

一次回风系统与二次回风系统的比较实例

江苏苏净集团 魏云娟*

摘要 混合式空调系统中一次回风系统与二次回风系统是两种常见的处理方式,两种方式各有优缺点。通过工程实例中,就两种方式组合式空调机组设计的不同,对一次回风系统与二次回风系统进行比较。

关键词 一次回风系统;二次回风系统;再热;节能

Comparison between Primary Return Air System and Secondary Return Air System

Wei Yunjuan

Abstract Primary return air system and secondary return air system are the two kinds of deal with the air in the mixture air system, they both have their advantages and disadvantages. With a project example, compare the primary return air system with the secondary return air system, especially in design of the AHU.

Keywords primary return air system; secondary return air system; the second heater; energy saving

1 项目概况

广州一制药厂项目,根据各车间、厂房负荷及工艺要求选用了风量从3000 m³/h到70000 m³/h不等的多台组合式空调机组。用户委托的设计院原设计方案均为一次回风系统,但在项目招标时,用户从节能、节省运行成本的角度考虑,根据不同的使用场所的特点,要求各投标单位对其中部分空调设计成二次回风系统,并要求与一次回风系统方案进行比较,其节能不低于30%。现选其中一台机组,就两种方式组合式空调机组设计的不同,对一次回风系统与二次回风系统进行比较。

空调机组要求处理的总风量为19965 m³/h,机组全压为300 Pa,新风比20%。室内夏季工况要求为:干球温度22℃,相对湿度55%。冬季要求为:干球温度20℃,相对湿度55%。根据送风区域的冷负荷和湿负荷,要求以 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ 、 $\Delta d = 0.5 \text{ g/kg}$ 送风。

2 一次回风系统

组合式空调系统设置功能段为:新风段、初

效过滤段、回风混合段、表冷段、风机段、热水加热段、加湿段(需要的话)、中效过滤出风段。

空调机组新风20%,回风80%。

夏季工况下空气的整个处理过程为(见图1、

表1): W 混合 H 冷却减湿 L 加热 S ϵ N

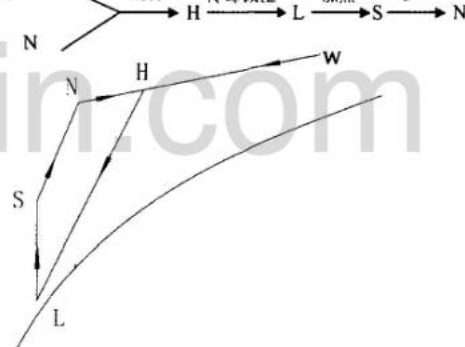


图1 一次回风系统空气参数变化图(夏)

表1 一次回风方案空气参数变化表(夏)

	T ($^\circ\text{C}$)	t_s ($^\circ\text{C}$)	ϕ	i (KJ/Kg)	d (g/Kg)
W	33.5*	27.7*	64.6%	88.89	21.49
N	22*	16.18	55%*	45.5	9.16
H	24.34	19.06	60.7%	54.16	11.62
L	12.5	12.01	95%*	34.48	8.66*
S	17*	13.89	71.01%	39.09	8.66*

(带*号数字为已知设计要求参数)

* 魏云娟,女,1970年10月生,大学本科,工程师

215011 苏州新区玉山路72号

(0512) 68248429

E-mail: weiyunjuan@hotmail.com

收稿日期:2007-8-8

按*i-d*图上空气混合的比例关系,混合点H的位置就确定了。根据组合式空调机组的功能段的设置满足送风S点要求,则表冷器的设计选择应保证表冷前H点处理后达到L点。L点的含湿量与S的相同,即从L到S点为加热过程。根据空调机组各状态点的要求,表冷器和加热器的热工计算如下:

表冷器的制冷量为:

$$Q_1 = G(i_H - i_L) = 19965 \times 1.2 (54.16 - 34.48) / 3600 = 131.0 \text{ kW}$$

加热器的制热量为:

$$Q_2 = G \cdot c_p (t_S - t_L) = 19965 \times 1.2 \times 1.01 (17.125) / 3600 = 30.2 \text{ kW}$$

根据表冷器、加热器前后的参数选用表冷器、加热器见图2。

图2 表冷器、加热器选型

冬季工况下,空调机组表冷器停用,空气的整个处理过程为:



按*i-d*图上空气混合的比例关系,混合点H的位置就确定了。空气经过加热达到R点,再经过干蒸汽加湿处理后达到S点(见图3、表2)。加热器所需的制热量为: $Q_2 = G \cdot c_p (t_R - t_H) = 19965 \times 1.2 \times 1.01 (28 - 17) / 3600 = 73.94 \text{ kW}$ 。

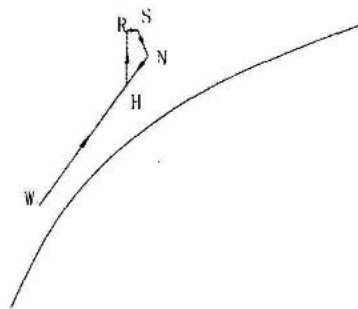


图3 一次回风系统空气参数变化图(冬)

表2 一次回风系统空气参数变化表(冬)

	T (°C)	t_s (°C)	ϕ	i (KJ/Kg)	d (g/Kg)
W	5*	3.26	75%*	15.3	4.09
N	20*	14.49	55%*	40.72	8.09
H	17	12.5	59.94%	35.52	7.25
R	28				7.25
S	28	16.91	31.93%	47.65	7.59*

(带*号数字为已知设计要求参数)

根据送风含湿量要求,机组所需配置的蒸汽加湿器的加湿量为: $W = 19965 \times 1.2 (7.59 - 7.25) \times 1.2 \times 10^{-3} = 9.8 \text{ kg/h}$

冬季需要的加热量比夏季大,加热器应按冬季工况设计。根据加热器的工作原理,冬季、夏季加热前后空气的温差相等,按夏季工况选用的加热器能满足冬季的要求。表冷器、加热器均有一定的设计富裕量,在实际使用中可通过调整冷冻水和热水流量进行调节,以保证表冷后或加热后达到设定参数。

空调机组的内阻为:进风段 50 Pa+初效过滤 100 Pa+表冷器 301 Pa+挡水板 50 Pa+中效过滤 180 Pa = 681 Pa

选用风机的全压为:300 Pa+681 Pa = 981 Pa

风机所需的输入功率为: $P \times Q / \eta$ (全压效率) = $19965 / 3600 \times 981 / 0.8 = 6800 \text{ W}$

电机所需的输出功率为:6800/0.92 (皮带传动效率) = 7392 W

当电机功率≤11 kW时,取电机的安全系数为1.15,则所需电机功率为:

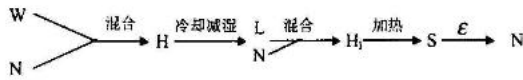
$$7392 \text{ W} \times 1.15 = 8500 \text{ W} = 8.5 \text{ kW}$$

选用 11 kW 的电机可以满足要求。

3 二次回风系统

组合式空调系统设置功能段为:新风段、初效过滤段、一次回风混合段、表冷段、二次回风混合段、风机段、热水加热段、加湿段(需要的话)、中效过滤出风段。

夏季工况下空气的整个处理过程见图4、表3。



按*i-d*图上，新风与一次回风混合后，混合点H的位置就确定了。H点经表冷器处理到L后再与二次回风混合到H₁，然后再加热到S向室内送风。要满足送风S点要求，则H₁的含湿量与S的相同。即假设一次回风比例为x，即二次回风比例为(1-20%-x)，从H₁的位置就可以计算H点与N点混合比例。即：
$$\frac{G_{\text{一次回风+新风}}}{G} = \frac{NH_1\text{线段长}}{LN\text{线段长}} = \frac{i_N - i_{H1}}{i_N - i_L}$$

计算得：一次回风比例x=44%，二次回风比例为0.8-x=36%

根据空调机组各状态点的要求，表冷器和加热器的热工计算如下：

表冷器的制冷量为：

$$Q'_1 = G(i_{H1} - i_L) = 19965 \times 1.2 \times 64\% (59.11 - 33.26) / 3600 = 110.1 \text{ kW}$$

加热器的制热量为：

$$Q'_2 = G \cdot c_p (t_s - t_L) = 19965 \times 1.2 \times 1.01 (17 - 15.6) / 3600 = 9.4 \text{ kW}$$

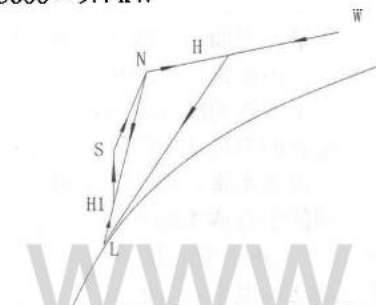


图4 二次回风系统空气状态点变化图（夏）

表3 二次回风方案空气参数变化表（夏）

	T (°C)	t _s (°C)	φ	I (KJ/Kg)	d (g/Kg)
W	33.5 *	27.7 *	64.6%	88.89	21.49
N	22 *	16.18	55% *	45.5	9.16
H	25.66	20.58	62.77	59.11	11.03
L	12 *	11.55	95% *	33.26	8.38
H ₁	15.6	13.27	77.65%	37.67	8.66 *
S	17 *	13.89	71.01%	39.09	8.66 *

（带*号数字为已知设计要求参数）

二次回风系统夏季工况表冷器、加热器的选型热工计算如图5。

冬季工况下，表冷器停用，室外新风与一次回风混合后再与二次回风混合，从冬季空气处理的过程来看，本例中二次回风系统实际结果与一次回风系统类似。二次回风系统的空气的整个处理过程见图6、表4。

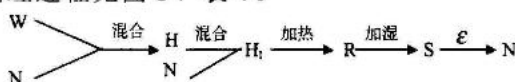


图5 表冷器、加热器选型

图6 二次回风系统空气状态点变化图

表4 二次回风方案空气参数变化表（冬）

	T (°C)	t _s (°C)	φ	i (KJ/kg)	d (g/kg)
W	5 *	3.26 *	75% *	15.3	4.09
N	20 *	14.49	55% *	40.72	8.09
H	15.31	11.35	62.71%	32.67	6.80
H ₁	17	12.5	59.94%	35.52	7.25
R	27.8				7.25
S	27.8				7.59 *

（带*号数字为已知设计要求参数）

冬季工况中加热器的选用及加湿量的要求与一次回风系统相同。

空调机组的内阻为：进风段50Pa+初效过滤100Pa+表冷器147Pa+挡水板40Pa+中效过滤180Pa=517Pa

选用风机的全压为：300Pa+517Pa=817Pa

风机所需的输入功率为：

$$P \times Q / \eta = 19965 / 3600 \times 817 / 0.8 = 5664 \text{ W}$$

电机所需的输出功率为: $5664 / 0.92$ (皮带传动效率) = 6156 W

同样, 取电机的安全系数为 1.15, 则所需电机功率为: $6156 \text{ W} \times 1.15 = 7080 \text{ W} = 7.08 \text{ kW}$

选用 7.5 kW 的电机可以满足要求。

4 两种设计方案的分析与比较

4.1 空调机组的热工计算

本例中不管采用一次回风还是二次回风, 空调机组所需处理的新风量相同, 且两种工况下室外、室内的空气参数要求相同, 则对空调机组而言, “新风冷负荷”是相同的。

空调机组以相同的送风参数向室内送风, 吸收室内的余热、余湿, 沿 ϵ 线变化到参数为 N 的空气后离开房间, 空调机组需要处理的是同一房间, 处理的总风量、室内、室外工况均相同, 空调房间最终达到的效果应该一致, 即 “室内冷负荷”也是相同的。

一次回风系统中, 为了达到 “送风温差”, 需要将表冷后的空气再一次加热; 而二次回风为了达到 “送风温差”, 在表冷后的空气与二次回风混合后, 也需要进行再加热。这部分 “再热负荷”也是夏季设计工况所需的冷量之一, 而这部分 “再热负荷”的大小即是一次回风系统与二次回风系统的区别所在。二次回风系统中经过表冷器降温、除湿的风量比一次回风少, 而在表冷后与回风再混合一次的办法代替了部分再热量, 因而与一次回风系统比, 冷量和再热量均减少, 从表冷器和加热器的热工计算中可以看出, 二次回风系统中冷冻水和热水水量均比一次回风系统用量少, 因而说二次回风比一次回风系统节能。本例中, 在夏季工况下, 仅就表冷器、加热器而言, 二次回风系统比一次回风系统节能指标粗略计算为:

$$[(131.0 + 30.2) - (110.1 + 9.4)] / (110.1 + 9.4) = 34.6\%$$

4.1 设备的选型

在本例中, 由于冬季两种方案实际上效果是一致的, 因而加热器的选用是一致的。而在夏季, 二次回风方案中表冷器处理的风量少, 所需的冷量也比一次回风方案少, 因而所需的表冷面积比一次回风方案小。本例中表冷器结构尺寸一致的情况下, 一次回风方案选用 8 排, 表冷面积为 308 m^2 , 而二次回风方案中仅用 6 排, 表冷面积为 231 m^2 , 比一次回风减少了 $1/4$ 。在铜材、铝材等原材料价格持高不下的今天, 二次回风方案的优势是可见的。

二次回风系统中经过表冷器降温、除湿的风量比一次回风少, 在表冷器结构尺寸均相同的情况下, 表冷器迎面风速小得多, 因而空气经过表冷器的压力降比一次回风方案的小得多。一次回风表冷器计算出的表冷器的空气阻力为 301 Pa , 而二次回风方案表冷器的空气阻力为 147 Pa , 由于风速小, 过挡水板的阻力也下降了, 内阻下降了 164 Pa , 对空调机组的风机选型而言: $P \times Q / \eta = 19965 / 3600 \times 164 / 0.8 = 1137 \text{ W}$, 即内阻的下降可以使风机的输入功率减少 1137 W , 电机的输出功率降低, 不但空调机组运行时的耗电量下降了, 而且在同样保证空调机组的余压的情况下, 电机的功率从 11 kW 可以降低到 7.5 kW 。

4.3 结论

根据一次回风系统与二次回风系统两种设计方案之间空气处理机组的热力计算、机内阻力计算及设备选型计算的比较, 二次回风方案的优势显而易见:

二次回风方案中经过表冷器降温、除湿的风量比一次回风少, 而在表冷后与回风再混合一次的办法代替了部分再热量, 因而与一次回风系统比, 冷量和再热量均减少, 因而说二次回风比一次回风系统节能。另外, 由于冷量的减少, 表冷器的表冷面积降低许多, 所配置的电机功率降低, 空调机组的初投资大大减少。冷冻水量、热水量的减少, 机组耗电量减少, 空调的运行成本均相应降低。

但是, 从空气状态点变化图上可以看出, 二次回风系统要达到送风要求, 对回风、新风比例要求较严格。机器露点温度比一次回风方案的低。这样造成制冷系统的运转效率较差。同样, 由于机器露点低, 正常的冷源可能受到限制。而当空气参数要求变化时, 调节较为困难。而一次回风系统相比之下则简单、可靠。从风管系统分析, 二次回风系统比一次回风系统较复杂, 因而二次回风系统的风管上的初投资与一次回风系统相比是有所增加。这会抵消一部分空调机组的初投资减少的费用。

综上所述, 二次回风系统与一次回风系统相比各有优缺点。二次回风系统的节能效果是较为明显的, 根据空调机组的使用特点, 合理选择: 对初投资增加不多的情况下, 而机组使用运行时间较长的, 选用二次回风系统以发挥其节能的优势; 而对初投资增加较多, 或需要机组运行简单可靠的, 使用时间较短的选用一次回风系统。

参考文献

- [1] 南京航空航天大学. 地面空调
- [2] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995