗框, 60% 玻璃	0.80	0.85
金属窗框, 80% 玻璃	1.00	1.20

(10) 玻璃窗冷负荷计算温度 t_l (°C) (原表 3-11)

时间 h	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
t_l	27.2	26.7	26.2	25.8	25.5	25.3	25.4	26.0	26.9	27.9	29.0	29.9
时间 h	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
t_l	30.8	31.5	31.9	32.2	32.2	32.0	31.6	30.8	29.9	29.1	28.4	27.8

(11) 玻璃窗的地点修正值 t_d (°C) (原表 3-12)

编号	城市	t_d	编号	城市	t_d
1	北京	0	21	成都	-1
2	天津	0	22	贵阳	-3
3	石家庄	1	23	昆明	-6
4	太原	-2	24	拉萨	-11
5	呼和浩特	-4	25	西安	2
6	沈阳	-1	26	兰州	-3
7	长春	-3	27	西宁	-8
8	哈尔滨	-3	28	银川	-3
9	上海	1	29	乌鲁木齐	1
10	南京	3	30	台北	1
11	杭州	3	31	二连	-2
12	合肥	3	32	汕头	1
13	福州	2	33	海口	1
14	南昌	3	34	桂林	1
15	济南	3	35	重庆	3
16	郑州	2	36	敦煌	-1
17	武汉	3	37	格尔木	-9
18	长沙	3	38	和田	-1
19	广州	1	39	喀什	0
20	南宁	1	40	库车	0

(12) 夏季各纬度带的日射得热因数最大值 $D_{j,max}$ [原表 2-1, 单位 kcal/(m²·h)]

纬度带 \ 朝向	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	水平
20°	112	268	465	400	112	400	465	268	753
25°	125	285	438	362	115	362	438	285	717
30°	149	322	463	357	99	357	463	322	716
35°	216	375	494	369	105	369	494	375	726
40°	260	410	515	380	98	380	515	410	724
45°	316	437	514	372	94	372	514	437	698
拉萨	150	397	625	509	114	509	625	397	852

注:每一纬度带包括的宽度为 $\pm 2^{\circ}30'$ 纬度。

(13) 窗玻璃的遮挡系数 C_g (原表 2-2)

玻 璃 类 型	C_g 值
“标准玻璃”	1.00
5 mm 厚普通玻璃	0.93
6 mm 厚普通玻璃	0.89
3 mm 厚吸热玻璃	0.96
5 mm 厚吸热玻璃	0.88
6 mm 厚吸热玻璃	0.83
双层 3 mm 厚普通玻璃	0.86
双层 5 mm 厚普通玻璃	0.78
双层 6 mm 厚普通玻璃	0.74

注:1. “标准玻璃”系指 3 mm 厚的单层普通玻璃;

2. 吸热玻璃系指上海耀华玻璃厂生产的浅蓝色吸热玻璃;

3. 表中 C_g 对应的内外表面放热系数为 $\alpha_n = 7.5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 和 $\alpha_w = 16 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$;

4. 这里的双层玻璃的内外层玻璃是相同的。

(14) 窗内遮阳设施的遮阳系数 C_p (原表 2-3)

内遮阳类型	颜 色	C_p
白布帘	浅色	0.50
浅蓝布帘	中间色	0.60
深黄、紫红、深绿布帘	深色	0.65
活动百叶帘	中间色	0.60

(15) 窗的有效面积系数 C_a (原表 2-4)

系 窗 的 类 别 数	单层钢窗	单层木窗	双层钢窗	双层木窗
有效面积系数 C_a	0.85	0.70	0.75	0.60

(16) 北区无内遮阳窗玻璃冷负荷系数(原表 2-5)

时 间 朝 向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.13	0.17	0.21	0.28	0.39	0.49	0.54	0.65	0.60	0.42	0.36	0.32	0.27	0.23	0.21	0.20	0.18	0.17
SE	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.22	0.34	0.45	0.51	0.62	0.58	0.41	0.34	0.32	0.31	0.28	0.26	0.22	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15
E	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.29	0.41	0.49	0.60	0.56	0.37	0.29	0.29	0.28	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
NE	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.35	0.45	0.53	0.54	0.38	0.30	0.30	0.30	0.29	0.27	0.26	0.23	0.20	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
N	0.26	0.24	0.23	0.21	0.19	0.18	0.44	0.42	0.43	0.49	0.56	0.61	0.64	0.66	0.66	0.63	0.59	0.64	0.64	0.38	0.35	0.32	0.30	0.28
NW	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.22	0.22	0.28	0.39	0.50	0.56	0.59	0.31	0.22	0.21	0.19	0.18
W	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.25	0.37	0.47	0.52	0.62	0.55	0.24	0.23	0.21	0.20	0.18
SW	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.29	0.40	0.49	0.54	0.64	0.59	0.39	0.25	0.24	0.22	0.20	0.19
水平	0.20	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.16	0.22	0.31	0.39	0.47	0.53	0.57	0.69	0.68	0.55	0.49	0.41	0.33	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21

(17) 北区有内遮阳窗玻璃冷负荷系数(原表 2-6)

时 间 朝 向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.11	0.18	0.26	0.40	0.58	0.72	0.84	0.80	0.62	0.45	0.32	0.24	0.16	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08
SE	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.30	0.54	0.71	0.83	0.80	0.62	0.43	0.30	0.28	0.25	0.22	0.17	0.13	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07
E	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.47	0.68	0.82	0.79	0.59	0.38	0.24	0.24	0.23	0.21	0.18	0.15	0.11	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06
NE	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.54	0.79	0.79	0.60	0.38	0.29	0.29	0.29	0.27	0.25	0.21	0.16	0.12	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06
N	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.09	0.59	0.54	0.54	0.65	0.75	0.81	0.83	0.83	0.79	0.71	0.60	0.61	0.68	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13
NW	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.09	0.13	0.17	0.21	0.23	0.25	0.26	0.26	0.35	0.57	0.76	0.83	0.67	0.13	0.10	0.09	0.09	0.08
W	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.08	0.11	0.11	0.17	0.18	0.19	0.20	0.34	0.56	0.72	0.83	0.77	0.53	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08
SW	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.09	0.13	0.17	0.20	0.23	0.28	0.38	0.58	0.73	0.84	0.79	0.59	0.37	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09
水平	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.13	0.26	0.42	0.57	0.69	0.77	0.85	0.84	0.73	0.63	0.49	0.33	0.19	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09

(18) 南区无内遮阳窗玻璃冷负荷系数(原表 2-7)

时 间 朝 向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.14	0.17	0.25	0.33	0.42	0.48	0.54	0.59	0.70	0.70	0.57	0.52	0.44	0.35	0.30	0.28	0.26	0.24	0.22
SE	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.20	0.36	0.47	0.52	0.61	0.54	0.39	0.37	0.36	0.35	0.32	0.28	0.23	0.20	0.19	0.18	0.16	0.15
E	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.24	0.39	0.48	0.61	0.57	0.38	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.23	0.21	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13
NE	0.12	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.26	0.41	0.49	0.59	0.54	0.36	0.32	0.32	0.31	0.29	0.27	0.24	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14	0.13
N	0.28	0.25	0.24	0.22	0.21	0.19	0.38	0.49	0.52	0.55	0.59	0.63	0.66	0.68	0.68	0.68	0.69	0.69	0.60	0.40	0.37	0.35	0.32	0.30
NW	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.15	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.27	0.38	0.48	0.54	0.63	0.52	0.25	0.23	0.21	0.20	0.18
W	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.28	0.40	0.50	0.54	0.61	0.50	0.24	0.23	0.21	0.20	0.18
SW	0.18	0.17	0.15	0.14	0.13	0.12	0.13	0.16	0.19	0.23	0.25	0.27	0.29	0.37	0.48	0.55	0.67	0.60	0.38	0.26	0.24	0.22	0.21	0.19
水平	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.14	0.19	0.28	0.37	0.45	0.52	0.56	0.68	0.67	0.53	0.46	0.38	0.30	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20

(19) 南区有内遮阳窗玻璃冷负荷系数(原表 2-8)

时 间 朝 向	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
S	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.14	0.31	0.47	0.60	0.69	0.77	0.87	0.84	0.74	0.66	0.54	0.38	0.20	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10
SE	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.27	0.55	0.74	0.83	0.75	0.52	0.40	0.39	0.36	0.33	0.27	0.20	0.13	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07
E	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.36	0.63	0.81	0.81	0.63	0.41	0.27	0.27	0.25	0.23	0.20	0.15	0.10	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06
NE	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.40	0.67	0.82	0.76	0.56	0.38	0.31	0.30	0.28	0.25	0.21	0.17	0.11	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06
N	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.47	0.67	0.70	0.72	0.77	0.82	0.85	0.84	0.81	0.78	0.77	0.75	0.56	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14
NW	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.08	0.13	0.17	0.21	0.24	0.26	0.27	0.34	0.54	0.71	0.84	0.77	0.46	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08
W	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.07	0.12	0.16	0.19	0.21	0.22	0.23	0.37	0.60	0.75	0.84	0.73	0.42	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08
SW	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.09	0.16	0.22	0.28	0.32	0.35	0.36	0.50	0.69	0.84	0.83	0.61	0.34	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09
水平	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.09	0.21	0.38	0.54	0.67	0.76	0.85	0.83	0.72	0.61	0.45	0.28	0.16	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09

(20) 照明散热负荷系数(原表 4-1)

灯具类型	空调设备 运行时数 h	开灯时数 h	开 灯 后 的 小 时 数 h																							
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
明 装 荧 光 灯	24	13	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.89	0.90	0.92	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11
	24	10	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	24	8	0.37	0.67	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	16	13	0.60	0.87	0.90	0.91	0.91	0.93	0.93	0.94	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.97	0.29	0.26								
	16	10	0.60	0.82	0.83	0.84	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.88	0.90	0.32	0.28	0.25	0.23	0.19								
	16	8	0.51	0.79	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.29	0.26	0.23	0.20	0.19	0.17	0.15								
	12	10	0.63	0.90	0.91	0.93	0.93	0.94	0.95	0.95	0.95	0.96	0.96	0.37												
暗 装 荧 或 白 光 灯	24	10	0.34	0.55	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.12	0.11
	16	10	0.58	0.75	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25								
	12	10	0.69	0.86	0.89	0.90	0.91	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.50												

(21) 不同温度条件下的成年男子散热、散湿量(原表 4-2)

温度(℃) 劳动、湿度		16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静坐	显热	85	80	77	75	72	70	67	64	61	58	54	50	46	41	37
	潜热	15	17	19	20	22	23	26	29	32	35	39	43	47	52	56
	全热	100	97	96	95	94	93	93	93	93	93	93	93	93	93	93
	散湿量	26	30	33	35	38	40	45	50	56	61	68	75	82	90	97
极轻劳动	显热	93	90	86	83	77	73	68	64	60	56	52	49	44	39	35
	潜热	29	31	34	37	40	44	48	51	55	59	63	66	71	76	80
	全热	122	121	120	120	117	117	116	115	115	115	115	115	115	115	115
	散湿量	50	54	59	64	69	76	83	89	96	102	109	115	123	132	139
轻度劳动	显热	101	96	91	85	80	75	70	65	60	55	50	44	40	34	30
	潜热	61	64	68	72	77	81	86	91	96	101	106	112	116	122	126
	全热	162	160	159	157	157	156	156	156	156	156	156	156	156	156	156
	散湿量	105	110	118	126	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	显热	129	122	115	108	101	96	89	83	76	71	64	58	52	45	39
	潜热	74	81	88	95	101	106	113	119	126	131	138	144	150	157	163
	全热	203	203	203	203	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202
	散湿量	128	141	153	165	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	显热	165	160	155	150	145	140	135	130	125	120	115	110	105	100	95
	潜热	185	190	195	200	205	210	215	220	225	230	235	240	245	250	255
	全热	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350
	散湿量	321	330	339	347	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

注:表中显热、潜热和全热的单位为 kcal/h,散湿量的单位为 g/h。

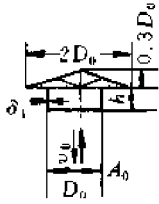
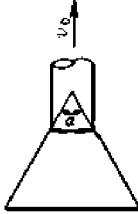
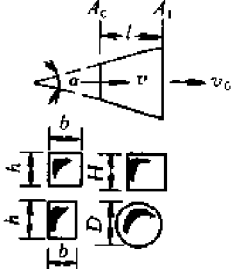
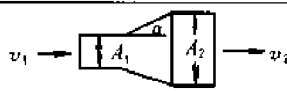
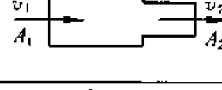
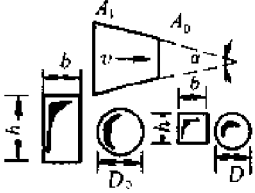
(22) 某些空调建筑物内的群集系数 n (原表 4-3)

工作场所	群集系数	工作场所	群集系数
影剧院	0.89	旅馆	0.93
百货商场(售货)	0.89	图书馆阅览室	0.96
纺织厂	0.90	铸造车间	1.00
体育馆	0.92	炼钢车间	1.00

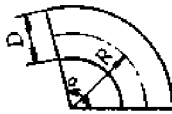
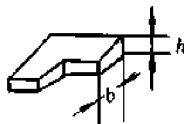
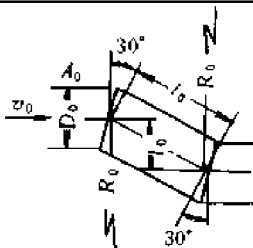
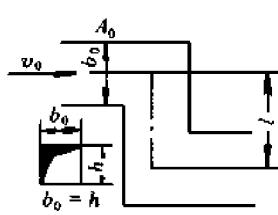
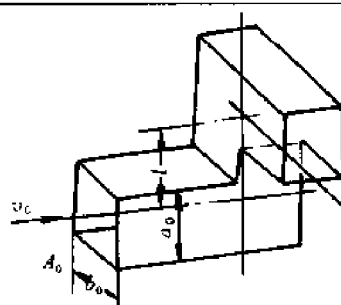
(23) 人体显热散热冷负荷系数 C_{CL} (原表 4-4)

在室内的 总小时数 h	每个人进入室内后的小时数 h																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
	0.49	0.58	0.67	0.76	0.85	0.94	0.97	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
2	0.49	0.58	0.67	0.76	0.85	0.94	0.97	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.77	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.83	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97	0.97

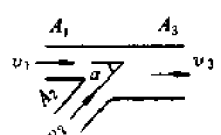
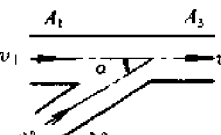
附表3 局部阻力系数表^①

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)														
1	带有倒锥体的伞形风帽		h/D_0														
				0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	∞			
			进风	2.9	1.9	1.59	1.41	1.33	1.25	1.15	1.10	1.07	1.06	1.06			
			排风	—	2.9	1.9	1.50	1.30	1.20	—	1.10	—	1.00	—			
2	伞罩形		α°	10		20		30		40		90		120	150		
			圆形	0.14		0.07		0.04		0.05		0.11		0.20	0.30		
			矩形	0.25		0.13		0.10		0.12		0.19		0.27	0.37		
3	渐扩管		$\frac{A_1}{A_0}$	α°													
				10			15			20			25			30	
			1.25	0.02			0.03			0.05			0.06			0.07	
			1.50	0.03			0.06			0.10			0.12			0.13	
			1.75	0.05			0.09			0.14			0.17			0.19	
			2.00	0.06			0.13			0.20			0.23			0.26	
			2.25	0.08			0.16			0.26			0.38			0.33	
4	渐扩管		α	22.5			30			45			90				
			ζ_1	0.6			0.8			0.9			1.0				
5	突扩		$\frac{A_1}{A_2}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.9	1.0				
			ζ_1	1.0	0.81	0.64	0.49	0.36	0.25	0.16	0.09	0.01	0				
6	突缩		$\frac{A_2}{A_1}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.9	1.0				
			ζ_2	0.5	0.47	0.42	0.38	0.34	0.30	0.25	0.20	0.09	0				
7	渐缩管		当 $\alpha \leq 45^\circ$ 时 $\zeta = 0.10$														
8	90°圆形弯头(及非90°弯头)		$\alpha = 90^\circ$														
			R/D	二中节二端节			三中节二端节			五中节二端节			八中节二端节				
			1.0	0.29			0.28			0.24			0.24				
			1.5	0.25			0.23			0.21			0.21				
			非90°弯头的阻力系数修正值														
			$\zeta_s = C_s \zeta_{90^\circ}$			α			60°			45°			30°		
						C_s			0.8			0.6			0.4		

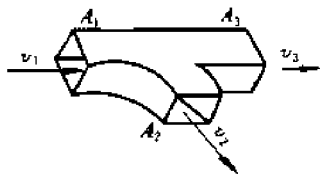
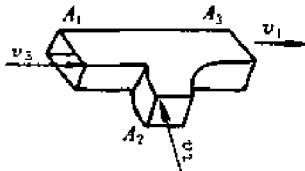
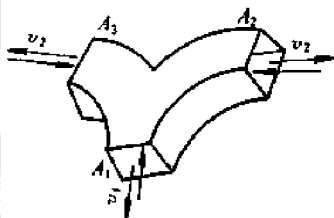
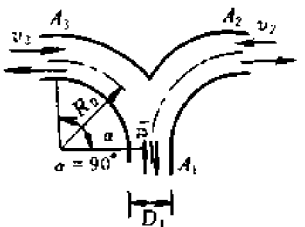
① 本表引自薛殿华主编《空气调节》,清华大学出版社,1991年。

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)														
9	圆形或正方形弯头		$\frac{R}{\alpha^\circ}$	1D	1.5D	2.0D	2.5D	3D	6D	10D	$\zeta = 0.008 \frac{\alpha^{0.75}}{n^{0.8}}$ 式中 $n = \frac{R}{D}$ 或 $n = \frac{R}{b}$ b 为正方形边长						
			7.5	0.028	0.021	0.018	0.016	0.014	0.010	0.008							
			15	0.058	0.044	0.037	0.033	0.029	0.021	0.016							
			30	0.11	0.081	0.069	0.061	0.054	0.038	0.030							
			60	0.18	0.41	0.12	0.10	0.091	0.064	0.051							
			90	0.23	0.18	0.15	0.13	0.12	0.083	0.066							
			120	0.27	0.20	0.17	0.15	0.13	0.10	0.076							
			150	0.30	0.22	0.19	0.17	0.15	0.11	0.084							
			180	0.33	0.25	0.21	0.18	0.16	0.12	0.092							
10	矩形弯头		h/b	0.25				0.50				0.75 ~ 3.0					
			R/b	0.75	1.0	1.5	2.0	0.75	1.0	1.5	2.0	0.75 ~ 3.0					
			ζ	0.55 0.45				0.30 0.20				0.45 0.30 0.15				0.4 0.15 0.2 ~ 0.10	
11	矩形弯头		h/b	0.25				0.5				1.0				2.0	
			ζ	2.1				1.7				1.2				0.6	
12	板弯头带导风		1. 单叶式 $\zeta = 0.35$ 2. 双叶式 $\zeta = 0.10$														
13	乙形管		l_0/D_0	0	1.0		2.0		3.0		4.0		5.0		6.0		
			R_0/D_0	0	1.90		3.74		5.60		7.46		9.30		11.3		
			ζ	0	0.15		0.15		0.16		0.16		0.16		0.16		
14	乙形弯		l/b_0	0	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0				
			ζ	0	0.62	0.89	1.61	2.63	3.61	4.01	4.18	4.22	4.18				
			l/b_0	2.4	2.8	3.2	4.0	5.0	6.0	7.0	9.0	10.0	∞				
			ζ	3.75	3.31	3.20	3.08	2.92	2.80	2.70	2.5	2.41	2.30				
15	Z形弯		l/b_0	0	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0				
			ζ	1.15	2.40	2.90	3.31	3.44	3.40	3.36	3.28	3.20	3.11				
			l/b_0	2.4	2.8	3.2	4.0	5.0	6.0	7.0	9.0	10.0	∞				
			ζ	3.16	3.18	3.15	3.00	2.89	2.78	2.70	2.50	2.41	2.30				

续表

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ_1 值以图内所示速度 v_1 计算) ζ_2													
16		 $A_1 + A_2 = A_3$ $\alpha = 30^\circ$	A_2/A_3	L_2/L_3												
				0.00	0.03	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	
				ζ_2												
				0.06	-1.13	-0.07	-0.30	+1.82	10.1	23.3	41.5	65.2	—	—	—	—
				0.10	-1.22	-1.00	-0.76	+0.02	2.88	7.34	13.4	21.1	29.4	—	—	—
				0.20	-1.50	-1.35	-1.22	-0.84	+0.05	+1.4	2.70	4.46	6.48	8.70	11.4	17.3
				0.33	-2.00	-1.80	-1.70	-1.40	-0.72	-0.12	+0.52	1.20	1.89	2.56	3.30	4.80
				0.50	-3.00	-2.80	-2.6	-2.24	-1.44	-0.91	-0.36	0.14	0.56	0.84	1.18	1.53
				ζ_1												
				0.01	0	0.06	+0.04	-0.10	-0.81	-2.10	-4.07	-6.60	—	—	—	—
			0.10	0.01	0.10	0.08	+0.04	-0.33	-1.05	-2.14	-3.60	5.40	—	—	—	
			0.20	0.06	0.10	0.13	0.16	+0.06	-0.24	-0.73	-1.40	-2.30	-3.34	-3.59	-8.64	
			0.33	0.42	0.45	0.48	0.51	0.52	+0.32	+0.07	-0.32	-0.83	-1.47	-2.19	-4.00	
			0.50	1.40	1.40	1.40	1.36	1.26	1.09	+0.86	+0.53	+0.15	-0.52	-0.82	-2.07	
17	合流三通(分支管)	 $A_1 + A_2 > A_3$ $A_1 = A_2$ $\alpha = 30^\circ$	L_2/L_3	A_2/A_3							ζ_2					
				0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0						
			0	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	
			0.1	+0.21	-0.46	-0.57	-0.60	-0.62	-0.63	-0.63	-0.63	-0.63	-0.63	-0.63	-0.63	
			0.2	3.1	+0.37	-0.06	-0.20	-0.28	-0.30	-0.35	-0.35	-0.35	-0.35	-0.35	-0.35	
			0.3	7.6	1.5	+0.50	+0.20	+0.05	-0.08	-0.10	-0.10	-0.10	-0.10	-0.10	-0.10	
			0.4	13.50	2.95	1.15	0.59	0.26	+0.18	+0.16	+0.16	+0.16	+0.16	+0.16	+0.16	
			0.5	21.2	4.58	1.78	0.97	0.44	0.35	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	
			0.6	30.4	6.42	2.60	1.37	0.64	0.46	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	
			0.7	41.3	8.5	3.40	1.77	0.76	0.56	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	
			0.8	53.8	11.5	4.22	2.14	0.85	0.53	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	
			0.9	58.0	14.2	5.30	2.58	0.89	0.52	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	
			1.0	83.7	17.3	6.33	2.92	0.89	0.39	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	
			18	合流三通(直管)	 $A_1 + A_2 > A_3$ $A_1 = A_2$ $\alpha = 30^\circ$	L_2/L_3	A_2/A_3							ζ_1		
0.1	0.2	0.3					0.4	0.6	0.8	1.0						
0	0.00	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
0.1	0.02	0.11				0.13	0.15	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	
0.2	-0.33	0.01				0.13	0.18	0.20	0.24	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	0.29	
0.3	-1.10	-0.25				-0.01	+0.10	0.22	0.30	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	
0.4	-2.15	-0.75				-0.30	-0.05	0.17	0.26	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	
0.5	-3.60	-1.43				-0.70	-0.35	0.00	0.21	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	
0.6	-5.40	-2.35				-1.25	-0.70	-0.20	+0.06	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	
0.7	-7.60	-3.40				-1.95	-1.2	-0.50	-0.15	+0.10	+0.10	+0.10	+0.10	+0.10	+0.10	
0.8	-10.1	-4.61				-2.74	-1.82	-0.90	-0.43	-0.15	-0.15	-0.15	-0.15	-0.15	-0.15	
0.9	-13.0	-6.02				-3.70	-2.55	-1.40	-0.80	-0.45	-0.45	-0.45	-0.45	-0.45	-0.45	
1.0	-16.80	-7.70				-4.75	-3.35	-1.90	-1.17	-0.75	-0.75	-0.75	-0.75	-0.75	-0.75	

续表

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)											
19	90° 矩形断面送出三通		$\frac{L_2}{L_1}$	$\frac{A_2}{A_1}$				$\frac{A_2}{A_1}$						
				0.25	0.5	0.75	1.0	0.25	1.0					
				ζ_2				ζ_3						
			0.1	0.7	0.61	0.65	0.68	—	—					
			0.2	0.5	0.5	0.55	0.56	—	—					
			0.3	0.6	0.4	0.40	0.45	—	—					
			0.4	0.8	0.4	0.35	0.40	0.05	0.03					
			0.5	1.25	0.5	0.35	0.30	0.15	0.05					
			0.6	2.0	0.6	0.38	0.29	0.20	0.12					
			0.7	—	0.8	0.45	0.29	0.30	0.20					
0.8	—	1.05	0.58	0.30	0.40	0.29								
0.9	—	1.5	0.75	0.38	0.46	0.35								
20	90° 矩形断面吸入三通		$\frac{L_2}{L_1}$	$\frac{A_2}{A_3}$			$\frac{A_2}{A_3}$							
				0.25	0.50	1.0	0.5	1.0						
				ζ_2			ζ_3							
			0.1	-0.6	-0.6	-0.6	0.20	0.20						
			0.2	0.0	-0.2	-0.3	0.20	0.22						
			0.3	0.4	0.0	-0.1	0.10	0.25						
			0.4	1.2	0.25	0.0	0.0	0.24						
			0.5	2.3	0.40	0.1	-0.1	0.20						
			0.6	3.6	0.70	0.2	-0.2	0.18						
			0.7	—	1.0	0.3	-0.3	0.15						
0.8	—	1.5	0.4	-0.4	0.00									
21	矩形三通		A_2/A_1		0.5		1							
			分 流		0.304		0.247							
			合 流		0.233		0.072							
22	圆形三通		合 流 ($R_0/D_1 = 2$)											
			L_3/L_1	0	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.0
			ζ_1	-0.13	-0.10	-0.07	-0.30	0	0.03	0.03	0.03	0.03	0.05	0.08
			分流 ($A_3/A_1 = 0.5, L_3/L_1 = 0.5$)											
			R_0/D_1	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0						
	ζ_1	1.10	0.60	0.40	0.25	0.20								

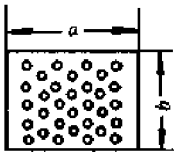
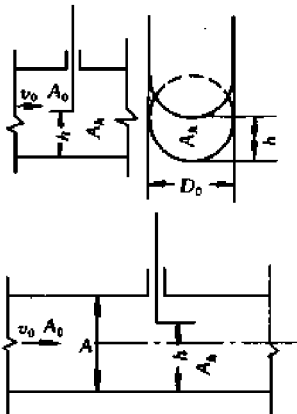
续表

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)									
23	直角三通		v_2/v_1	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6			
			ζ_{12}	1.18	1.32	1.50	1.72	1.98	2.28			
			ζ_{21}	0.6	0.8	1.0	1.6	1.9	2.5			
24	矩形送出三通		$v_2/v_1 < 1$ 时可不计, $v_2/v_1 \geq 1.0$ 时						$\Delta H = \zeta \frac{\rho v_1^2}{2}$			
			x	0.25	0.5	0.75	1.0	1.25				
			$\zeta_{直通}$	0.21	0.07	0.05	0.15	0.36				
			$\zeta_{分支}$	0.30	0.20	0.30	0.40	0.65				
			表中 $x = \left(\frac{v_2}{v_1}\right) \times \left(\frac{a}{b}\right)^{1/4}$									
25	矩形吸入三通		v_1/v_3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	$\Delta H = \zeta \frac{\rho v_3^2}{2}$ ζ 直通之值		
			$\frac{A_1}{A_2} = 0.75$	-1.2	-0.3	0.35	0.8	1.1	—			
			0.67	-1.7	-0.9	-0.3	0.1	0.45	0.7			
			0.60	-2.1	-0.3	-0.8	0.4	0.1	0.2			
			ζ 分支	-1.3	-0.9	-0.5	0.1	0.55	1.4	$\Delta H = \zeta \frac{\rho v_3^2}{2}$		
26	侧孔吸风		$\frac{A_2}{A_1}$	L_2/L_0								
				0.1	0.2	0.3	0.4	0.5				
			ζ_0									
			0.1	0.8	1.3	1.4	1.4	1.4				
			0.2	-1.4	0.9	1.3	1.4	1.4				
			0.4	-9.5	0.2	0.9	1.2	1.3				
			0.6	-21.2	-2.5	0.3	1.0	1.2				
			$\frac{A_2}{A_1}$	L_2/L_0				ζ_1				
				0.1	0.2	0.3	0.4					
			0.1	0.1	-0.1	-0.8	-2.6					
			0.2	0.1	0.2	-0.01	-0.6					
			0.4	0.2	0.3	0.3	0.2					
			0.6	0.2	0.3	0.4	0.4					
27	调节式送风口		α°	30	40	50	60	70	80	90	100	110
			流线形叶片	6.4	2.7	1.7	1.6	—	—	—	—	—
			简易叶片	—	—	—	1.2	1.2	1.4	1.8	2.4	3.5
28	带板缝风挡条送		v_1/v_0	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0			
			ζ_1	2.73	3.3	4.0	4.9	6.5	10.4			

续表

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)														
29	侧面送风口		$\zeta = 2.04$														
30	45° 的固定金属百叶窗		$\frac{A_1}{A_0}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0				
			进风 ζ	-	45	17	6.8	4.0	2.3	1.4	0.9	0.6	0.5				
			排风 ζ	-	58	24	13	8.0	5.3	3.7	2.7	2.0	1.5				
			A_0 —净面积														
31	单面空气分布器		当网格净面积为 80% 时 $r = 0.2D$ $R = 1.2D$ $b = 0.7D$ $l = 1.25D$ $\zeta = 1.0$ $K = 1.8D$														
32	侧面孔口(最后孔口)	$A = b \times h$ $h = 0.875 D_0$ $K = 0.875 D_0$ 单孔 双孔	$\frac{A}{A_0}$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	
			送 出	单 孔													
				ζ	65.7	30.0	16.4	10.0	7.30	5.50	4.48	3.67	3.16	2.44	-	-	-
			吸 入	双 孔													
				ζ	67.7	33.0	17.2	11.6	8.45	6.80	5.86	5.00	4.38	3.47	2.90	2.52	2.25
			单 孔	单 孔													
				ζ	64.5	30.0	14.9	9.00	6.27	4.54	3.54	2.70	2.28	1.60	-	-	-
			双 孔	双 孔													
				ζ	65.5	36.5	17.0	12.0	8.75	6.85	5.50	4.54	3.84	2.76	2.01	1.40	1.10
33	墙 孔		$\frac{l}{h}$	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	4.0		
			ζ	2.83	2.72	2.60	2.34	1.95	1.76	1.67	1.62	1.6	1.6	1.55	1.55		
34	风量调节阀		$\frac{n}{a}$	1	2	3	4	5									
			0	0.4	0.35	0.25	-	-									
			15	0.6	1.1	0.7	0.5	0.4									
			20	3.5	3.3	2.8	2	1.8									
			45	17	10	6.5	6	5.2									
			60	95	30	20	15	13									
			75	800	90	60	-	-									

续表

序号	名称	图形和断面	局部阻力系数 ζ (ζ 值以图内所示的速度 v 计算)												
35	孔板送风口		v	开 孔 率					$\Delta H = \zeta \frac{v^2 \rho}{2}$ v 为面风速						
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6							
			0.5	30	12	6.0	3.6	2.3							
			1.0	33	13	6.8	4.1	2.7							
			1.5	35	14.5	7.4	4.6	3.0							
			2.0	39	15.5	7.8	4.9	3.2							
			2.5	40	16.5	8.3	5.2	3.4							
			3.0	41	17.5	8.0	5.5	3.7							
36	插板阀		ζ 值 (相应风速为管内风速 v_0)												
			h/D_0	0	0.1	0.125	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
			1. 圆 管												
			A_k/A_0	0	-	0.16	0.25	0.38	0.50	0.61	0.71	0.81	0.90	0.96	1.0
			ζ	∞	-	97.9	35.0	10.0	4.60	2.06	0.98	0.44	0.17	0.06	0
			2. 矩 形 管												
			ζ	∞	193	-	44.5	17.8	8.12	4.02	2.08	0.95	0.39	0.09	0

附录Ⅱ 主要参考书目

- 1 电子工业部第十设计院主编. 空气调节设计手册. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 2 中国建筑科学研究院建筑设计研究所等编. 民用建筑采暖通风设计技术措施. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
- 3 陆耀庆主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 4 中国建筑科学研究院空气调节研究所编. 空调冷负荷计算方法专刊. 内部出版物, 1983
- 5 中国建筑标准设计研究所. 采暖通风国家标准图集. 内部出版物, 1993
- 6 北京市设备安装工程公司等编. 全国通用通风管道计算表. 北京: 中国建筑工业出版社, 1977
- 7 龚崇实, 王福祥主编. 通风空调工程安装手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989
- 8 薛殿华主编. 空气调节. 北京: 清华大学出版社, 1991
- 9 孙一坚主编. 工业通风. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986
- 10 李佐周主编. 制冷与空调设备原理及维修. 北京: 高等教育出版社, 1994
- 11 李娥飞编著. 暖通空调设计通病分析手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1991
- 12 陈乐德, 毛蓉丽编著. 建筑工程施工及验收规范讲座(12). 北京: 中国建筑工业出版社, 1986
- 13 钱以明编著. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 14 陕西省第一设备安装工程公司等编. 空调试调. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989
- 15 陈沛霖, 岳孝芳主编. 空调与制冷技术手册. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 16 彦启森主编. 空气调节用制冷技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- 17 周谟仁主编. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- 18 国家技术监督局发布. 中华人民共和国国家标准: GBJ19—87 采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1989
- 19 国家技术监督局发布. 中华人民共和国国家标准: GB500—45—95 高层民用建筑设计防火规范. 北京: 中国计划出版社, 1995
- 20 [日]村上宏, 北见进著. 建筑设备方案设计数据. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986
- 21 尹宝泉著. 住宅厨房通风及设备. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989
- 22 上海市工业设备安装公司等编. 全国通用通风管道配件图表. 北京: 中国建筑工业出版社, 1979
- 23 国家技术监督局发布. 中华人民共和国国家标准: GBJ114—88 采暖通风与空气调节制图标准. 北京: 中国计划出版社, 1989
- 24 何耀东, 何青编著. 旅馆建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 25 北京市建筑工程总公司编. 建筑设备安装分项工程施工工艺标准. 北京: 中国建筑工业出版社, 1992
- 26 现行建筑施工规范大全(5). 北京: 中国建筑工业出版社, 1991

- 27 强十渤,程协瑞主编.安装工程分项施工工艺手册(3)——通风空调工程.北京:中国计划出版社,1994

附录Ⅲ 部分厂家产品技术资料

一、重庆通用机器厂

无氟离心式冷水机组技术参数表

参数名称		机组型号											
		LSBLXR123(R-11)											
		700	900	1050	1200	1400	1750	2100	2450	2800	3300	3700	4200
制冷量 * (制冷剂为 R-11 时)	kW	704	878	1 055	1 268	1 407	1 756	2 111	2 460	2 814	3 338	3 727	4 222
	RT	200	250	300	360	400	500	600	700	800	950	1 060	1 200
	10 ⁴ kcal/h	60.5	75.5	90.7	109	121	151	181.5	211.5	242	287	320.5	363
冷水	进水温度 ℃	12											
	出水温度 ℃	7											
	流量 m ³ /h	121	151	181.4	218	242	312	363	423	484	574	641	726
	流程数	4			3				2				
	接管口径 mm	150			200		250		300				
	污垢系数 m ² ℃/kW	0.086											
	水阻损失 mAq	12			12.5				9.3		11.5		
冷却水	进水温度 ℃	32											
	出水温度 ℃	37											
	流量 m ³ /h	150	188	226	272	302	378	453	529	604	696	779	881
	流程数	3			2								
	接管口径 mm	150			200		250		300			350	
	污垢系数 m ² ℃/kW	0.086											
	水阻损失 mH ₂ O	7.8	8.3		5.7				11.0		9.5		
电动机	输出功率 kW	150	180	200	235	260	320	385	455	515	600	670	760
	电压 V	380/6 000						6 000					

续表

机 组 型 号		LSBLXR123(R-11)											
		700	900	1050	1200	1400	1750	2100	2450	2800	3300	3700	4200
参 数 名 称													
R-11 充入量 kg		650				700	850	900	950	1 050	2 000		
润滑油加入量 kg		35							70				
机组吊装质量 t		7			8.6	8.9	10	11.0	13.4	13.8	18.0	18.7	20.0
机组运行质量 t		8.3	8.5	8.7	9.8	10.1	11.7	13.0	15.4	16.0	22.0	23.0	25.0
机 组 尺 寸	长(A) mm	3 860			4 952		5 020		6 160		6 700		
	宽(B) mm	1 783			1 690		1 977		1 982		2 350		
	高(C) mm	2 381			2 381		2 717		2 900		3 200		

* 注:技术参数表中的数据均按使用 R-11 时计算,当制冷剂改用 R-123 时,制冷量将按上表所列数据减少 10%~15%。

二、上海一冷开利空调设备有限公司

23XL 螺杆式冷水机组技术参数表

机组简称		23XL150	23XL205	23XL250	23XL290
机组型号		23XL11111NC40	23XL21212EC60	23XL41414ED40	23XL4343ED60
蒸发器规格		11	21	41	43
冷凝器规格		11	21	41	43
压缩机型号		TC4BH00AG	TC6BH00AG	TD4BH00AG	TD6BH00A
机组噪声(A) dB		86-89			
名 义 制冷量	kW	530	720	880	1 020
	10 ⁴ kcal/h	45	62	75	87
冷 水	进水温度 ℃	12			
	出水温度 ℃	7			
	流 量 m ³ /h	90	125	150	175
	流程数	3		2	
	进出口径 mm	DN150		DN200	
	压头损失 MPa	≤0.08			
	污垢系数 m ² ℃/kW	0.086			

续表

冷 却 水	进 水 温 度 ℃	32			
	出 水 温 度 ℃	37			
	流 量 m ³ /h	110	155	190	220
	流程数	3		2	
	进出口径 mm	DN150		DN200	
	压头损失 MPa	≤0.08			
	污垢系数 m ² ℃/kW	0.086			
电 动 机	电 源 (V - Ph - Hz)	380 - 3 - 50			
	额定工况电流 A	178	222	280	306
	额定工况功率 kW	107	137	170	188
	配用电动机功率 kW	155	195	280	280
	冷却方式	直接喷氟利昂液体冷却			
质 量	R - 22 充入量 kg	295	340	495	585
	润滑油充入量 L	16(嘉实多 SW220)		38(嘉实多 SW220)	
	机组吊装质量 kg	4 423	4 958	9 290	
	机组运行质量 kg	5 015	5 697	11 345	
尺 寸	长 度 mm	2 910	2 910	4 160	
	宽 度 mm	1 455	1 500	1 800	
	高 度 mm	2 075	2 120	2 310	

23XL 螺杆式冷水机组性能表

23XL150(23XL1111NC40)

机组冷量 kW	功率 kW	蒸发器				冷凝器			
		冷水出水 温度 ℃	冷水进水 温度 ℃	冷水流量 m ³ /h	冷水压 力降 MPa	冷却水进水 温度 ℃	冷却水出水 温度 ℃	冷却水流量 m ³ /h	冷却水 压力降 MPa
515	97	5	10	88	<0.08	26	31	105	<0.08
501	101			86		28	33	103	
490	105			84		30	35	102	
476	109			82		32	37	101	
534	98	6	11	92		26	31	109	
521	102			90		28	33	107	
509	107			87		30	35	106	
494	110			85		32	37	104	
553	98	7	12	95		26	31	112	
540	103			93		28	33	111	
528	107			91		30	35	109	
514	112			88		32	37	108	
573	98	8	13	99		26	31	115	
560	103			96		28	33	114	
547	108			94		30	35	113	
533	113			92		32	37	111	
592	99	9	14	102		26	31	119	
580	104			100		28	33	118	
567	109			98		30	35	116	
553	114			95		32	37	115	
613	100	10	15	105		26	31	123	
600	104			103		28	33	121	
587	110			101		30	35	120	
573	115			99		32	37	118	

机组冷量 kW	功率 kW	蒸发器				冷凝器			
		冷水出水 温度 ℃	冷水进水 温度 ℃	冷水流量 m ³ /h	冷水压 力降 MPa	冷却水进水 温度 ℃	冷却水出水 温度 ℃	冷却水流量 m ³ /h	冷却水 压力降 MPa
695	123	5	10	119	<0.08	26	31	141	<0.08
684	130			118		28	33	140	
673	137			116		30	35	139	
660	144			114		32	37	138	
718	124	6	11	124		26	31	145	
708	131			122		28	33	144	
696	138			120		30	35	143	
684	145			118		32	37	142	
742	124	7	12	128		26	31	149	
731	131			126		28	33	148	
720	139			124		30	35	148	
708	146			122		32	37	147	
766	124	8	13	132		26	31	153	
755	131			130		28	33	152	
745	139			128		30	35	152	
731	146			126		32	37	151	
785	124	9	14	135		26	31	156	
779	132			134		28	33	156	
768	139			132		30	35	156	
757	147			130		32	37	155	
809	122	10	15	139		26	31	160	
800	132			138		28	33	160	
792	140			136		30	35	160	
781	148			134		32	37	160	

机组冷量 kW	功率 kW	蒸发器				冷凝器			
		冷水出水 温度 ℃	冷水进水 温度 ℃	冷水流量 m ³ /h	冷水压 力降 MPa	冷却水进水 温度 ℃	冷却水出水 温度 ℃	冷却水流量 m ³ /h	冷却水 压力降 MPa
846	148	5	10	145	<0.08	26	31	171	<0.08
834	157			143		28	33	171	
824	167			142		30	35	170	
813	176			140		32	37	170	
875	149	6	11	151		26	31	176	
861	157			148		28	33	176	
850	167			146		30	35	175	
840	177			144		32	37	175	
903	149	7	12	155		26	31	181	
890	158			153		28	33	181	
877	167			151		30	35	180	
866	177			149		32	37	179	
931	149	8	13	160		26	31	186	
920	158			158		28	33	185	
905	167			156		30	35	184	
893	177			154		32	37	184	
960	149	9	14	165		26	31	191	
948	158			162		28	33	191	
934	167			160		30	35	190	
920	177			158		32	37	189	
989	149	10	15	170		26	31	196	
977	158			167		28	33	196	
965	168			165		30	35	195	
949	177			163		32	37	194	

机组冷量 kW	功率 kW	蒸发器				冷凝器			
		冷水出水 温度 ℃	冷水进水 温度 ℃	冷水流量 m ³ /h	冷水压 力降 MPa	冷却水进水 温度 ℃	冷却水出水 温度 ℃	冷却水流量 m ³ /h	冷却水 压力降 MPa
992	163	5	10	171	<0.08	26	31	199	<0.08
977	177			168		28	33	198	
965	188			166		30	35	198	
953	199			164		32	37	198	
1 024	167	6	11	176		26	31	205	
1 010	177			174		28	33	204	
997	188			172		30	35	204	
985	200			169		32	37	204	
1 058	168	7	12	182		26	31	211	
1 043	178			180		28	33	210	
1 027	183			178		30	35	209	
1 015	188			175		32	37	209	
1 092	168	8	13	188		26	31	217	
1 076	178			185		28	33	216	
1 060	188			182		30	35	215	
1 046	200			180		32	37	214	
1 126	168	9	14	194		26	31	223	
1 111	178			191		28	33	222	
1 094	189			188		30	35	221	
1 078	200			185		32	37	220	
1 160	168	10	15	200		26	31	228	
1 146	179			197		28	33	228	
1 129	189			194		30	35	227	
1 112	200			191		32	37	226	

三、广东莱孚空调机有限公司

ZXLW 系列直燃型溴化锂吸收式冷温水机组技术参数表

型号 ZXLW		35	60	90	115	145	175	203	230	290	350
制冷量	kW	3 500	350	600	900	1 150	1 450	1 750	2 030	2 300	2 900
	10 ⁴ kcal/h	30	50	75	100	125	150	175	200	250	300
供热量 10 ⁴ kcal/h		25.5	42.5	63.75	85	106.25	127.5	148.75	170	212.5	255
冷水	流量 m ³ /h	60	100	150	200	250	300	350	400	500	600
	压力降 kPa	58.8	78.4	78.4	78.4	98.1	98.1	98.1	117.7	117.7	127.5
	接管口径 mm	100	125	150	150	200	200	200	250	250	300
热水	流量 m ³ /h	51	85	127.5	170	213.7	255	297.5	340	425	510
	压力降 kPa	58.8	78.4	78.4	78.4	78.4	98.1	98.1	117.7	117.7	117.7
	接管口径 mm	100	125	150	150	200	200	200	250	250	300
冷却水	流量 m ³ /h	95	160	240	315	400	475	550	630	790	945
	压力降 kPa	98.1	98.1	98.1	98.1	107.9	107.9	117.7	117.7	127.5	127.5
	接管口径 mm	125	150	200	200	250	250	250	300	300	350
燃料消耗量	油	轻油 43.54 MJ/kg kg/h	27	44.5	67	89	111	133	155.8	178	222.5
		重油 41.87 MJ/kg kg/h	28	46	69	92	114	137.5	161	183.5	229.2
	气	煤气 18.84 MJ/m ³ m ³ /h	66	110	165	220	275	331	385	441	551.7
		煤气 20.9 MJ/m ³ m ³ /h	60	99	148.5	198	248	298	346.5	397	495
		天然气 46.05 MJ/m ³ m ³ /h	25.5	42	63.5	84	112	126	147	168	225

续表

型号 ZX LW		35	60	90	115	145	175	203	230	290	350
电机 功率 额定	发生泵 kW	2.2	2.2	2.2	4	4	4	4	5.5	5.5	7.0
	冷却泵 kW	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	4	5.5
	真空泵 kW	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
	燃烧器(轻油/重油) kW	0.76	0.76	1.4	1.5/15.8	2.2/15.8	3/16.8	4/16.8	4.5/16.8	6.5/19.7	9.0/31.4
总功率 kW		5.16	5.16	5.8	8.8/23.1	9.5/23.1	11.4/25.2	12.4/25.2	14.4/26.7	18.2/31.4	23.7/46.1
溶液率(50%) t		2.1	3.1	4.5	4.8	5.8	6.8	7.8	8.8	10.1	11.5
运输质量 t		6.9	9.5	11.7	13.8	15.4	17.9	19.5	23.8	27.8	31.8
运行质量 t		11.0	14.5	18.0	20.5	23.2	27.0	29.8	36.8	40.9	46.8
外形 尺寸	长 mm	3 080	4 600	4 700	5 700	6 700	6 830	7 030	7 360	7 360	7 960
	宽 mm	1 885	1 964	2 208	2 450	2 392	2 633	2 750	2 850	3 150	3 250
	高 mm	2 510	2 510	2 691	2 770	2 842	2 990	3 040	3 120	3 250	3 350
排烟口口径 mm		270	270	270	290	280	300	300	300	350	350

注:1. 冷水进出口温度:12℃→7℃;

2. 热水进出口温度:55℃→60℃;

3. 冷却水进出口温度:32℃→38℃;

4. 冷热水、冷温水污垢系数 0.086 m²℃/kW;

5. 冷热水、冷却水系统压限为 0.8 MPa;

6. 燃料:

(1) 若使用油,型号为 ZX LW-35~115 的机组,油的粘度不宜大于 2 °E,型号为 ZX LW-145~350 的机组,油的粘度不宜大于 2.5 °E;

(2) 若用城市煤气,入机房压力为 8~20 kPa;

若用天然气,入机房压力为 2~20 kPa;

若用液化气,入机房压力为 2.8~20 kPa;

7. 排烟温度:160℃左右;

8. 电源:三相,380 V,50 Hz。

SXZ 系列蒸汽两效溴化锂吸收式冷水机组技术参数表

蒸汽压力(表)0.4 MPa(4 kgf/cm²)

型 号 SXZ4		35D	60D	90D	115D	145D	175D	203D	230D	290D	350D	410D	465D	523D
名 称	制冷量													
	kW	350	600	900	1 150	1 450	1 750	2 030	2 300	2 900	3 500	4 100	4 650	5 230
	10 ⁴ kcal/h	30	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450
冷 水	流量 m ³ /h	60	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	900
	压力降 kPa	78.5	78.5	78.5	98.1	98.1	98.1	98.1	98.1	117.7	117.7	117.7	137.3	137.3
	接管尺寸 mm	100	125	150	150	150	200	250	250	250	300	350	350	350
冷 却 水	流量 m ³ /h	95	155	230	310	400	465	550	600	775	950	1 050	1 200	1 350
	压力降 kPa	98.1	117.7	117.7	117.7	117.7	117.7	117.7	137.3	137.3	137.3	137.3	147.1	147.1
	接管尺寸 mm	125	150	200	200	200	250	300	300	300	350	400	400	450
蒸 汽	消耗量 kg/h	468	780	1 170	1 560	1 950	2 350	2 730	3 150	3 990	4 680	5 460	6 240	7 020
	进口管径 mm	50	65	80	80	80	100	100	125	125	125	150	150	150
	凝水管径 mm	25	25	25	25	30	45	50	50	50	50	50	50	50
功 率	发生泵 kW	1.1	2.2	2.2	4	4	4	5.5	5.5	7.5	7.5	7.5	13	13
	制冷剂泵 kW	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
	真空泵 kW	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
溶液量(50%) t		2.0	2.5	3.3	5.0	5.3	5.7	6.5	7.5	9.0	10.0	11.5	13.5	15.3
运行质量 t		10.5	13.5	17.9	23.5	26.2	30.3	35.6	38.6	47.2	53.8	61.8	69.3	76.6
运输质量 t		7.8	10.0	12.8	15.8	18.8	22.5	26.5	28.5	35.2	40.5	46.5	52.0	57.5
外形尺寸	长 mm	3 580	5 400	5 500	6 700	7 900	8 030	8 060	8 660	8 660	9 360	9 600	10 800	10 900
	宽 mm	1 735	1 720	2 150	2 062	2 062	2 100	2 385	2 550	2 650	3 120	3 105	3 160	3 420
	高 mm	2 510	2 470	2 691	2 748	2 748	2 860	2 952	3 120	3 065	3 084	3 105	3 260	3 600

注:1. 冷水进出口温度 12℃→7℃;

2. 冷却水进出口温度:32℃→38℃;

3. 冷却水污垢系数:0.086 m²℃/kW。

SXZ 系列蒸汽两效溴化锂吸收式冷水机组技术参数表

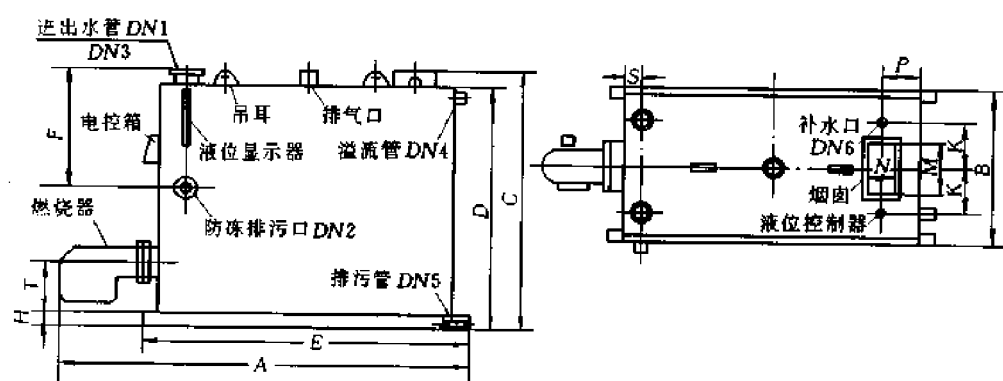
蒸汽压力(表)0.6 MPa(6 kgf/cm²)

名 称		型 号 SXZ6	35D	60D	90D	115D	145D	175D	203D	230D	290D	350D	410D	465D	523D
制冷量	kW		350	600	900	1 150	1 450	1 750	2 030	2 300	2 900	3 500	4 100	4 650	5 230
	10 ⁴ kcal/h		30	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400	450
冷水	流量 m ³ /h		60	100	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	900
	压力降 kPa		78.5	78.5	78.5	98.1	98.1	98.1	98.1	98.1	117.7	117.7	117.7	137.3	137.3
	接管尺寸 mm		100	125	150	150	150	200	250	250	250	300	350	350	350
冷却水	流量 m ³ /h		95	155	230	310	400	465	550	600	775	950	1 050	1 200	1 350
	压力降 kPa		98.1	117.7	117.7	117.7	117.7	117.7	117.7	137.3	137.3	137.3	137.3	147.1	147.1
	接管尺寸 mm		125	150	200	200	200	250	300	300	300	350	400	400	450
蒸汽	消耗量 kg/h		468	780	1 170	1 560	1 950	2 350	2 730	3 150	3 990	4 680	5 460	6 240	7 020
	进口管径 mm		50	65	80	80	80	100	100	125	125	125	150	150	150
	凝水管径 mm		25	25	25	25	30	45	50	50	50	50	50	50	50
功率	发生泵 kW		1.1	2.2	2.2	4	4	4	5.5	5.5	7.5	7.5	7.5	13	13
	制冷剂泵 kW		1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
	真空泵 kW		1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2
溶液量(50%) t			1.8	2.2	2.8	4.3	4.8	5.2	5.6	6.2	7.4	8.2	9.5	11.2	13.5
运行质量 t			9.5	12.8	16.1	20.0	26.6	27.8	29.7	34.3	42.2	47.0	54.2	61.5	69.1
运输质量 t			7.0	9.5	11.5	13.6	16.8	20.5	21.5	25.5	31.8	35.5	41.0	46.5	52.0
外形尺寸	长 mm		3 080	4 600	4 700	5 700	6 700	6 830	6 860	7 360	7 360	7 960	8 200	9 200	9 300
	宽 mm		1 735	1 720	2 150	2 062	2 062	2 100	2 385	2 550	2 650	3 120	3 105	3 160	3 420
	高 mm		2 510	2 470	2 691	2 748	2 748	2 860	2 952	3 120	3 065	3 084	3 105	3 260	3 600

- 注:1. 冷水进出口温度 12℃→7℃;
 2. 冷却水进出口温度:32℃→38℃;
 3. 冷却水污垢系数:0.086 m²℃/kW。

DSJ 中央热水机组规格参数表

参 数	型 号	DSJ-10	DSJ-20	DSJ-30	DSJ-45	DSJ-50	DSJ-60	DSJ-80	DSJ-100	DSJ-120	DSJ-150
输出热流量/ $\text{kW}(10^4\text{kcal/h})$	116(10)	232(20)	349(30)	523(45)	581(50)	698(60)	930(80)	1 163(100)	1 395(120)	1 744(150)	
适用燃料	轻质柴油、重油、液化气、天然气、城市煤气										
电功率/ kW	0.15	0.25	0.75	1.10	1.10	2.2	2.5	2.5	3.00	3.00	3.00
电源(50Hz)/V	220	220	220	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220	380/220
自重/ kg	1 200	1 700	1 900	2 200	2 950	3 000	3 600	4 100	5 150	6 300	6 300
满水质量/ kg	2 100	2 700	2 950	3 500	4 150	4 250	5 100	5 500	6 700	7 950	7 950
燃 料 耗 量	轻油/ kg/h	10.8	21.5	32.0	48.0	56	64.0	88.0	110	132	167
	重油/ kg/h	11.1	22.0	32.7	49.1	57.3	65.5	90.1	112.6	135.1	170.9
	液化气/ m^3/h	4.73	9.45	14.2	21.3	23.6	28.9	37.8	47.3	56.7	70.9
	天然气/ m^3/h	14.3	28.5	42.7	64.1	71.3	85.5	114	143	171	214
	城市煤气/ m^3/h	29.8	59.7	89.5	134	149	179	239	298	358	448
热效率(%)	89	89	89	89	90	90	90	90	90	91	91
进出水压降/ kPa	5	7	8	11	11	12	12	13	13	14	14
安 装 尺 寸	回水管径 DN/mm	100	100	150	150	150	150	150	150	150	150
	出水管径 DN/mm	100	100	150	150	150	150	150	150	150	150
	排烟道截面/ mm	200×200	250×130	300×200	300×200	300×250	300×250	300×250	300×250	400×300	420×350
应 用 参 考	空调采暖/ m^2	1 000~1 300	2 000~2 300	2 700~3 300	4 150~4 800	4 800~5 200	5 750~6 150	7 200~7 900	8 500~11 500	10 800~13 500	13 500~16 800
	宾馆洗浴/套	16~19	32~38	48~57	75~86	83~96	100~115	133~153	160~190	200~230	250~288
	桑拿花洒数/只	18~35	25~51	66~82	108~165	125~180	168~240	224~320	320~450	380~540	480~675
	公寓浴盆数/个	18~22	25~40	60~84	90~126	124~162	145~190	190~250	280~360	310~430	420~540



附图 1 DSJ 外形结构示意图

安装尺寸表

mm

型号 尺寸	DSJ-10	DSJ-15	DSJ-20	DSJ-25	DSJ-30	DSJ-35	DSJ-40	DSJ-45	DSJ-50	DSJ-60	DSJ-80	DSJ-100	DSJ-120	DSJ-150
A	2 000	2 000	2 600	2 600	2 760	2 760	3 060	3 060	3 700	3 700	3 650	3 930	4 600	4 828
B	900	900	990	990	1 070	1 070	1 180	1 180	1 370	1 370	1 376	1 470	1 550	1 750
C	1 710	1 710	2 040	2 040	1 950	1 950	1 955	1 955	2 050	2 050	2 330	2 250	2 460	2 592
D	1 550	1 550	1 820	1 820	1 820	1 820	1 910	1 910	1 920	1 920	2 070	2 090	2 200	2 532
E	1 800	1 800	2 090	2 090	2 260	2 260	2 400	2 400	2 580	2 580	3 040	3 000	3 500	3 560
F	1 144	1 144	1 060	1 060	859	859	864	864	920	920	1 020	1 000	960	987
H	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	120	120	120	120
K	170	170	300	300	350	350	370	370	400	400	400	450	500	530
P	180	180	150	150	128	128	190	190	210	210	280	270	315	371
S	120	120	160	160	170	170	220	220	210	210	290	245	265	220
T	361	361	456	456	526	526	526	526	556	556	590	590	728	770
DN1	100	100	100	100	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
DN2	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
DN3	100	100	100	100	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
DN4	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
DN5	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
DN6	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
M	200	200	250	250	300	300	300	300	300	300	350	350	400	420
N	200	200	130	130	200	200	200	200	250	250	250	250	300	350

带独立冷源分体式暗装风机盘管机组技术性能表

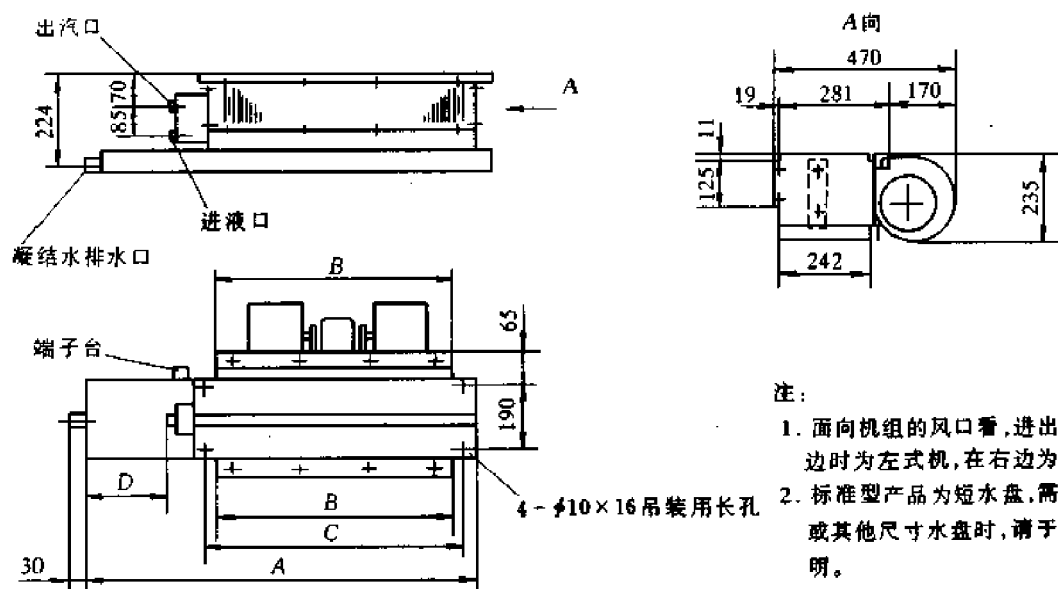
项 目	型 号	FLFP-200	FLFP-300	FLFP-400	FLFP-500	FLFP-600	FLFP-700	FLFP-800	FLFP-1000	FLFP-1200	FLFP-1400	FLFP-1700	FLFP-2000
		FLRFP-200	FLRFP-300	FLRFP-400	FLRFP-500	FLRFP-600	FLRFP-700	FLRFP-800	FLRFP-1000	FLRFP-1200	FLRFP-1400	FLRFP-1700	FLRFP-2000
制冷能力/W	制冷能力/W	2 650	3 550	4 400	5 300	6 470	7 520	8 800	10 600	12 940	15 040	18 310	21 660
	制热能力/W	2 890	3 890	4 820	5 810	7 090	8 230	9 640	11 610	14 180	16 470	20 050	23 700
输入功率/W	制冷	536	716	894	1 080	1 320	1 530	1 786	2 158	2 640	3 040	3 670	4 330
	制热	560	750	935	1 130	1 380	1 590	1 868	2 257	2 760	3 180	3 860	4 540
电 源		单相 220 V, 50 Hz						三相四线 380 V, 50 Hz					
内 机 组	风量/m ³ /h	410	630	830	1 010	1 250	1 370	1 650	1 980	2 300	2 730	3 450	4 100
	输入功率/W	36	56	74	90	110	110	146	180	220	240	290	330
	额定电流/A	0.18	0.28	0.38	0.46	0.56	0.56	0.75	0.92	1.13	2.37	2.7	3.1
	噪声(A)/dB	39	41	42	42	42	43	43	43	43	43	45	47
	外形尺寸(长×宽×高)/mm	700×470×235	800×470×235	900×470×235	1 010×470×235	1 120×470×235	1 120×470×235	1 435×470×235	1 535×470×235	1 635×470×235	1 735×470×235	2 300×470×235	
	质量/kg	22	23	26	27	33	36	43	47	51	57	65	72
	冷却水流量/kg/h	650	870	1 170	1 410	1 630	1 880	2 330	2 830	3 250	3 660	4 570	5 410
	水侧阻力/kPa	14	18	22	27	32	37	23	28	34	36	38	39
	压缩机形式	旋转式						涡旋式					
	输入功率/W	500	660	820	990	1 210	1 420	1 640	1 980	2 420	2 800	3 380	4 000
外 机 组	额定电流/A	2.36	3.12	3.88	4.68	5.73	6.72	3.3	4.0	4.9	5.6	6.8	7.7
	噪声(A)/dB	40	42	42.5	43	43	43	42	42	42	42	43	43
	外形尺寸(高×宽×深)/mm	356×355×275						560×590×480					
接 管	质量/kg	29	30	31	32	33	35	62	64	66	69	74	79
	外机组接管口径/mm	DN20	800	900	950	1 050	2 000	2 100	2 300	2 500	2 600	2 700	2 800
	制冷剂充注量/g	700	750	800	900	950	1 050	2 000	2 100	2 300	2 500	2 600	2 700

注:以上所有风机盘管均为高静压型,机外余压 30 Pa。

外形尺寸

mm

型号	A		B	C	D		风机数量
	短水盘	长水盘			短水盘	长水盘	
FLFP200, FLRFP200	699	849	520	550	50	200	1
FLFP300, FLRFP300	799	949	620	650	50	200	2
FLFP400, FLRFP400	899	1 049	720	750	50	200	2
FLFP500, FLRFP500	1 009	1 159	830	860	50	200	2
FLFP600, FLRFP600	1 119	1 269	940	970	50	200	2
FLFP700, FLRFP700	1 119	1 269	940	970	50	200	2
FLFP800, FLRFP800	1 434	1 584	1 240	1 270	50	200	4
FLFP1000, FLRFP1000	1 534	1 684	1 340	1 370	50	200	4
FLFP1200, FLRFP1200	1 634	1 784	1 440	1 470	50	200	4
FLFP1400, FLRFP1400	1 734	1 884	1 540	1 570	50	200	4
FLFP1700, FLRFP1700	2 494	2 644	2 300	2 330	50	200	6
FLFP-2000, FLRFP2000	2 494	2 644	2 300	2 330	50	200	6



注:

1. 面向机组的风口看, 进出配管在左边时为左式机, 在右边为右式机。
2. 标准型产品为短水盘, 需要长水盘或其他尺寸水盘时, 请于定货时注明。

附图 2 风机盘管机组外形尺寸

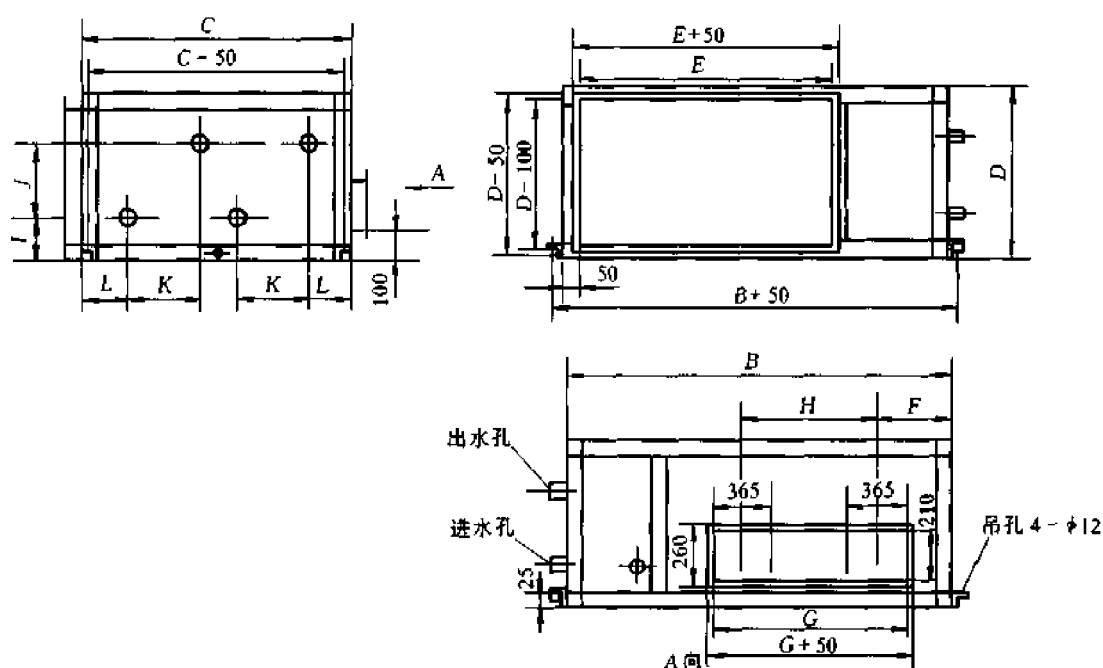
带独立冷源整体藏型吊挂式风柜技术性能表

项目	型号	LGDB10 LRGDB10	LGDB15 LRGDB15	LGDB20 LRGDB20	LGDB25 LRGDB25	LGDB30 LRGDB30	LGDB40 LRGDB40	LGDB50S LRGDB50S	LGDB60S LRGDB60S	LGDB70S LRGDB70S
制冷能力 W		5 760	8 800	11 590	15 040	19 220	21 660	30 870	38 440	43 320
制热能力 W		6 310	9 640	12 700	16 480	21 080	23 700	33 870	42 160	47 400
机组输入功率 W	制冷	1 280	1 890	2 410	3 170	4 150	4 650	6 700	8 300	9 500
	制热	1 335	1 970	2 520	3 310	4 330	4 850	6 990	8 660	9 900
风量 m ³ /h		1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	7 000
机组余压 Pa		140	140	140	180	270	300	250	280	350
风机电机功率(三相电源) W		200	250	250	450	550	650	2×450	2×550	2×750
压缩机功率 W		1 080	1 640	2 160	2 800	3 600	4 000	5 800	7 200	8 000
压缩机电流 A		5.11	7.76	10.22	13.26	6.7	7.6	11.0	13.4	15.2
压缩机形式		旋转式(单相电源)				涡旋式(三相电源)				
电源										
三相四线 380 V, 50 Hz										
冷却水流量 kg/h		1 410	2 150	2 830	3 660	4 710	5 300	7 570	9 420	10 600
水侧阻力 kPa		27	22	28	36	42	47	37	44	49
制冷剂充注量 g		900	2×800	2×900	2×1 050	2 600	2 700	2×2 500	2×2 600	2×2 700
机组噪声(A) dB		50	50	51	51	52	54	54	55	56
外形尺寸(长×宽×高) mm		950×700×500	950×700×500	950×700×500	1 075×700×500	1 330×800×610	1 470×800×610	1 680×950×610	1 960×950×610	130×950×610
质量 kg	单冷	139	151	153	180	220	248	317	381	439
	冷暖	142	155	158	186	226	257	325	392	451

外形尺寸

mm

型号	尺寸	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	备 注
LGDB10 LRGDB10		950	700	500	520	310	320		155	170	275	100	进出水 $2 \times DN20$
LGDB15 LRGDB15		950	700	500	520	310	320		155	170	275	100	进出水 $4 \times DN20$
LGDB20 LRGDB20		950	700	500	520	310	320		155	170	275	100	进出水 $4 \times DN20$
LGDB25 LRGDB25		1 075	700	500	670	385	320		155	170	275	100	进出水 $4 \times DN20$
LGDB30 LRGDB30		1 330	800	610	690	395	320		100	170	340	90	进出水 $2 \times DN40$
LGDB40 LRGDB40		1 420	800	610	780	440	320		100	170	340	90	进出水 $2 \times DN40$
LGDB50S LRGDB50S		1 680	950	610	1 100	310	870	500	100	170	340	90	进出水 $4 \times DN40$
LGDB60S LRGDB60S		1 960	950	610	1 380	380	1 010	700	100	170	340	90	进出水 $4 \times DN40$
LGDB70S LRGDB70S		2 130	950	610	1 550	425	1 095	775	100	170	340	90	进出水 $4 \times DN40$



附图 3 吊挂式风柜外形尺寸

六、广州江南空调设备厂

产品型号及规格代号表

FP	低噪声柜机系列代号	WD	吊顶式机组
X	六排管热交换器	H	高余压机组
a	风量 $a \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$	D	电控内置式机组
M	明装机组	AW	卧式中间上出风机组
L	立式机组	I	水平出风机组
W	卧式机组	II	上出风机组
Y	压出式机组	S	超薄型机组

注:1. “X”机组为六排管,个别机组亦有扩大迎风面代六排管;

2. a、b 同型号、规格, b 比 a 的致冷量、热流量大。

立式机组性能表(四排管)

回风工况:供冷进风干球温度 27℃,进风湿球温度 19.5℃,进水温度 7℃。

供暖进风干球温度 21℃,进水温度 60℃。

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m^3/h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
1	FP40L I、II FP40DL II FP40ML FP40DML	4 000	33	<60	24 981	21 480	0.8×1	41 469	35 657	133	1.02	270
2	FP50L I、II FP50DL II FP50ML FP50DML	5 000	36	<60	27 912	24 000	1.1×1	46 334	39 840	133	1.02	270
3	FP50LH I、II FP50DLH II	5 000	44	<60	27 912	24 000	1.5×1	46 334	39 840	133	1.02	270
4	FP60L I、II FP60DL II FP60ML FP60DML	6 000	44	<60	31 401	27 000	1.5×1	52 126	44 820	150	1.28	289
5	FP80L I、II FP80DL II FP80ML FP80DML	8 000	33	<60	51 428	44 220	0.8×2	85 370	73 405	210	1.92	418
6	FP80LH I、II FP80DLH II	8 000	50	<60	51 428	44 220	1.8×1	85 370	73 405	210	1.92	418
7	FP100L I、II FP100DL II FP100ML FP100DML	10 000	36	<60	58 906	50 650	1.1×2	97 784	84 079	210	1.92	418

续表

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
8	FP100LH I、II FP100DLH II	10 000	44	<60	58 906	50 650	1.5×2	97 784	84 079	210	1.92	418
9	FP120L I、II FP120DL II FP120ML FP120DML	12 000	33	<60	70 641	60 740	0.8×3	117 263	100 828	257	2.5	536
10	FP120LH I、II FP120DLH II	12 000	44	<60	70 641	60 740	1.5×2	117 263	100 828	257	2.5	536
11	FP150L I、II FP150DL II FP150ML FP150DML FP150La I、II FP150DLa II	15 000	36	<60	80 817	69 490	1.1×3	134 156	115 353	257	2.96	536
12	FP150LH I、II FP150DLH II	15 000	50	<60	80 817	69 490	1.8×2	134 156	115 353	257	2.96	536

大风量立式机组性能表(四排管)

回风工况: 供冷进风干球温度 27℃, 进风湿球温度 19.5℃, 进水温度 7℃。

供暖进风干球温度 21℃, 进水温度 60℃。

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
1	FP160L I、II	16 000	48	<60	95 366	82 000	1.8×2	158 308	136 120	284	3.25	585
2	FP160LH II	16 000	55	<60	95 366	82 000	2.2×2	158 308	136 120	284	3.25	585
3	FP180L I、II	18 000	48	<62	108 822	93 570	2.2×2	180 644	155 326	325	3.44	639
4	FP180LH II	18 000	56	<62	108 822	93 570	3×2	180 644	155 326	325	3.44	639
5	FP200L I、II	20 000	48	<63	119 987	103 170	1.8×2 +1.5×1	199 178	171 262	358	3.55	680
6	FP240L I、II	24 000	48	<63	144 689	124 410	1.8×3	240 183	206 520	432	3.52	736
7	FP240LH I、II	24 000	55	<63	144 689	124 410	2.2×3	240 183	206 520	432	3.52	736
8	FP270L I、II	27 000	48	<63	162 587	139 800	2.2×3	269 895	232 068	485	3.52	798
9	FP300L I、II	30 000	56	<65	179 986	154 760	3×3	298 777	256 901	537	3.55	988
10	FP300LH I、II	30 000	61	<65	179 986	154 760	4×3	298 777	256 901	537	3.55	988
11	FP320L I、II	32 000	56	<65	190 755	164 020	3×2 +4×1	316 654	272 273	570	3.55	988

续表

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
12	FP340L I、II	34 000	58	<65	200 513	172 410	4×2 +3×1	332 851	286 201	600	3.55	1 003
13	FP360L I、II	36 000	61	<65	217 481	187 000	4×3	361 018	310 420	650	3.44	1 034
14	FP360LH I、II	36 000	67	<65	217 481	187 000	5×3	361 018	310 420	650	3.44	1 034

吊顶式机组性能表(四排管)

回风工况:供冷进风干球温度 27℃,进风湿球温度 19.5℃,进水温度 7℃。

供暖进风干球温度 21℃,进水温度 60℃。

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
1	FP20WD	2 000	19	<60	17 143	14 740	0.32×1	28 457	24 468	80	1.1	135
	FP20WDH		23									
2	FP25WD	2 500	26	<60	18 172	15 625	0.45×1	30 165	25 938	80	1.1	137
	FP25WDH		30									
3	FP30WD	3 000	29	<60	19 260	16 561	0.55×1	31 972	27 491	80	1.1	137
	FP30WDH		33									
4	FP40WD	4 000	19	<60	22 713	19 530	0.32×2	37 703	32 419	100	1.3	174
	FP40WDH		23									
5	FP50WD	5 000	26	<60	25 713	22 110	0.45×2	42 684	36 702	120	1.4	185
	FP50WDH		30									
6	FP60WD	6 000	29	<60	27 257	23 437	0.55×2	45 246	38 905	120	1.4	185
	FP60WDH		33									
7	FP70WD	7 000	26	<60	37 499	32 244	0.45×3	62 250	53 525	168	1.5	304
	FP70WDH		30									
8	FP80WDa	8 000	29	<60	44 999	38 693	0.55×3	74 700	64 230	200	1.6	304
	FP80WDaH		33									
9	FP80WDb	8 000	29	<60	52 500	45 142	0.55×3	87 149	74 935	240	1.6	310
	FP80WDbH		33									

吊顶式新风机组性能表(四排管)

新风工况:供冷进风干球温度 34℃,进风湿球温度 28℃,进水温度 7℃。

供暖进风干球温度 7℃,进水温度 60℃。

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
1	FP20WD	2 000	23	<60	29 142	25 058	0.32×1	28 457	24 468	80	1.1	135
	FP20WDH		30				0.45×1					
2	FP25WD	2 500	30	<60	30 891	26 562	0.45×1	30 165	25 938	80	1.1	137
	FP25WDH		33				0.55×1					
3	FP30WD	3 000	33	<60	32 744	28 155	0.55×1	31 972	27 491	80	1.1	137
4	FP40WD	4 000	23	<60	45 426	39 060	0.32×2	37 704	32 419	100	1.3	174
	FP40WDH		30				0.45×2					
5	FP50WD	5 000	30	<60	51 427	44 220	0.45×2	42 685	36 702	120	1.4	185
	FP50WDH		33				0.55×2					
6	FP60WD	6 000	33	<60	54 513	46 873	0.55×2	45 247	38 905	120	1.4	185
7	FP70WD	7 000	30	<60	74 998	64 487	0.45×3	62 249	53 525	168	1.5	304
	FP70WDH		33				0.55×3					
8	FP80WDa	8 000	33	<60	89 998	77 385	0.55×3	74 700	64 230	200	1.6	304
9	FP80WDb	8 000	33	<60	104 999	90 283	0.55×3	87 150	74 935	240	1.6	310

吊顶式超薄型新风机组性能表

新风工况:供冷进风干球温度 34℃,进风湿球温度 28℃,进水温度 7℃。

供暖进风干球温度 7℃,进水温度 60℃。

序号	型 号	空气动力性能		噪声 L_A dB	致冷量(四排)		电机功率 kW	热流量(四排)		水量 L/min	水阻力 mH ₂ O	机组 质量 kg
		风量 m ³ /h	余压 mmH ₂ O		W	kcal/h		W	kcal/h			
1	FP12WD-S	1 200	17	<60	20 571	17 688	0.25×1	17 074	14 681	60	1.1	100
2	FPX12WD-S	1 200	14	<60	26 742	22 994	0.25×1	21 260	18 280	75	1.4	111
3	FP15WD-S	1 500	23	<60	21 599	18 572	0.32×1	17 928	15 415	60	1.1	100
4	FPX15WD-S	1 500	20	<60	28 079	24 144	0.32×1	22 323	19 195	75	1.4	111
5	FP25WD-S	2 500	17	<60	38 249	32 888	0.25×2	31 746	27 297	80	1.6	140
6	FPX25WD-S	2 500	14	<60	49 723	42 754	0.25×2	39 529	33 989	96	1.8	150
7	FP32WD-S	3 200	23	<60	40 162	34 533	0.32×2	33 333	28 662	80	1.6	150
8	FPX32WD-S	3 200	20	<60	52 210	44 893	0.32×2	41 506	35 689	96	1.8	163

七、杭州冰宝空调设备有限公司

“冰宝”风机盘管技术性能参数表

代 号 项 目		4	5	6.3	8	10	12.5	16	20
冷量 W	进水温度 5℃	2 700	3 400	4 200	5 400	6 800	8 500	10 800	13 600
	进水温度 7℃	2 400	3 100	3 900	4 900	6 200	7 700	9 900	12 400
	进水温度 9℃	2 000	2 600	3 200	4 100	5 200	6 500	8 300	10 400
热流量 W	进水温度 50℃	2 800	3 500	4 400	5 600	7 000	8 700	11 200	14 000
	进水温度 60℃	3 800	4 800	6 000	7 600	9 600	12 000	15 300	19 200
	进水温度 70℃	5 100	6 400	8 000	10 200	12 800	16 000	20 400	25 600
风量 m ³ /h	标准静压 2 mmH ₂ O	400	500	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000
	高静压 4 mmH ₂ O	360	450	570	780	900	1 130	1 440	1 800
风量控制型式		三挡调速 高 100% 中 80% 低 60%							
电源		220V, 50Hz							
电机型式		F 级绝缘电容启动式三速电动机							
电动机数量		1						2	
功率 W	标准静压 2 mmH ₂ O	34	50	52	68	97	104	136	194
	高静压 4 mmH ₂ O	50	75	80	102	142	150	204	284
噪声 L _A dB		≤35	≤36	≤37	≤39	≤42	≤46	≤50	≤54
风机型式		离心式, 多翼前曲叶片双吸口, 金属制造, 叶轮直径 160 mm							
盘管型式		高效铝质多缝鳍片, 经液压胀管与紫铜管紧密结合, 片距 2 mm							
管排数		φ9.5 mm 铜管, 3 排×8 管							
接管尺寸		冷水管 3/4 英寸内螺牙, 凝结水管 3/4 英寸外螺牙							
工作压力 MPa		1							
水流量 m ³ /h		0.39	0.48	0.58	0.77	0.96	1.15	1.54	1.92
水阻力 kPa		6	7	11	14	16	21	25	32

附注: 以上能量在下列室内状况下求得:

冷房: 干球温度 27℃, 湿球温度 19.5℃, 进出水温度差 5℃;

暖房: 干球温度 21℃。

八、广东新晃(SINKO)空调设备有限公司

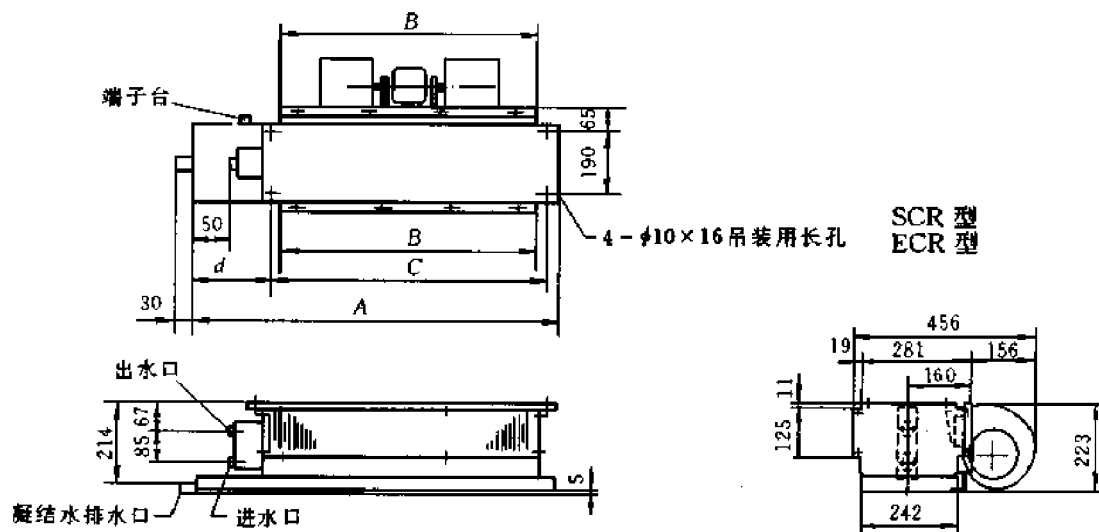
风机盘管技术性能表

性能	机 种	型号	200	300	400	600	800	1200
额定风量 m^3/h	SF SFR SC	H	310	460	650	900	1 240	1 600
		M	240	320	480	580	970	1 070
		L	120	230	320	380	660	700
	SCR	H	350	530	700	1 000	1 300	1 600
		M	260	330	480	630	970	1 060
		L	150	200	280	410	600	670
	ECR	H	450	600	800	1 100	1 550	2 100
		M	300	470	530	770	970	1 070
		L	190	270	330	440	590	650
冷却能力 W	SF(R)SC	H	1 745	2 610	3 640	4 880	7 220	8 965
	SCR	H	2 035	2 965	3 950	5 300	6 975	8 545
	ECR	H	2 390	3 350	4 500	5 790	8 240	9 300
加热能力 W	SF(R)SC	H	3 170	4 440	6 120	8 230	12 780	17 090
	SCR	H	3 560	5 430	6 800	9 225	12 420	16 200
	ECR	H	4 340	5 960	7 520	10 110	13 550	17 770
输入功率 W	SF(R)SC	H	35	48	61	82	135	175
	SCR	H	35	60	68	87	143	168
	ECR	H	60	70	87	112	168	230
噪声值 L_A dB	SF(R)SC	H	36	37	42	45	47	47
	SCR	H	37	36	40	47	47	47
	ECR	H	46.5	43.5	45.5	49.5	49	51
水量 L/s	SF(R)SC	H	0.085	0.128	0.178	0.238	0.352	0.437
	SCR	H	0.099	0.145	0.192	0.257	0.34	0.416
	ECR	H	0.117	0.163	0.22	0.282	0.403	0.453
水压损失 kPa	SF(R)SC	H	5.8	5.8	11.9	28	11.3	20
	SCR	H	3.4	7.2	13.7	29	9.2	15.2
	ECR	H	4.6	8.9	17.2	33.9	12.2	17.8
制品质量 kg	SF		27	32	35	44	60	70
	SFR		20	24	26	35	50	60
	SC		27	32	35	44	60	70
	SCR ECR		17	18	19	27	39	45

注:1. 噪声是在消声室,离机组各表面 1 m 的位置(JIS测定条件)测定的值;

2. 冷却、加热能力是在 JIS 测定条件下 $DB = 27^\circ\text{C}$, $WB = 19.5^\circ\text{C}$, $TW_1 = 7^\circ\text{C}$, $\Delta TW = 5^\circ\text{C}$ 及 $DB = 21^\circ\text{C}$, $TW_1 = 60^\circ\text{C}$ 与制冷时同样水量)的值;

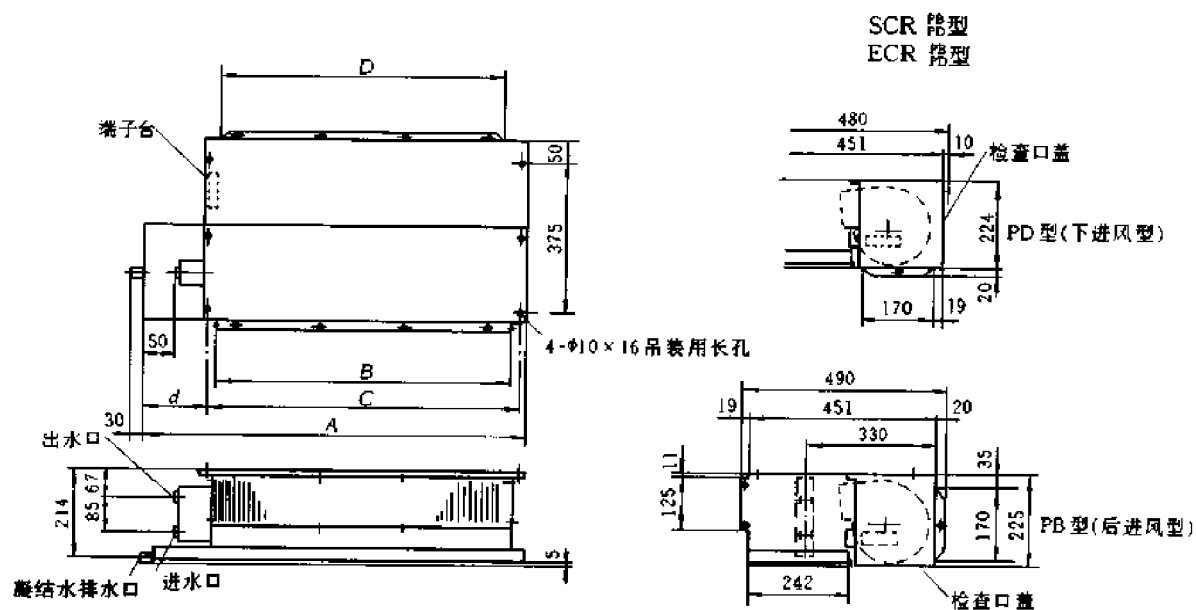
3. 额定风量是当机外余压为 0 mmH_2O 时的值,但 ECR 是机外余压为 3 mmH_2O 时的值。



附图4 SCR、ECR型风机盘管外形图

SCR、ECR型风机盘管外形尺寸表

机种	A	B	C	送风机 数量	d
SCR - 200 ECR	699	520	550	1	134
SCR - 300 ECR	799	620	650	2	134
SCR - 400 ECR	899	720	750	2	134
SCR - 600 ECR	1 119	940	970	2	134
SCR - 800 ECR	1 434	1 240	1 270	4	149
SCR - 1200 ECR	1 634	1 440	1 470	4	149



附图 5 SCR、ECR 系列 PB、PD 型风机盘管外形图

SCR、ECR 系列 PB、PD 型风机盘管外形尺寸表

机种		A	B	C	D	送风机 数量	d
SCR ECR	PB	699	520	550	480	1	134
	PD						
SCR ECR	PB	799	620	650	580	2	134
	PD						
SCR ECR	PB	899	720	750	680	2	134
	PD						
SCR ECR	PB	1 119	940	970	900	2	134
	PD						
SCR ECR	PB	1 434	1 240	1 270	1 200	4	149
	PD						
SCR ECR	PB	1 634	1 440	1 470	1 400	4	149
	PD						

制冷能力表(SCR)

W

型号	$q_{v,w}$ L/s	P_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			6		7		8		9		10	
			qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt
200	0.05	1.1	1 180	1 460	1 135	1 345	1 090	1 225	1 110	1 110	990	990
	0.10	3.5	1 415	2 065	1 350	1 900	1 285	1 735	1 220	1 570	1 155	1 405
	0.15	7.1	1 540	2 365	1 460	2 175	1 385	1 985	1 310	1 800	1 235	1 610
	0.20	11.7	1 595	2 500	1 510	2 300	1 430	2 100	1 350	1 900	1 270	1 700
300	0.05	1.2	1 635	1 810	1 660	1 660	1 515	1 515	1 370	1 370	1 220	1 220
	0.10	3.8	1 940	2 625	1 860	2 415	1 780	2 200	1 700	1 990	1 625	1 780
	0.15	7.7	2 105	3 030	2 005	2 790	1 910	2 545	1 820	2 300	1 725	2 060
	0.20	12.7	2 230	3 345	2 125	3 080	2 015	2 810	1 910	2 545	1 810	2 275
400	0.10	4.4	2 410	3 065	2 320	2 820	2 225	2 575	2 135	2 325	2 080	2 080
	0.15	8.9	2 630	3 630	2 515	3 340	2 405	3 050	2 295	2 755	2 190	2 465
	0.20	14.7	2 795	4 040	2 665	3 720	2 535	3 395	2 415	3 070	2 290	2 745
	0.25	21.6	2 910	4 325	2 770	3 980	2 630	3 635	2 495	3 290	2 365	2 945
600	0.10	5.6	3 225	3 795	3 115	3 490	3 000	3 185	2 880	2 880	2 570	2 570
	0.15	11.4	3 470	4 440	3 335	4 085	3 200	3 730	3 070	3 370	3 015	3 015
	0.20	18.7	3 655	4 930	3 505	4 535	3 355	4 140	3 205	3 745	3 060	3 350
	0.30	37.8	3 920	5 590	3 740	5 145	3 565	4 695	3 395	4 250	3 230	3 805
800	0.20	3.7	4 430	5 565	4 260	5 115	4 095	4 665	3 930	4 215	3 765	3 765
	0.30	7.4	4 880	6 730	4 670	6 190	4 460	5 650	4 255	5 110	4 060	4 565
	0.40	12.1	5 150	7 405	4 910	6 810	4 675	6 215	4 450	5 620	4 225	5 025
	0.50	17.8	5 310	7 815	5 060	7 190	4 815	6 565	4 570	5 935	4 330	5 310
1 200	0.20	4.3	5 240	6 290	5 055	5 780	4 870	5 270	4 765	4 765	4 255	4 255
	0.30	8.6	5 730	7 575	5 495	6 965	5 265	6 355	5 040	5 750	4 820	5 140
	0.40	14.2	6 100	8 520	5 830	7 835	5 565	7 150	5 305	6 465	5 055	5 780
	0.50	20.9	6 310	9 050	6 020	8 325	5 740	7 600	5 460	6 875	5 190	6 150

注:室内设计条件:DB=25 $^{\circ}\text{C}$,WB=18.7 $^{\circ}\text{C}$ 。

续表

型号	$q_{v,w}$ L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			6		7		8		9		10	
			qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt
200	0.05	1.1	1 230	1 570	1 185	1 450	1 140	1 330	1 100	1 215	1 095	1 095
	0.10	3.5	1 475	2 215	1 410	2 050	1 345	1 885	1 280	1 715	1 220	1 550
	0.15	7.1	1 605	2 535	1 530	2 345	1 450	2 155	1 375	1 965	1 305	1 775
	0.20	11.7	1 665	2 680	1 580	2 480	1 500	2 280	1 420	2 075	1 345	1 875
300	0.05	1.2	1 705	1 945	1 650	1 795	1 645	1 645	1 500	1 500	1 350	1 350
	0.10	3.8	2 025	2 815	1 945	2 605	1 865	2 390	1 785	2 180	1 710	1 965
	0.15	7.7	2 195	3 255	2 100	3 010	2 005	2 765	1 910	2 515	1 820	2 270
	0.20	12.7	2 330	3 590	2 220	3 320	2 115	3 050	2 010	2 780	1 910	2 510
400	0.10	4.4	2 510	3 290	2 420	3 040	2 330	2 795	2 240	2 545	2 155	2 295
	0.15	8.9	2 740	3 895	2 630	3 600	2 520	3 310	2 410	3 015	2 305	2 720
	0.20	14.7	2 915	4 335	2 785	4 010	2 660	3 685	2 535	3 355	2 415	3 030
	0.25	21.6	3 035	4 640	2 895	4 290	2 760	3 945	2 625	3 595	2 495	3 245
600	0.10	5.6	3 360	4 075	3 250	3 765	3 140	3 455	3 150	3 150	2 840	2 840
	0.15	11.4	3 610	4 765	3 480	4 405	3 350	4 045	3 220	3 685	3 095	3 325
	0.20	18.7	3 810	5 290	3 660	4 890	3 510	4 495	3 365	4 095	3 225	3 695
	0.30	37.8	4 085	5 995	3 910	5 545	3 735	5 095	3 565	4 645	3 400	4 195
800	0.20	3.7	4 610	5 970	4 445	5 520	4 285	5 065	4 120	4 615	3 965	4 160
	0.30	7.4	5 085	7 225	4 875	6 680	4 670	6 135	4 470	5 585	4 275	5 040
	0.40	12.1	5 365	7 945	5 130	7 345	4 900	6 745	4 675	6 145	4 455	5 545
	0.50	17.8	5 545	8 385	5 290	7 755	5 045	7 120	4 805	6 490	4 570	5 860
1 200	0.20	4.3	5 455	6 750	5 275	6 240	5 090	5 725	4 910	5 215	4 700	4 700
	0.30	8.6	5 970	8 130	5 740	7 515	5 515	6 900	5 290	6 285	5 070	5 670
	0.40	14.2	6 355	9 140	6 090	8 450	5 830	7 760	5 575	7 070	5 325	6 380
	0.50	20.9	6 580	9 710	6 295	8 980	6 015	8 250	5 740	7 515	5 470	6 785

注:室内设计条件:DB=26 $^{\circ}\text{C}$ 、WB=19.5 $^{\circ}\text{C}$ 。

制冷能力表 (ECR)

W

型号	$q_{v,w}$ L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			6		7		8		9		10	
			qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt
200	0.05	1.1	1 395	1 560	1 350	1 435	1 305	1 305	1 175	1 175	1 050	1 050
	0.10	3.5	1 665	2 275	1 595	2 090	1 525	1 905	1 455	1 725	1 390	1 540
	0.15	7.1	1 810	2 630	1 725	2 420	1 640	2 205	1 560	1 995	1 480	1 780
	0.20	11.7	1 890	2 825	1 795	2 600	1 705	2 375	1 615	2 145	1 530	1 920
300	0.05	1.2	1 885	1 885	1 735	1 735	1 580	1 580	1 425	1 425	1 270	1 270
	0.10	3.8	2 140	2 815	2 050	2 585	1 965	2 360	1 880	2 135	1 905	1 905
	0.15	7.7	2 320	3 275	2 215	3 010	2 110	2 745	2 010	2 485	1 915	2 220
	0.20	12.7	2 465	3 635	2 345	3 345	2 230	3 055	2 115	2 760	2 005	2 470
400	0.10	4.4	2 670	3 285	2 575	3 020	2 475	2 755	2 490	2 490	2 220	2 220
	0.15	8.9	2 925	3 950	2 805	3 630	2 685	3 315	2 565	2 995	2 450	2 680
	0.20	14.7	3 105	4 405	2 965	4 050	2 830	3 695	2 695	3 340	2 565	2 990
	0.25	21.6	3 215	4 675	3 065	4 300	2 915	3 925	2 775	3 550	2 630	3 175
600	0.10	5.6	3 460	3 940	3 345	3 620	3 305	3 305	2 985	2 985	2 665	2 665
	0.15	11.4	3 725	4 645	3 585	4 270	3 445	3 895	3 310	3 520	3 145	3 145
	0.20	18.7	3 935	5 195	3 775	4 780	3 615	4 360	3 460	3 945	3 310	3 525
	0.30	37.8	4 225	5 935	4 035	5 460	3 850	4 985	3 670	4 510	3 495	4 030
800	0.20	3.7	5 145	6 275	4 955	5 765	4 770	5 260	4 755	4 755	4 245	4 245
	0.30	7.4	5 660	7 625	5 425	7 010	5 190	6 395	4 960	5 785	4 740	5 170
	0.40	12.1	5 945	8 345	5 680	7 675	5 420	7 005	5 165	6 335	4 920	5 665
	0.50	17.8	6 130	8 805	5 845	8 100	5 570	7 395	5 300	6 685	5 035	5 980
1 200	0.20	4.3	6 625	6 625	6 085	6 085	5 545	5 545	5 005	5 005	4 465	4 465
	0.30	8.6	6 785	8 005	6 550	7 355	6 315	6 710	6 060	6 060	5 410	5 410
	0.40	14.2	7 160	9 005	6 890	8 280	6 620	7 550	6 355	6 825	6 095	6 095
	0.50	20.9	7 395	9 625	7 100	8 850	6 810	8 075	6 525	7 295	6 520	6 520

注:室内设计条件:DB=25 $^{\circ}\text{C}$, WB=18.7 $^{\circ}\text{C}$ 。

续表

型号	$q_{v,w}$ L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			6		7		8		9		10	
			qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt	qs	qt
200	0.05	1.1	1 455	1 675	1 410	1 550	1 420	1 420	1 290	1 290	1 160	1 160
	0.10	3.5	1 740	2 440	1 665	2 255	1 600	2 070	1 530	1 885	1 465	1 700
	0.15	7.1	1 885	2 820	1 800	2 610	1 720	2 395	1 640	2 180	1 560	1 970
	0.20	11.7	1 975	3 035	1 880	2 805	1 790	2 575	1 700	2 345	1 615	2 115
300	0.05	1.2	1 865	2 025	1 870	1 870	1 715	1 715	1 560	1 560	1 405	1 405
	0.10	3.8	2 230	3 020	2 140	2 790	2 060	2 565	1 975	2 335	1 895	2 105
	0.15	7.7	2 415	3 510	2 315	3 245	2 215	2 980	2 115	2 715	2 015	2 450
	0.20	12.7	2 570	3 900	2 455	3 605	2 340	3 315	2 225	3 020	2 115	2 725
400	0.10	4.4	2 785	3 525	2 685	3 255	2 590	2 990	2 495	2 720	2 455	2 455
	0.15	8.9	3 050	4 240	2 930	3 915	2 810	3 595	2 695	3 275	2 580	2 955
	0.20	14.7	3 240	4 725	3 100	4 370	2 965	4 010	2 830	3 655	2 700	3 300
	0.25	21.6	3 355	5 015	3 205	4 635	3 060	4 260	2 915	3 880	2 775	3 505
600	0.10	5.6	3 605	4 230	3 490	3 910	3 380	3 590	3 265	3 265	2 945	2 945
	0.15	11.4	3 880	4 985	3 740	4 610	3 605	4 230	3 470	3 855	3 340	3 475
	0.20	18.7	4 100	5 575	3 940	5 155	3 785	4 735	3 635	4 315	3 485	3 890
	0.30	37.8	4 405	6 370	4 215	5 890	4 035	5 410	3 855	4 930	3 685	4 450
800	0.20	3.7	5 360	6 735	5 175	6 225	4 990	5 715	4 810	5 200	4 690	4 690
	0.30	7.4	5 895	8 180	5 665	7 565	5 435	6 945	5 210	6 325	4 990	5 710
	0.40	12.1	6 195	8 955	5 935	8 280	5 680	7 605	5 430	6 930	5 185	6 250
	0.50	17.8	6 390	9 450	6 110	8 735	5 835	8 025	5 570	7 310	5 310	6 600
1 200	0.20	4.3	6 540	7 115	6 570	6 570	6 025	6 025	5 485	5 485	4 940	4 940
	0.30	8.6	7 065	8 595	6 835	7 940	6 600	7 290	6 635	6 635	5 980	5 980
	0.40	14.2	7 460	9 665	7 190	8 935	6 925	8 200	6 665	7 470	6 410	6 735
	0.50	20.9	7 705	10 330	7 415	9 550	7 130	8 765	6 850	7 985	6 570	7 200

注:室内设计条件:DB=26 $^{\circ}\text{C}$,WB=19.5 $^{\circ}\text{C}$ 。

采暖能力表(SCR)

W

型号	$q_{v,w}$ L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
200	0.05	1.1	1 560	1 950	2 335	2 725	3 115	3 505	3 895	4 285	4 675	5 065
	0.10	3.5	1 835	2 295	2 755	3 215	3 675	4 135	4 595	5 050	5 510	5 970
	0.15	7.1	1 930	2 415	2 895	3 380	3 860	4 345	4 825	5 310	5 790	6 275
	0.20	11.7	1 975	2 470	2 965	3 460	3 955	4 450	4 940	5 435	5 930	6 425
300	0.05	1.2	2 095	2 615	3 140	3 665	4 185	4 710	5 235	5 755	6 280	6 800
	0.10	3.8	2 580	3 225	3 870	4 515	5 165	5 810	6 455	7 100	7 745	8 390
	0.15	7.7	2 800	3 505	4 205	4 905	5 605	6 305	7 005	7 705	8 405	9 110
	0.20	12.7	2 920	3 650	4 380	5 110	5 835	6 565	7 295	8 025	8 755	9 485
400	0.10	4.4	3 045	3 810	4 570	5 330	6 095	6 855	7 615	8 380	9 140	9 900
	0.15	8.9	3 360	4 200	5 040	5 880	6 720	7 560	8 400	9 240	10 080	10 920
	0.20	14.7	3 510	4 390	5 265	6 145	7 025	7 900	8 780	9 655	10 535	11 415
	0.25	21.6	3 630	4 535	5 440	6 350	7 255	8 165	9 070	9 975	10 885	11 790
600	0.10	5.6	3 965	4 955	5 950	6 940	7 930	8 920	9 915	10 905	11 895	12 885
	0.15	11.4	4 370	5 465	6 560	7 650	8 745	9 835	10 930	12 025	13 115	14 210
	0.20	18.7	4 535	5 670	6 800	7 935	9 070	10 205	11 335	12 470	13 605	14 740
	0.30	37.8	4 850	6 060	7 275	8 485	9 700	10 910	12 120	13 335	14 545	15 760
800	0.20	3.7	5 650	7 065	8 475	9 890	11 300	12 715	14 130	15 540	16 955	18 365
	0.30	7.4	6 200	7 745	9 295	10 845	12 395	13 945	15 495	17 045	18 595	20 140
	0.40	12.1	6 510	8 140	9 765	11 395	13 025	14 650	16 280	17 905	19 535	21 165
	0.50	17.8	6 700	8 370	10 045	11 720	13 395	15 070	16 745	18 420	20 095	21 765
1 200	0.20	4.3	6 790	8 490	10 185	11 885	13 580	15 280	16 975	18 675	20 370	22 070
	0.30	8.6	7 630	9 535	11 440	13 350	15 255	17 165	19 070	20 975	22 885	24 790
	0.40	14.2	8 235	10 290	12 350	14 405	16 465	18 525	20 580	22 640	24 700	26 755
	0.50	20.9	8 650	10 815	12 975	15 140	17 300	19 465	21 630	23 790	25 955	28 115

注:室内条件:DB=20 $^{\circ}\text{C}$ 。

续表

型号	$q_{v,w}$ L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
200	0.05	1.1	1 400	1 790	2 180	2 570	2 960	3 350	3 740	4 130	4 520	4 910
	0.10	3.5	1 655	2 115	2 570	3 030	3 490	3 950	4 410	4 870	5 330	5 785
	0.15	7.1	1 735	2 220	2 700	3 185	3 665	4 150	4 635	5 115	5 600	6 080
	0.20	11.7	1 780	2 275	2 765	3 260	3 755	4 250	4 745	5 240	5 735	6 225
300	0.05	1.2	1 885	2 405	2 930	3 455	3 975	4 500	5 025	5 545	6 070	6 595
	0.10	3.8	2 325	2 970	3 615	4 260	4 905	5 550	6 195	6 840	7 485	8 130
	0.15	7.7	2 520	3 225	3 925	4 625	5 325	6 025	6 725	7 425	8 125	8 825
	0.20	12.7	2 625	3 355	4 085	4 815	5 545	6 275	7 005	7 735	8 465	9 195
400	0.10	4.4	2 740	3 505	4 265	5 025	5 790	6 550	7 310	8 075	8 835	9 595
	0.15	8.9	3 025	3 865	4 705	5 545	6 385	7 225	8 065	8 905	9 745	10 585
	0.20	14.7	3 160	4 040	4 915	5 795	6 670	7 550	8 430	9 305	10 185	11 060
	0.25	21.6	3 265	4 170	5 080	5 985	6 895	7 800	8 705	9 615	10 520	11 430
600	0.10	5.6	3 570	4 560	5 550	6 540	7 535	8 525	9 515	10 510	11 500	12 490
	0.15	11.4	3 935	5 030	6 120	7 215	8 305	9 400	10 495	11 585	12 680	13 770
	0.20	18.7	4 080	5 215	6 350	7 485	8 615	9 750	10 885	12 015	13 150	14 285
	0.30	37.8	4 365	5 575	6 790	8 000	9 215	10 425	11 635	12 850	14 060	15 275
800	0.20	3.7	5 085	6 500	7 910	9 325	10 735	12 150	13 565	14 975	16 390	17 800
	0.30	7.4	5 580	7 125	8 675	10 225	11 775	13 325	14 875	16 425	17 975	19 525
	0.40	12.1	5 860	7 490	9 115	10 745	12 370	14 000	15 630	17 255	18 885	20 510
	0.50	17.8	6 030	7 700	9 375	11 050	12 725	14 400	16 075	17 750	19 425	21 100
1 200	0.20	4.3	6 110	7 810	9 505	11 205	12 900	14 600	16 300	17 995	19 695	21 390
	0.30	8.6	6 865	8 770	10 680	12 585	14 495	16 400	18 305	20 215	22 120	24 030
	0.40	14.2	7 410	9 465	11 525	13 585	15 640	17 700	19 760	21 815	23 875	25 935
	0.50	20.9	7 785	9 950	12 110	14 275	16 435	18 600	20 765	22 925	25 090	27 250

注:室内设计条件:DB=22 $^{\circ}\text{C}$ 。

采暖能力表 (ECR)

W

型号	q_{v_w} L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
200	0.05	1.1	1 780	2 225	2 670	3 115	3 560	4 005	4 450	4 890	5 335	5 780
	0.10	3.5	2 150	2 690	3 225	3 765	4 300	4 840	5 380	5 915	6 455	6 990
	0.15	7.1	2 325	2 905	3 490	4 070	4 650	5 235	5 815	6 395	6 975	7 560
	0.20	11.7	2 395	2 995	3 595	4 190	4 790	5 390	5 990	6 585	7 185	7 785
300	0.05	1.2	2 185	2 735	3 280	3 825	4 370	4 920	5 465	6 010	6 560	7 105
	0.10	3.8	2 745	3 430	4 115	4 800	5 490	6 175	6 860	7 545	8 235	8 920
	0.15	7.7	3 010	3 765	4 515	5 270	6 025	6 775	7 530	8 280	9 035	9 790
	0.20	12.7	3 140	3 925	4 710	5 495	6 280	7 065	7 850	8 635	9 420	10 205
400	0.10	4.4	3 255	4 070	4 885	5 700	6 510	7 325	8 140	8 955	9 765	10 580
	0.15	8.9	3 675	4 595	5 510	6 430	7 350	8 265	9 185	10 105	11 025	11 940
	0.20	14.7	3 815	4 765	5 720	6 675	7 630	8 580	9 535	10 490	11 440	12 395
	0.25	21.6	3 940	4 925	5 915	6 900	7 885	8 870	9 855	10 840	11 825	12 810
600	0.10	5.6	4 220	5 275	6 330	7 385	8 440	9 495	10 550	11 610	12 665	13 720
	0.15	11.4	4 720	5 900	7 080	8 260	9 440	10 620	11 800	12 985	14 165	15 345
	0.20	18.7	4 905	6 135	7 360	8 585	9 815	11 040	12 265	13 495	14 720	15 950
	0.30	37.8	5 245	6 555	7 865	9 175	10 490	11 800	13 110	14 420	15 735	17 045
800	0.20	3.7	5 905	7 385	8 860	10 335	11 815	13 290	14 765	16 245	17 720	19 200
	0.30	7.4	6 580	8 225	9 870	11 515	13 165	14 810	16 455	18 100	19 745	21 390
	0.40	12.1	6 955	8 690	10 430	12 170	13 905	15 645	17 385	19 120	20 860	22 600
	0.50	17.8	7 165	8 955	10 745	12 535	14 325	16 115	17 905	19 700	21 490	23 280
1 200	0.20	4.3	7 325	9 155	10 990	12 820	14 650	16 485	18 315	20 145	21 975	23 810
	0.30	8.6	8 300	10 380	12 455	14 530	16 605	18 680	20 755	22 830	24 905	26 985
	0.40	14.2	8 885	11 105	13 325	15 545	17 765	19 990	22 210	24 430	26 650	28 870
	0.50	20.9	9 300	11 630	13 955	16 280	18 605	20 930	23 255	25 580	27 905	30 235

注:室内设计条件:DB=20 $^{\circ}\text{C}$ 。

续表

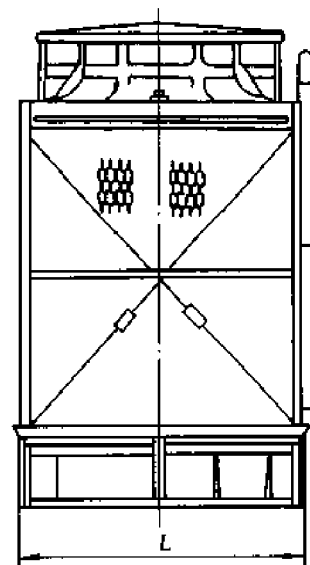
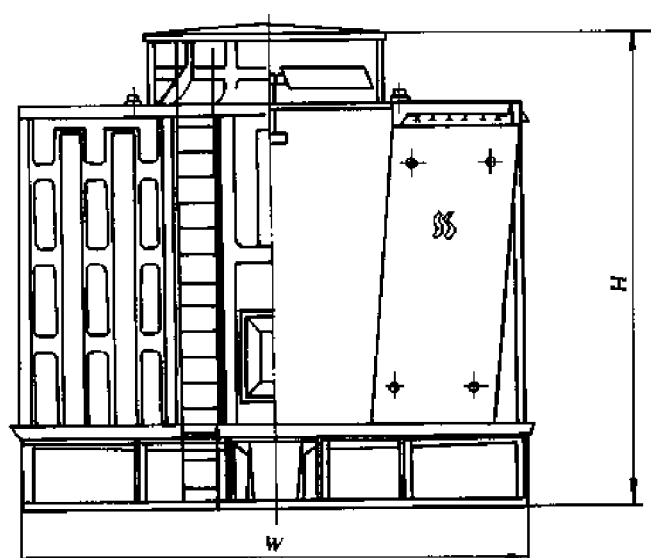
型号	q_{v_w} L/s	p_w kPa	进水温度 $^{\circ}\text{C}$									
			40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
200	0.05	1.1	1 600	2 045	2 490	2 935	3 380	3 825	4 270	4 715	5 160	5 605
	0.10	3.5	1 935	2 475	3 010	3 550	4 085	4 625	5 165	5 700	6 240	6 775
	0.15	7.1	2 095	2 675	3 255	3 835	4 420	5 000	5 580	6 165	6 745	7 325
	0.20	11.7	2 155	2 755	3 355	3 950	4 550	5 150	5 750	6 350	6 945	7 545
300	0.05	1.2	1 965	2 515	3 060	3 605	4 155	4 700	5 245	5 795	6 340	6 885
	0.10	3.8	2 470	3 155	3 840	4 530	5 215	5 900	6 585	7 270	7 960	8 645
	0.15	7.7	2 710	3 465	4 215	4 970	5 720	6 475	7 230	7 980	8 735	9 485
	0.20	12.7	2 825	3 610	4 395	5 180	5 965	6 750	7 535	8 320	9 105	9 890
400	0.10	4.4	2 930	3 745	4 560	5 370	6 185	7 000	7 815	8 630	9 440	10 255
	0.15	8.9	3 305	4 225	5 145	6 065	6 980	7 900	8 820	9 735	10 655	11 575
	0.20	14.7	3 435	4 385	5 340	6 295	7 245	8 200	9 155	10 105	11 060	12 015
	0.25	21.6	3 550	4 535	5 520	6 505	7 490	8 475	9 460	10 445	11 430	12 415
600	0.10	5.6	3 800	4 855	5 910	6 965	8 020	9 075	10 130	11 185	12 240	13 295
	0.15	11.4	4 250	5 430	6 610	7 790	8 970	10 150	11 330	12 510	13 690	14 870
	0.20	18.7	4 415	5 645	6 870	8 095	9 325	10 550	11 775	13 005	14 230	15 455
	0.30	37.8	4 720	6 030	7 340	8 655	9 965	11 275	12 585	13 895	15 210	16 520
800	0.20	3.7	5 315	6 795	8 270	9 745	11 225	12 700	14 175	15 655	17 130	18 605
	0.30	7.4	5 925	7 570	9 215	10 860	12 505	14 150	15 795	17 440	19 085	20 730
	0.40	12.1	6 260	7 995	9 735	11 475	13 210	14 950	16 690	18 425	20 165	21 905
	0.50	17.8	6 445	8 235	10 030	11 820	13 610	15 400	17 190	18 980	20 770	22 565
1 200	0.20	4.3	6 595	8 425	10 255	12 085	13 920	15 750	17 580	19 415	21 245	23 075
	0.30	8.6	7 470	9 550	11 625	13 700	15 775	17 850	19 925	22 000	24 075	26 150
	0.40	14.2	7 995	10 215	12 435	14 660	16 880	19 100	21 320	23 540	25 765	27 985
	0.50	20.9	8 370	10 700	13 025	15 350	17 675	20 000	22 325	24 650	26 975	29 300

注:室内设计条件:DB=22 $^{\circ}\text{C}$ 。

九、广州马利新菱冷却塔有限公司

SC 系列单风机低噪声 - L 型参数表

项 目 型 号	循 环 水 量 m ³ /h	动力系统		外形尺寸			接 口 管 径						塔体 扬程 mH ₂ O	质 量	
		风机 直径 mm	电动机 功率 kW	长 L mm	宽 W mm	高 H mm	进 水 管 径 mm	出 水 管 径 mm	满 水 管 径 mm	自 动 补 水 mm	快 速 补 水 mm	排 污 管 径 mm		自 质量 kg	运 行 质量 kg
SC - 100L	100	1 484	3	2 300	3 370	3 520	80×2	125	50	25	25	40	3.7	1 090	1 920
SC - 125L	125	1 780	4	2 300	3 670	3 520	100×2	150	50	25	25	40	3.7	1 180	2 220
SC - 150L	150	1 780	5.5	2 500	3 670	4 020	100×2	150	50	25	25	40	4.2	1 560	2 810
SC - 175L	175	2 100	5.5	2 800	3 980	4 020	125×2	150	50	25	25	40	4.2	1 800	4 120
SC - 200L	200	2 100	5.5	2 800	4 840	3 630	125×2	200	80	25	25	40	3.8	1 900	4 560
SC - 250L	250	2 370	7.5	2 800	5 100	4 130	125×2	200	80	25	25	40	4.3	2 050	4 820
SC - 300L	300	2 910	7.5	3 100	5 700	4 790	150×2	200	80	25	25	40	4.8	2 550	6 100
SC - 350L	350	2 910	11	3 100	5 700	5 290	150×2	250	80	50	50	50	5.3	2 830	6 380
SC - 400L	400	2 910	11	3 600	5 700	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	3 080	7 170
SC - 450L	450	3 330	15	3 600	6 080	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	3 690	7 990
SC - 500L	500	3 330	15	4 500	6 080	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	4 400	9 500
SC - 600L	600	3 580	18.5	4 500	6 330	5 290	150×4	250	80	50	50	50	5.3	4 660	9 960
SC - 700L	700	3 580	22	4 900	6 330	5 290	150×4	300	80	50	50	50	5.3	5 170	11 930



附图 6 SC 系列单风机型外形图

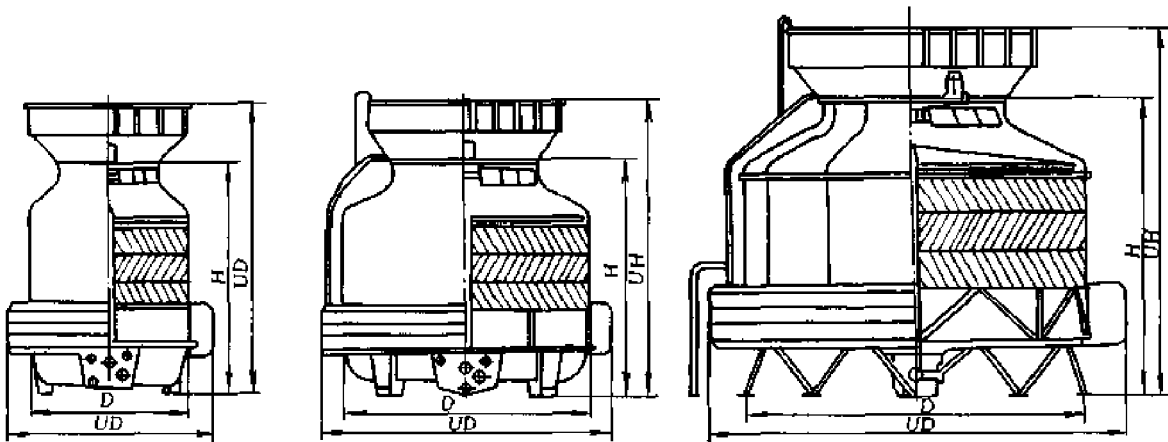
SC 系列单风机超低噪声 - UL 型参数表

项 目 型 号	循环 水量 m^3/h	动力系统		外形尺寸			接 口 管 径						塔体 扬程 mH_2O	质 量	
		风机 直径 mm	电动机 功率 kW	长 L mm	宽 W mm	高 H mm	进水管径 mm	出水管径 mm	滴水管径 mm	自动 补水 mm	快速 补水 mm	排污 管径 mm		自 质量 kg	运行 质量 kg
SC-100UL	100	1 780	2.2	2 300	3 670	3 520	80×2	125	50	25	25	40	3.7	1 150	2 190
SC-125UL	125	1 780	3	2 500	3 670	4 020	100×2	150	50	25	25	40	4.2	1 550	2 800
SC-150UL	150	2 100	4	2 800	3 980	4 020	100×2	150	50	25	25	40	4.2	1 810	4 130
SC-175UL	175	2 100	4	2 800	4 840	3 630	125×2	150	50	25	25	40	3.8	1 885	4 545
SC-200UL	200	2 370	5.5	2 800	5 100	4 130	125×2	200	80	25	25	40	4.3	2 010	4 780
SC-250UL	250	2 910	5.5	3 100	5 700	4 790	125×2	200	80	25	25	40	4.8	2 510	6 060
SC-300UL	300	2 910	5.5	3 100	5 700	5 290	150×2	200	80	25	25	40	5.3	2 780	6 330
SC-350UL	350	2 910	7.5	3 600	5 700	5 290	150×2	250	80	50	50	50	5.3	3 060	7 150
SC-400UL	400	3 330	11	3 600	6 080	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	3 640	7 940
SC-450UL	450	3 330	11	4 500	6 080	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	4 350	9 450
SC-500UL	500	3 580	15	4 500	6 330	5 290	125×4	250	80	50	50	50	5.3	4 610	9 910
SC-600UL	600	3 580	18.5	4 900	6 330	5 290	150×4	250	80	50	50	50	5.3	5 100	11 860

SR-6~SR-30

SR-40~SR-125

SR-150~SR-1000



附图 7 SR 系列外形图

SR 系列规格及主要参数表

项 目 型 号	冷却 水量 m ³ /h	风机 直径 mm	电动机功率 kW		外型尺寸 mm				质量 kg						塔体 扬程 mH ₂ O
			标准型 及低噪 声型	超低 噪声型	标准型及低噪声型		超低噪声型		标准型		低噪声型		超低噪声型		
					H	D	UH	UD	自 质量	运行 质量	自 质量	运行 质量	自 质量	运行 质量	
SR-6	6	584	0.18	0.18	1 403	930	2 098	1 245	54	133	57	136	91	170	1.3
SR-8	8	584	0.18	0.18	1 620	930	2 315	1 245	60	139	63	142	100	179	1.5
SR-10	10	584	0.18	0.18	1 720	1 070	2 415	1 380	72	197	75	200	118	243	1.7
SR-12	12	760	0.37	0.37	1 675	1 170	2 370	1 500	82	209	89	216	125	252	1.6
SR-16	16	760	0.37	0.37	1 790	1 370	2 485	1 710	94	309	99	313	155	369	1.6
SR-20	20	760	0.55	0.55	2 010	1 370	2 705	1 710	113	327	120	334	177	391	1.8
SR-25	25	884	0.55	0.55	1 900	1 600	2 705	2 025	144	447	150	453	230	533	1.6
SR-30	30	884	0.75	0.75	2 015	1 780	2 820	2 130	185	666	188	669	263	744	1.7
SR-40	40	884	1.1	1.1	2 360	1 870	3 155	2 240	257	781	270	794	341	865	2.0
SR-50	50	1 184	1.1	1.1	2 445	2 000	3 360	2 420	307	924	323	940	438	1 055	2.3
SR-60	60	1 184	1.5	1.5	2 490	2 100	3 505	2 520	325	1 034	337	1 046	450	1 159	2.3
SR-70	70	1 184	1.5	1.5	2 368	2 600	3 283	3 020	469	1 540	524	1 595	620	1 691	1.9
SR-80	80	1 184	2.2	2.2	2 595	2 600	3 510	3 020	495	1 566	550	1 621	690	1 761	2.1
SR-90	90	1 484	2.2	2.2	2 498	2 950	3 498	3 330	560	1 571	624	1 635	760	1 771	2.1
SR-100	100	1 484	3	3	2 725	2 950	3 725	3 330	610	1 621	667	1 678	800	1 811	2.3
SR-125	125	1 780	4	4	2 605	3 300	3 960	3 770	793	2 093	871	2 171	1 215	2 515	2.2
SR-150	150	1 780	4	5.5	3 163	3 705	4 513	4 380	1 020	2 520	1 097	2 597	1 513	3 013	2.7
SR-175	175	1 780	5.5	7.5	3 390	3 705	4 745	4 380	1 124	2 624	1 223	2 723	1 663	3 163	2.9
SR-200	200	2 370	5.5	7.5	3 534	4 400	4 989	5 100	1 410	3 610	1 567	3 767	2 102	4 302	2.7
SR-225	225	2 370	5.5	7.5	3 534	4 400	4 989	5 100	1 518	3 718	1 672	3 872	2 122	4 322	2.9
SR-250	250	2 370	7.5	7.5	3 761	4 400	5 216	5 100	1 652	3 852	1 828	4 028	2 369	4 569	3.2
SR-300	300	2 910	7.5	11	3 996	4 800	5 446	5 460	1 817	4 517	2 004	4 704	2 683	5 383	3.1
SR-330	330	2 910	11	11	3 996	4 800	5 446	5 460	2 376	5 076	2 472	5 172	3 151	5 851	3.2
SR-370	370	2 910	11	11	4 559	5 460	6 009	6 420	2 640	6 640	2 876	6 876	3 643	7 643	3.9
SR-400	400	2 910	11	15	4 559	5 460	6 009	6 420	2 840	6 840	3 000	7 000	3 767	7 767	4.1
SR-450	450	3 330	15	15	4 649	5 900	6 304	6 950	3 230	8 430	3 430	8 630	4 300	9 500	4.0
SR-500	500	3 330	15	15	5 068	6 620	6 723	7 680	3 746	10 249	4 007	10 507	4 960	11 460	3.9
SR-600	600	3 330	15	15	5 068	6 620	6 723	7 680	3 958	10 458	4 200	10 700	5 160	11 660	4.0
SR-700	700	3 580	18.5	18.5	5 268	7 600	6 928	8 800	4 700	12 700	5 150	13 150	6 170	14 170	4.2
SR-800	800	3 580	18.5	18.5	5 268	7 600	6 928	8 800	4 980	12 900	5 430	13 430	6 450	14 450	4.4
SR-1 000	1 000	4 900	22	22	5 577	8 800	7 277	10 000	6 260	15 260	6 710	15 510	7 660	16 660	4.6

十、广一集团·广州市广一风机厂

DZ 系列低噪声轴流通风机性能参数表

型式	型号	机号 (No.)	转速 r/min	风量 m ³ /h	静压 Pa	电动功率 kW	噪声 L _A dB	质量 kg	备注
壁装式	DZ I	2.2	1 450	400		0.025	54	11	适用于食堂、餐厅以及工业厂房的排风，宜安装在墙壁上
		3	1 450	1 600		0.06	63.5	15	
		4	960	4 000		0.25	64.6	28	
		5	720	6 000		0.25	64	36	
			960	7 000		0.37	70	36	
		6	720	9 500		0.55	69	46	
		7	720	15 000		1.1	72	80	
		8	720	22 000		1.5	77	98	
岗位式	DZ II	3	1 450	1 600		0.06	61.5	19	适用于各类工作场所岗位通风换气及通风降温
		4	960	4 000		0.25	64.5	23	
		5	720	6 000		0.25	64	65	
			960	7 000		0.37	69	50	
		6	720	9 500		0.55	69	55	
			960	14 000		1.1	77	68	
		7	720	14 500		1.1	71	93	
			960	22 000		2.2	78	118	
			1 450	25 000		3.0	81	110	
		8	720	23 000		1.5	77	98	
管道式	DZ III	2.5	2 800	2 000	150	0.37	65	10	适用于各种用途的管道送风或排风，以及管道加压等
		3	1 450	1 600	25	0.06	61.5	14	
		3.2	2 800	3 000	160	0.37	68	18	
		4	1 450	5 000	80	0.55	69	19	
		5	960	5 500	80	0.37	70	36	
			1 450	7 000	90	0.75	75	43	
		6	960	10 000	100	1.1	77.5	79	
			1 450	15 000	90	2.2	80.5	83	
		7	720	14 000	70	1.1	69	80	
			960	18 000	120	2.2	78	102	
			1 450	20 000	150	3.0	81.5	103	
		8	720	20 000	70	1.5	76.5	98	
			960	25 000	90	2.2	80.5	112	
			1 450	28 000	100	4.0	81.5	122	
		10	720	38 000	65	3.0	81	181	
			960	48 500	116	5.5	85	196	

注：1. 风机气动性能参数按 GB1236《通风机空气动力性能试验方法》测定；

2. 风机噪声值按 GB2888《风机噪声测量方法》测定。

十一、广一集团·广州市第一水泵厂

KTBI25型制冷空调泵性能参数表

型 号	流量 q_v m^3/h	扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	电动机 kW		效率 η $\%$	必需汽 蚀余量 m	配接管 mm	轴承 型号	总质量 kg
					功率	型 号					
KTBI25-100-250A	56	18.8	1 450	4.56	7.5	Y132M-4S	63	2.5	100-125	6309	355
	93.5	17.5		5.87			76	2.5			
	112	16.2		6.41			77	3.0			
KTBI25-100-250B	52.2	16	1 450	3.7	5.5	Y132S-4S	62	2.5	100-125	6309	341
	86.5	15		4.86			75	2.5			
	104	13.9		5.17			76	3.0			
KTBI25-100-315	60	33.5	1 450	9.4	15	Y160L-4S	58	2.5	100-125	6309	495
	100	32		11.9			73	2.5			
	120	30.5		13.5			74	3.0			
KTBI25-100-315A	57.4	30.5	1 450	8.22	15	Y160L-4S	58	2.5	100-125	6309	480
	95.5	28.5		10.33			73	2.5			
	114	27.8		11.7			74	3.0			
KTBI25-100-315B	54.6	27.7	1 450	7.23	11	Y160M-4S	57	2.5	100-125	6309	410
	90.8	26.4		9.08			72	2.5			
	108.9	25.8		10.5			73	3.0			
KTBI25-100-400	60	52	1 480	16.1	30	Y200L-4S	53	2.5	100-125	6309	627
	100	50		21			65	2.5			
	120	48.5		23.6			67	3.0			
KTBI25-100-400A	56	46	1 480	13.2	22	Y180L-4S	53	2.5	100-125	6309	588
	93.6	44		17.5			64	2.5			
	112.4	43		19.6			67	3.0			
KTBI25-100-400B	52.2	40	1 480	11.2	18.5	Y180M-4S	51	2.5	100-125	6309	570
	88	38		14.6			62.8	2.5			
	105	37.2		16.4			65	3.0			
KTBI25-100-210	90	15	1 480	5.25	11	Y160M-4S	70	2.2	100-125	6307	295
	142	13		6.36			79	2.5			
	170	11.5		6.91			77	3.4			
KTBI25-100-260	95	24.5	1 480	9.19	15	Y160L-4S	69	2.3	100-125	6309	385
	148	22		11.37			78	2.6			
	175	20		12.54			76	3.5			
KTBI25-100-320	80	37.5	1 480	12.73	22	Y180L-4S	65	2.0	100-125	6309	556
	146	34		16.7			75	2.0			
	165	29		18.38			72	2.3			
KTBI25-100-320A	78	32	1 480	10.8	18.5	Y180M-4S	63	2.0	100-125	6309	541
	142	28		14.83			73	2.0			
	165	25		16.28			69	2.3			

续表

型 号	流量 q_v m^3/h	扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	电动机 kW		效率 η $\%$	必需汽 蚀余量 m	配钢管 mm	轴承 型号	总质量 kg
					功率	型 号					
KTBI25-100-410	90	57	1 480	24.09	45	Y225M-4S	58	2.3	100-125	6309	707
	150	52		31.24			68	2.5			
	176	48.5		34.96			67	3.2			
KTBI25-100-410A	87	52	1 480	22	37	Y225S-4S	56	2.3	100-125	6309	667
	144	48		28.5			66	2.5			
	172	44		31.7			65	3.2			
KTBI25-100-410B	83	45	1 480	18.83	30	Y200L-4S	54	2.3	100-125	6309	612
	140	40		23.8			64	2.5			
	165	38		27.1			63	3.2			
KTBI50-125-250	120	22.5	1 480	10.4	18.5	Y180M-4S	71	3.0	125-150	6309	427
	200	20		13.5			81	3.0			
	240	17.5		14.7			78	3.5			
KTBI50-125-250A	112	19.5	1 480	8.7	15	Y160L-4S	68	3.0	125-150	6309	393
	187	17.5		11.3			77.9	3.0			
	224	15.2		12.3			75.3	3.5			
KTBI50-125-260	144	23.5	1 480	13.17	22	Y180L-4S	70	2.3	125-150	6309	442
	240	21		16.95			81	2.6			
	288	18.8		18.9			78	3.2			
KTBI50-125-260A	134	21	1 480	11.43	18.5	Y180M-4S	67	2.3	125-150	6309	420
	230	18.5		14.66			79	2.6			
	280	16.5		16.55			76	3.2			
KTBI50-125-315	120	34	1 480	15.86	30	Y200L-4S	70	2.5	125-150	6309	603
	200	32		22.08			79	2.5			
	240	29		23.71			80	3.0			
KTBI50-125-315A	112	30	1 480	13.1	22	Y180L-4S	70	2.5	125-150	6309	565
	187	28		18.1			79	2.5			
	224.6	25		19.1			80	3.0			
KTBI50-125-315B	104	25.5	1 480	10.5	18.5	Y180M-4S	69	2.5	125-150	6309	546
	173	24		14.5			78	2.5			
	208	21.8		15.6			79	3.0			
KTBI50-125-320	144	34	1 480	19.05	30	Y200L-4S	70	2.5	125-150	6309	612
	240	32		26.47			79	2.5			
	288	28		27.45			80	3.0			
KTBI50-125-320A	134	29	1 480	15.79	22	Y180L-4S	67	2.5	125-150	6309	585
	230	26		20.61			79	2.5			
	270	22		21.01			77	3.0			
KTBI50-125-400	120	53	1 480	27.9	45	Y225M-4S	62	2.0	125-150	6309	725
	200	50		36.3			75	2.8			
	240	46		40.6			74	3.5			

续表

型 号	流量 q_v m^3/h	扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	电动机 kW		效率 η $\%$	必需汽 蚀余量 m	配接管 mm	轴承 型号	总质量 kg
					功率	型 号					
KTB150-125-400A	112	47	1 480	23.2	37	Y225S-4S	62	2.0	125-150	6309	688
	187	44		30			75	2.8			
	225	40		33.1			74	3.5			
KTB150-125-400B	104.6	40	1 480	18.7	30	Y200L-4S	61	2.0	125-150	6309	649
	173	38		24.4			74	2.8			
	209.5	35		27.4			73	3.5			
KTB150-125-410	144	55	1 480	32.68	55	Y250M-4S	66	2.2	125-150	6309	896
	245	50		43.9			76	2.4			
	300	44		49.9			72	3.2			
KTB150-125-410A	144	52	1 480	31.37	45	Y225M-4S	65	2.2	125-150	6309	815
	245	45		40			75	2.4			
	300	38		43.7			71	3.2			
KTB200-150-260	189	22.6	1 480	16.6	30	Y200L-4S	70	2.7	150-200	6309	583
	315	20		20.5			83.5	3.0			
	378	17.5		22.2			81	4.0			
KTB200-150-260A	200	18.8	1 480	14.8	22	Y180L-4S	69	2.7	150-200	6309	570
	280	16.2		15.1			82	3.0			
	340	14		16.2			80	4.0			
KTB200-150-250	240	20.6	1 480	21.1	37	Y225S-4S	70	3.6	150-200	6309	661
	400	20		26.7			83	4.6			
	460	17.2		27.3			79	4.9			
KTB200-150-250A	225	19.4	1 480	16.7	30	Y200L-4S	71	3.0	150-200	6309	628
	374	17.5		21.8			82	4.0			
	431	15.6		23.5			78	4.5			
KTB200-150-320	189	36	1 480	25.56	45	Y225M-4S	72.5	2.5	150-200	6311	748
	315	32		33.46			82	3.2			
	378	29.4		37.6			80.5	4.2			
KTB200-150-320A	200	33	1 480	25.3	37	Y225S-4S	71	2.5	150-200	6311	708
	280	28		26.36			81	3.2			
	340	25		29.3			79	4.2			
KTB200-150-315	240	37	1 480	34.6	55	Y250M-4S	70	3.0	150-200	6311	917
	400	32		42.5			82	3.5			
	460	28.5		44.6			80	4.0			
KTB200-150-315A	226	33	1 480	29	45	Y225M-4S	70	3.0	150-200	6311	823
	374	28		35			82	3.5			
	432	25		41.6			80	4.0			
KTB200-150-315B	210	27.5	1 480	23.2	37	Y225S-4S	67.4	3.0	150-200	6311	788
	350	24		28.6			79	3.5			
	403	21.2		30			77.5	4.0			

续表

型 号	流量 q_v m^3/h	扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	电动机 kW		效率 η $\%$	必需汽 蚀余量 m	配接管 mm	轴承 型号	总质量 kg
					功率	型 号					
KTB200-150-400	240	55	1 480	48.6	90	Y280M-4S	74	3.0	150-200	6311	1 060
	400	50		67.2			81	3.8			
	460	45		74.2			76	4.5			
KTB200-150-400A	228	49	1 480	41.8	75	Y280S-4S	72.7	3.0	150-200	6311	1 045
	380	44.5		57.9			79.5	3.8			
	437	40		63.8			75.5	4.5			
KTB200-150-400B	210	42	1 480	32.8	55	Y250M-4S	73	3.0	150-200	6311	941
	340	38		45.1			80	3.8			
	401	34		48.9			76	4.5			
KTB200-150-410	195	55	1 480	37.44	75	Y280S-4S	78	2.5	150-200	6311	1 120
	315	52		52.3			82	3.5			
	378	46		59.2			80	4.0			
KTB200-150-410A	190	50	1 480	33.6	55	Y250M-4S	77	2.5	150-200	6314	985
	300	46		48.4			81	3.5			
	360	41		50.88			79	4.0			
KTB200-150-500	250	88	1 480	83.2	132	Y280M-4P	72	3.0	150-200	6314	1 285
	400	80		111.7			78	4.0			
	468	72		125.7			73	4.5			
KTB200-150-500A	228	73	1 480	63.8	110	Y280S-4P	71	3.0	150-200	6314	1 230
	376	68		94.1			74	4.0			
	430	58		95.7			71	4.5			
KTB200-150-500B	210	65	1 480	51.5	90	Y280M-4S	70	3.0	150-200	6314	1 120
	340	60		76.1			73	4.0			
	401	50		78.1			70	4.5			
KTB250-200-300	486	30	1 480	50.9	55	Y250M-4S	78	5.5	200-250	6311	1 017
	630	26		51.8			85	6.7			
	720	22		53.25			81	7.2			
KTB250-200-300A	432	26	1 480	38.2	45	Y225M-4S	80	5.5	200-250	6311	957
	560	21		39.1			82	6.7			
	650	17		41.8			72	7.2			
KTB250-200-400	486	50	1 480	82.7	110	Y280S-4P	80	5.0	200-250	6311	1 238
	630	45		91.9			85	6.3			
	720	38		95.5			78	6.8			
KTB250-200-400A	432	43	1 480	63.2	90	Y280M-4S	80	5.0	200-250	6311	1 138
	558	38		68.7			84	6.3			
	710	32		81.7			80	6.8			
KTB250-200-400B	428	37	1 480	54.2	75	Y280S-4S	78	5.0	200-250	6311	1 118
	550	32		58.4			82	6.3			
	700	26		63.5			78	6.8			

十二、广一集团·广州市第一水泵厂

GD 型管道式离心泵性能参数表

型号	流量 qv		扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	配用电机		效率 η %	必需汽蚀余量 m	出入口直径 mm	适用冷气系统
	m ³ /h	l/s				功率 kW	电压 V				
GD65-19	15	4.17	21	2 900	1.43	2.2	220/380	60	3.5	60	40~50
	25	6.94	19		1.85			70			
	30	8.33	17		2.01			69			
GD65-30	15	4.17	32	2 900	2.49	4	380	52.5	3.5	60	40~50
	25	6.94	30		3.16			64.5			
	30	8.33	27		3.56			62			
GD65-50	15	4.17	53	2 900	4.61	7.5	380	47	3.5	60	40~50
	25	6.94	50		6.10			56			
	30	8.33	45		6.70			55			
GD65-80	15	4.17	82	2 900	9.05	15	380	37	3.5	60	40~40
	25	6.94	80		10.89			50			
	30	8.33	78		12.02			52			
GD80-21	30	8.3	24	2 900	2.80	4	380	67	2.5	80	60~80
	42	11.67	21		3.25			74			
	54	15	16		3.93			71			
GD80-30	30	8.3	33	2 900	4.22	5.5	380	62	2.5	80	60~80
	42	11.67	30		4.70			72.5			
	54	15	23		5.46			65			
GD80-40	30	8.3	43	2 900	5.38	7.5	380	65	2.5	80	60~80
	42	11.67	40		6.6			69.5			
	54	15	32		7.0			67			
GD80-50	30	8.3	52	2 900	7.7	11	380	55	2.5	80	60~80
	42	11.67	50		8.4			68			
	54	15	42		8.8			70			
GD80-80	30	8.3	83	2 900	13.2	22	380	52	2.5	80	60~80
	50	13.9	80		17.3			63			
	60	16.7	75		19.2			64			
GD100-19	60	16.7	21	2 900	5.44	7.5	380	69	4	100	120~150
	90	25	19		6.2			75			
	120	33.3	14		6.85			74			
GD100-21	39	10.8	24	2 900	3.98	5.5	380	64	3	100	80~100
	60	16.7	21		4.7			73			
	75	20.8	16		4.74			69			
GD100-30	30	8.3	32	2 900	4.48	7.5	380	62	3.5	100	80~100
	50	15.9	30		5.27			70			
	60	16.7	23		5.77			68			

续表

型号	流量 q_v		扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	配用电机		效率 η %	必需汽蚀余量 m	出入口直径 mm	适用冷气系统
	m ³ /h	l/s				功率 kW	电压 V				
GD100-32	60	16.7	34		8.42			70			
	90	25	32	2 900	10.1	15	380	78	4	100	120~150
	120	33.3	29		12.2			75			
GD100-32A	60	16.7	30		7.46			69			
	90	25	28	2 900	8.03	11	380	76	4	100	120~150
	120	33.3	26		10.59			74			
GD100-50	30	8.3	52		8.32			52			
	50	13.9	50	2 900	10.3	15	380	66	3.5	100	80~100
	60	16.7	42		11.13			69			
GD100-50A	30	8.3	50		7.68			52			
	50	13.9	46	2 900	9.63	11	380	65	3.5	100	80~100
	60	16.7	43		10.33			68			
GD125-20	110	30.6	23		9.36			72			
	160	44.4	20	1 480	11.31	15	380	77	4	125	160~200
	200	55.6	17		12.30			75			
GD125-32	110	30.6	36		14.97			72			
	160	44.4	32	1 480	18.34	22	380	76	5.9	125	160~200
	200	55.6	28		20.47			74.5			
GD125-50	110	30.6	55		23.2			71			
	160	44.4	50	1 480	29.0	37	380	75	5.8	125	160~200
	200	55.6	45		34.0			73			
GD150-20	120	33.3	23		10.81			68			
	200	55.6	20	1 480	13.96	18.5	380	78	3.5	150	200~240
	240	66.7	17.5		14.81			75			
GD150-30	120	33.3	34		15.87			70			
	200	55.6	30	1 480	20.67	30	380	79	3.5	150	200~240
	240	66.7	21		22.1			78			
GD150-50	120	33.3	53		27.9			62			
	200	55.6	50	1 480	36.3	45	380	75	2.8	150	200~240
	240	66.7	46		40.6			71			
GD150-50A	112	31.1	47		23.2			62			
	187	51.9	44	1 480	30	37	380	75	2.8	150	200~240
	225	62.5	40		33.1			74			
GD200-18	200	55.6	20		13.96			76			
	280	77.8	18	1 480	17.16	22	380	80	4.5	200	240~340
	340	94.4	15		18.51			85			
GD200-24	200	55.6	26		17.92			78			
	280	77.8	24	1 480	22.6	30	380	81	5.5	200	240~340
	340	94.4	21		34.3			80			

续表

型号	流量 qv		扬程 H m	转速 n r/min	轴功率 kW	配用电机		效率 η %	必需汽蚀余量 m	出入口直径 mm	适用冷气系统
	m ³ /h	l/s				功率 kW	电压 V				
GD200-32	200	55.6	33	1 480	27.56	37	380	76.7	3.5	200	240~340
	300	83.3	32		30.12			81.4			
	360	100	30		32.37			78.9			
GD200-48	200	55.6	51	1 480	35.6	55	380	78	4.5	200	240~340
	300	83.3	48		47.8			82			
	360	100	43		52.7			80			
GD250-20	196	54.4	24	1 480	19	30	380	67.3	3.5	250	340~440
	327	90.8	20		23.4			78.7			
	376	104.4	18		24.5			76.8			
GD250-32	240	66.7	35	1 480	38.53	55	380	64.6	3.5	250	340~440
	400	111.1	32		46.77			78.4			
	460	127.8	30		49.26			77.7			
GD250-50	240	66.7	55	1 480	48.6	90	380	74	3.8	250	340~440
	400	111.1	50		67.2			81			
	460	127.8	45		74.2			76			
GD250-50A	228	63.3	49	1 480	51.8	75	380	72.7	3.8	250	340~440
	380	105.5	44.5		57.9			79.5			
	437	121.4	40		63.8			75.5			

十三、阿姆斯壮摆乐斯/可乐斯保温材料设计选型表

冷冻水管保温(介质温度 7℃)

型号/mm

钢管外径 mm	相对湿度	65%	70%	75%	80%	85%	85%	90%
	环境温度	24℃	26℃	26℃	28℃	30℃	34℃	30℃
25		D/6	F/9	H/13	M/19	R/25	T/32	
32		D/6	F/9	H/13	M/19	R/25	T/32	
38		D/6	F/9	H/13	M/19	R/25	T/32	
45		F/9	F/9	H/13	M/19	R/25	T/32	
57		F/9	F/9	H/13	M/19	R/32	T/32	
76		F/9	F/13	H/13	M/19	R/32	T/38	
89		F/9	F/13	H/13	M/19	R/32	T/38	
108		F/9	F/13	H/13	M/19	R/32	T/38	
133		板 9	板 13	板 13	板 25	板 32	板 38	
159		板 9	板 13	板 13	板 25	板 32	板 38	

续表

钢管外径 mm	相对湿度	65%	70%	75%	80%	85%	85%	90%
	环境温度	24℃	26℃	26℃	28℃	30℃	34℃	30℃
219		板 9	板 13	板 19	板 25	板 32	板 38	
273		板 9	板 13	板 19	板 25	板 38	板 38	
325		板 9	板 13	板 19	板 25	板 38	板 38	
373		板 9	板 13	板 19	板 25	板 38	板 41	
426		板 9	板 13	板 19	板 25	板 38	板 41	
470		板 9	板 13	板 19	板 25	板 38	板 41	

备注:1. 福乐斯管(内径6 mm~144 mm)具有工程厚度,分别称为6系列D管,9系列F管,13系列H管,19系列M管,25系列R管,32系列T管;

2. 可乐斯管无工程厚度,壁厚6,9,13,19,25,32 mm皆为实际壁厚;

3. 例:表中M/19表示该条件下,可选用福乐斯19系列M管或可乐斯19 mm管。

冷凝水管保温(介质温度18℃)

型号/mm

镀锌钢管 公称直径	相对湿度	65%	70%	75%	80%	85%	85%	90%
	环境温度	24℃	26℃	26℃	28℃	30℃	34℃	30℃
DN20		D/6	D/6	D/6	F/9	H/13	M/19	R/25
DN25		D/6	D/6	D/6	F/9	H/13	M/19	R/25
DN32		D/6	D/6	D/6	F/9	H/19	M/19	R/25
DN40		D/6	D/6	D/6	F/9	H/19	M/19	R/25
DN50		D/6	D/6	D/6	F/9	H/19	M/19	R/25
DN70		D/6	D/6	D/6	F/9	H/19	M/19	R/25
DN80		D/6	D/6	D/6	F/9	H/19	M/19	R/25

风管保温(介质温度14℃)

mm

风管	相对湿度	65%	70%	75%	80%	85%	85%	90%
	环境温度	24℃	26℃	26℃	28℃	30℃	34℃	30℃
保温厚度		板 6	板 6	板 9	板 15	板 25	板 31	板 44

备注:1. 福乐斯板材具有6,9,13,19,25,32 mm厚度,可乐斯无板材。

2. 例:表中板9表示该条件下可选用福乐斯9 mm板材,板44表示该条件下可选用福乐斯(19+25) mm板材重叠保温。

附录Ⅳ 高层建筑中央空调设计两例(节选)^①

一、华山路高级住宅空调设计简介(见附图8及附图9)

本工程系两幢40层高级住宅建筑,建筑面积约3.3万平方米。地下一至二层为停车库和机电用房,首层为公共服务用房,二至三十九层为住宅,四十层为机械用房。

空调采用水源热泵机组。客(餐)厅中的新风由机组吸入后与回风混合,卧室内不送新风。与机组相接的送风、回风管均为消声风管。首层设置立式水源热泵机组,有独立机房。送风方式为全空气系统,送风由平顶内风道经送风静压箱和条形风口进入室内。回风由平顶条形风口和静压箱经风道接至机房,与新风混合进入热泵机组。工人用房采用窗式热泵型空调器。夏季空调最大冷负荷2800kW,冬季空调最大热负荷2400kW。系统中还配置了冷却设备和加热设备。冷却设备是2台封闭式冷却塔,每台324t/h;3台冷却水泵,每台流量324t/h,二用一备。冷却水温差为32/37℃,当系统中水温高于32℃时,即启用冷却塔系统。加热设备是2台煤气锅炉,加热能力为900kW/台。系统的供回水温度为19/14℃。当水温低于14℃时,启用煤气锅炉供热。

地下车库设机械送风、排风系统(兼作消防排烟),每小时排风8次换气,送风4次换气。住宅中的厨房设排烟机。住宅浴室设窗口排气扇。防烟楼梯间设加压送风系统,送风量50000m³/h。前室自然排烟。

设计符号说明:

HPU——水源热泵机组;

HP——热泵机组;

EAF——排风机;

WHP——窗式热泵机组;

KEP——厨房排风机;

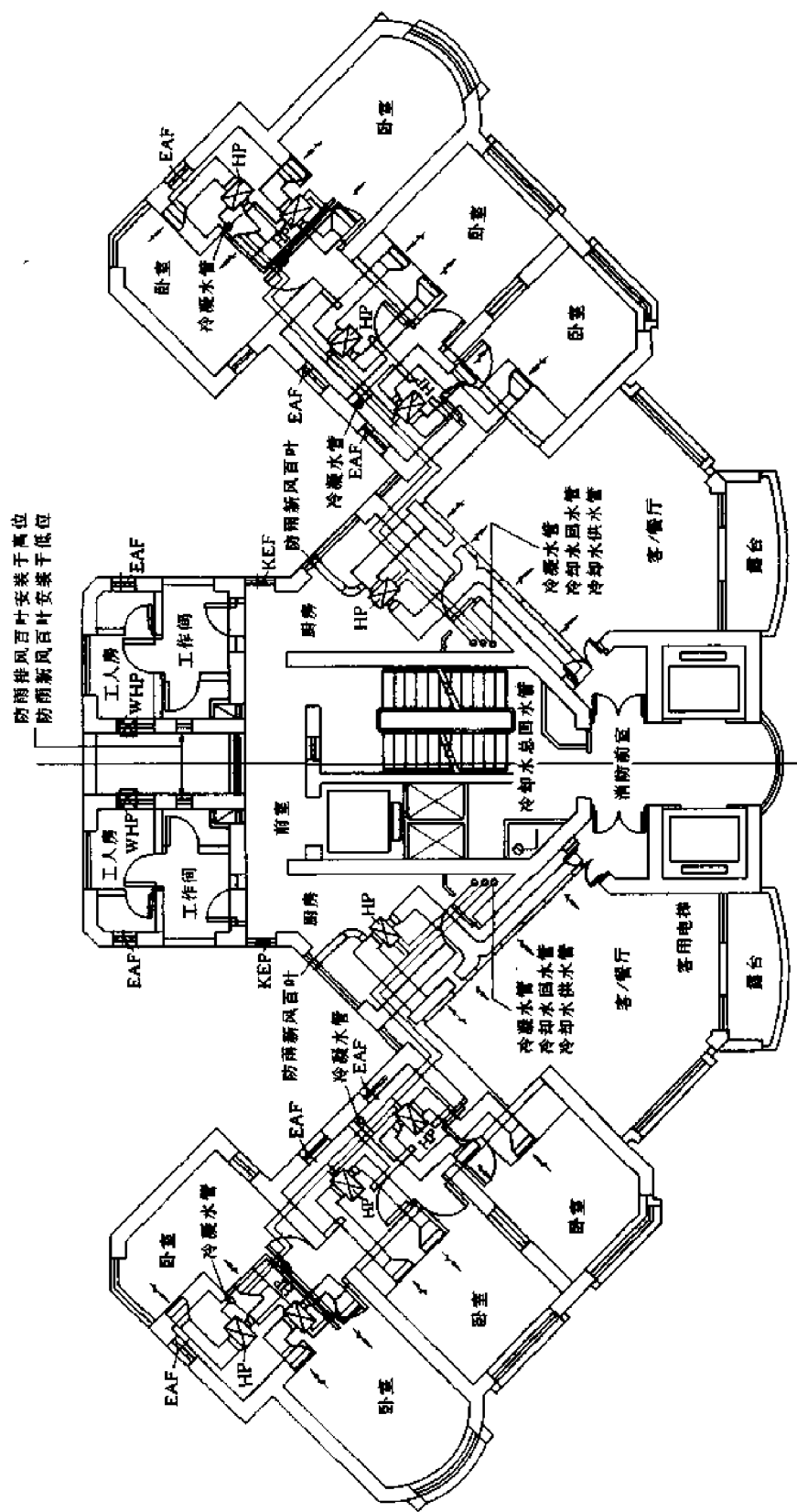
CWP——冷却水泵;

GB——煤气锅炉;

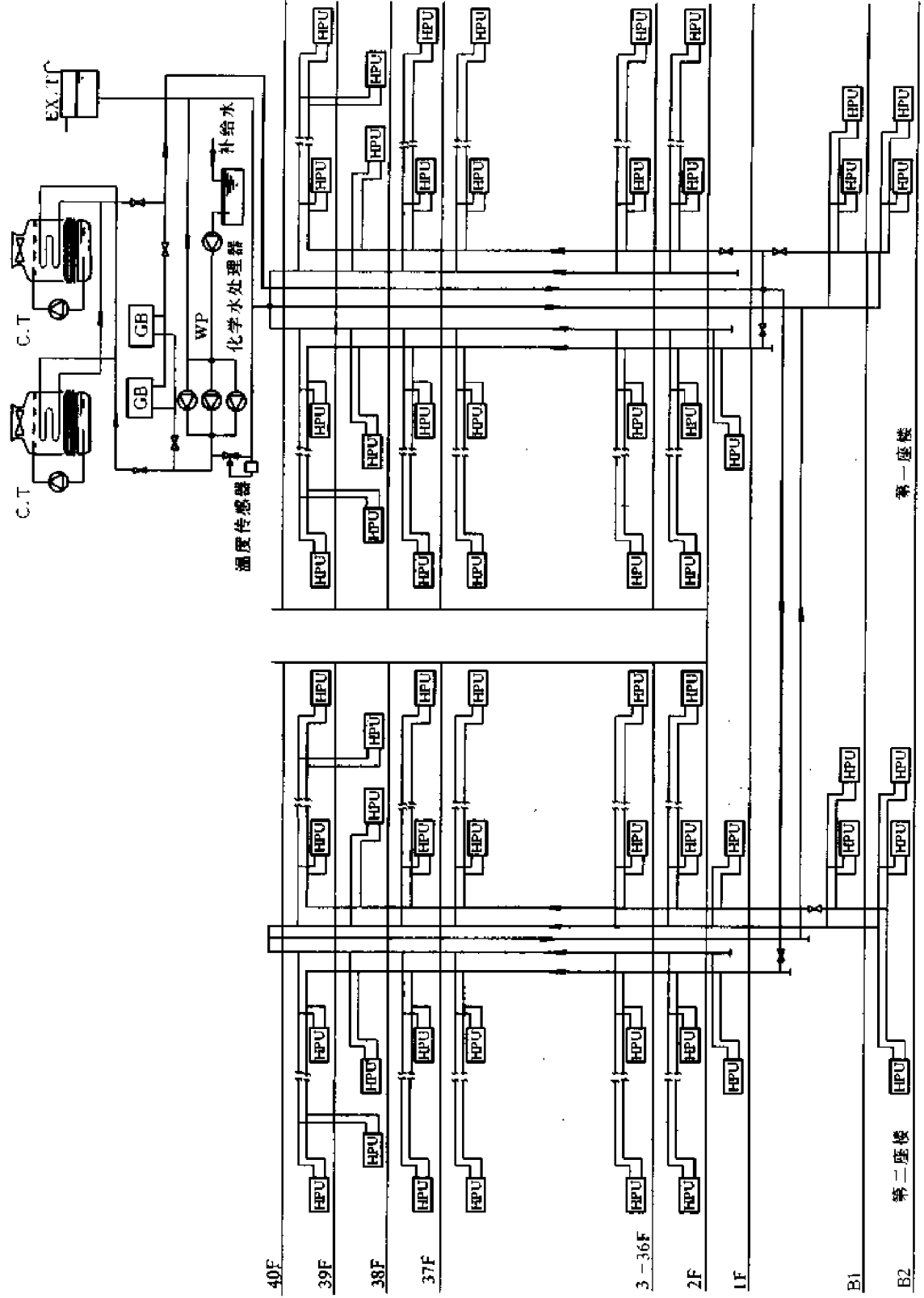
C·T——冷却塔;

EX·T——膨胀水箱。

^① 引自华东建筑设计研究院编著《高层公共建筑空调设计实例》,中国建筑工业出版社,1997年。



附图 8 第一座楼二层至三十七层空调平面图



附图 9 水源热泵机组水系统示意图

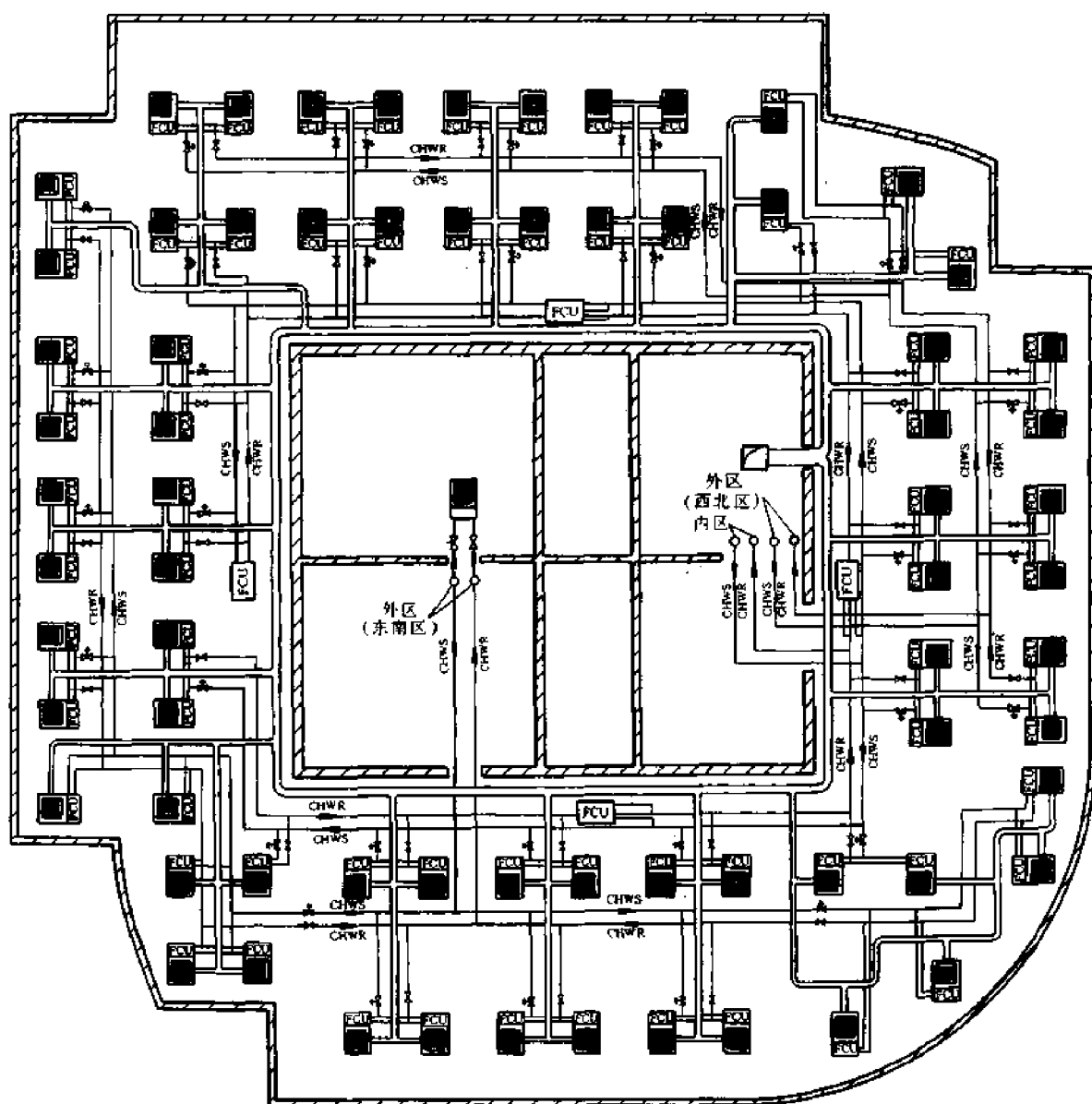
二、徐家汇港汇广场空调设计简介(见附图 10、附图 11 及附图 12)

港汇广场地处上海徐家汇繁华商业区,是一个集商场、办公、住宅等功能的建筑群体。包括地下室在内,建筑面积达 40 余万平方米。由于工程规模大,故分期实施,首期建设办公楼及裙房。以下是这部分空调设计的特点:

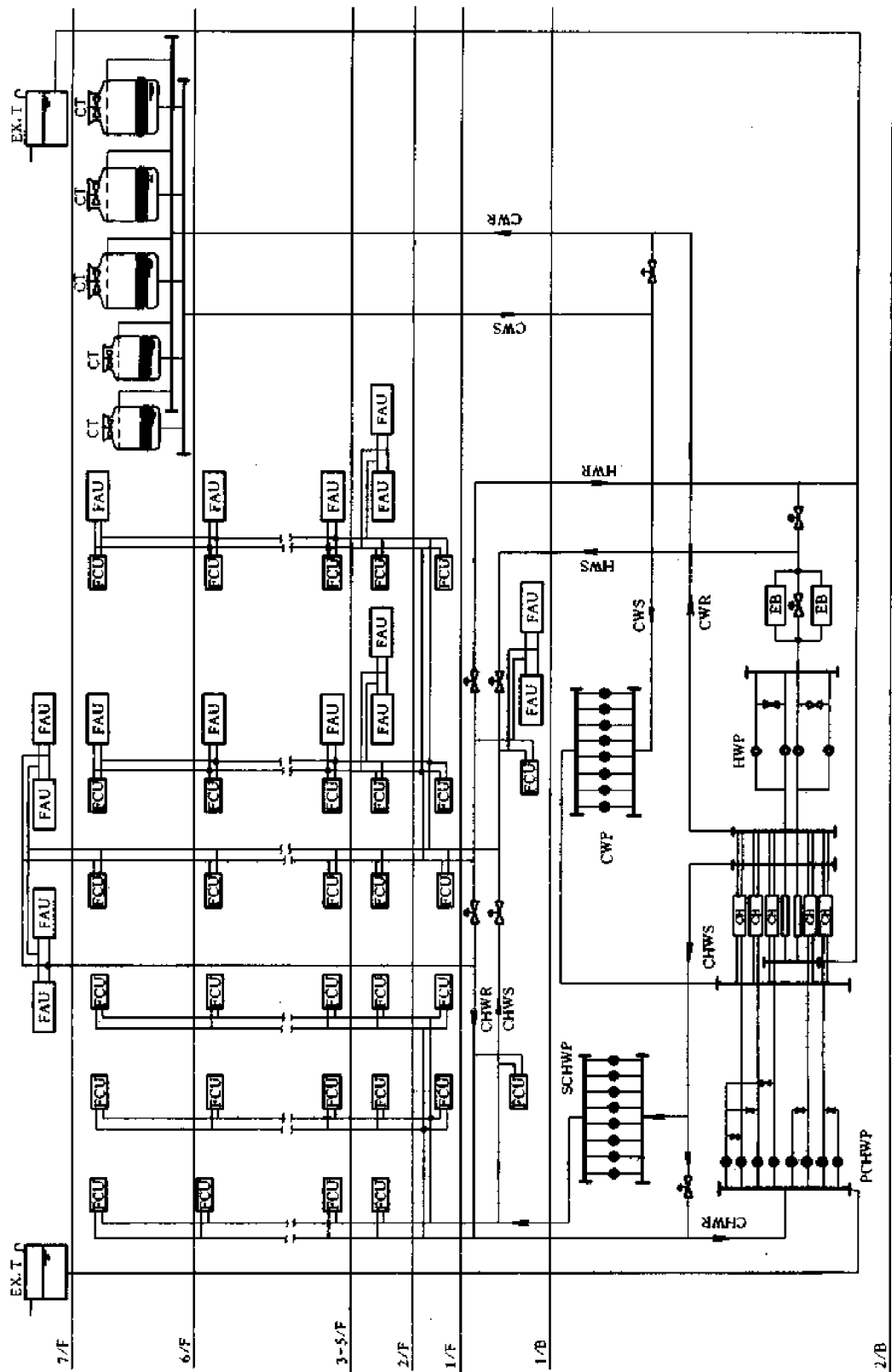
1. 裙房和每幢办公楼自成系统,冷水机组的容量分别为 16 526 kW 和 8 158 kW。每个系统有 5 台机组,大小搭配,其中有 2 台是热回收型离心式冷水机组。因为建筑物中有一些房间需全年供冷,当冬季供冷时,回收冷凝器排出的冷凝热量可被热水回路的回水吸取进行预热,故能量利用率得以提高。

2. 考虑环境保护和其他一些原因,该工程经批准采用了电热锅炉作为冬季供热之用。

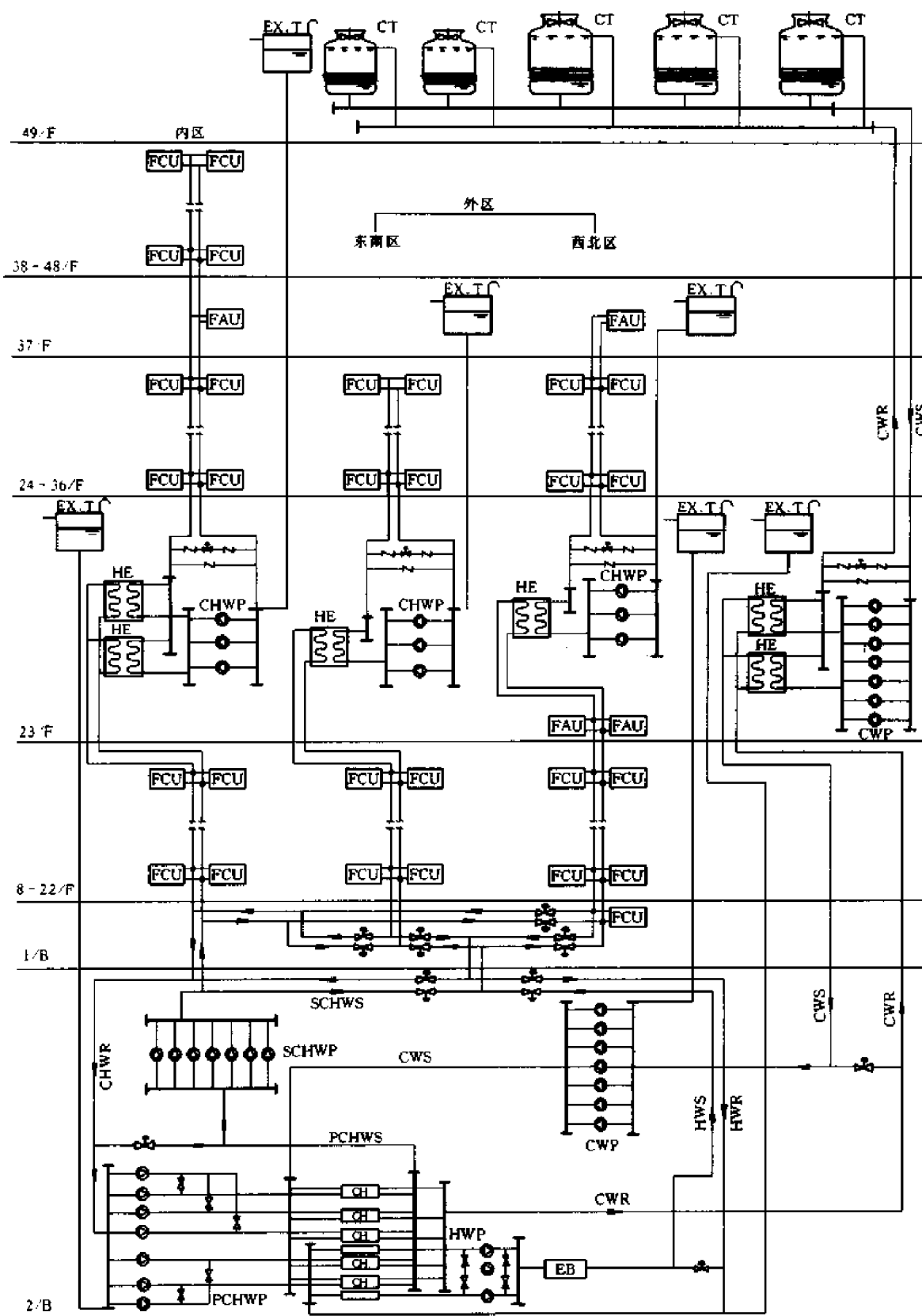
3. 裙楼和商场均采用二次泵、二管制,利用冷热水供水干管上的阀门进行切换,能使同一管路内的内区实现全年供冷,同一管路外的外区实现夏季供冷,冬季供热。这方案比四管制要经济。



附图 10 标准层空调平面示意图



附图 11 裙楼空调水系统示意图



附图 12 办公楼空调水系统示意图