

[文章编号] J1002-8528(2010)10-0223-03

等焓加湿技术在高温低湿环境通风系统中的节能运用

罗建方,李跃文(昆明市建筑设计研究院有限责任公司,昆明 650041)

[摘要] 本文根据蒸发式冷气机的运行机理及特点,结合对某酒楼海鲜鱼池恒温风冷冷凝机组机房通风系统的改造设计,分析了在只有显热负荷而无潜热负荷的高温低湿环境下,利用蒸发式冷气机将显热负荷转化为潜热负荷,即通过对排风状态点参数的改变实现以较小的通风量来满足室内温度环境,进而提出了采用等焓加湿技术,即蒸发冷气机(蒸发冷却空调机),在显热负荷很大而无潜热负荷或是潜热负荷很小环境下的节能通风新方式。

[关键词] 等焓加湿;显热负荷;潜热负荷;蒸发冷却

[中图分类号] TU834.3+5 [文献标识码] A

1 工程概况

本工程位于昆明著名五星级酒店佳华广场 3 楼某高档海鲜酒楼,为一大型鱼池的恒温风冷冷凝循环机组的机房通风系统,按照恒温循环机组的运行要求,环境温度不能高于 40℃,常年 24 h 运行。

酒楼位于酒店 3 楼内区,受与酒店承租范围的限制,恒温风冷冷凝循环机组的机房设置在鱼池旁,机房不能直接对外,故恒温循环机组安装方仅仅利用机房内的 1 个截面积为 0.3 m² 的排风竖井排风,设置了 1 台风量为 6 000 m³/h 的排风机,并利用门缝负压进风及偶尔开门补风,详见图 1。

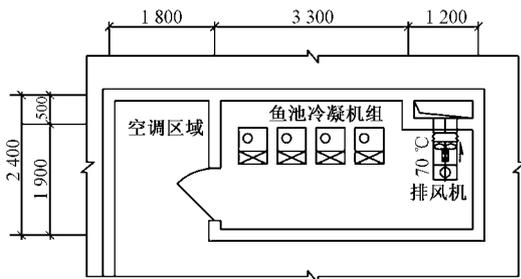


图 1 恒温机房平面图(改造前)

机组投入运行后,恒温风冷冷凝循环机组开启约 15 min 后机房温度就达到了 45℃,造成机组冷

凝器自动关机保护,待机房内温度降低至约 32~35℃时,保护解除,机组又启动。机组启停频繁,造成海鲜鱼池水温波动较大,不能保证海鲜产品的正常生活环境,因此需要通过改造通风系统保证鱼池恒温风冷冷凝循环机组的正常运行。

2 问题分析

2.1 鱼池恒温风冷冷凝循环机组参数

机房设置了 4 台风冷冷凝循环机组,单台制冷量为 14 kW,总制冷量为 56 kW,总制冷输入功率为 17 kW,冷凝器排热量共 63 kW。机组要求环境温度 ≤40℃,对湿度无明确要求。

2.2 采用全通风方案的通风量计算

2.2.1 送、排风状态点的确定

机房外进风为酒楼室内空气,夏季中央空调系统室内温度设定为 25℃,相对湿度为 60%;冬季室内温度设定为 22℃,相对湿度为 40%。为了确保恒温风冷冷凝循环机组的正常运行,排风温度设定为 38℃,相对湿度不限。

按全通风系统考虑,认为机房外进风进入机房经风冷循环机组的冷凝排热加热,为一个等湿增焓过程,在焓湿图上可查得排风状态点的相对湿度夏季为 28.7%,冬季为 16.0%。各状态点的参数值见表 1。

2.2.2 全通风量计算

夏季进风按等湿增焓过程由进风状态点(X)到

[收稿日期] 2010-06-22

[作者简介] 罗建方(1970-)男,大学,高级工程师

[联系方式] 1390699356@qq.com

表 1 全通风方案各状态点参数值

状态点	干球 温度/℃	相对 湿度/%	焓值 /(kJ/kg)	含湿量 /(g/kg干空气)
夏季进风点(X)	25	60	63.36	14.96
夏季排风点(A)	38	28.7	76.84	14.96
冬季进风点(X1)	22	40	43.14	8.23
冬季排风点(A1)	38	16	59.54	8.23

排风状态点(A),冬季进风按等湿增焓过程由进风状态点(X1)到排风状态点(A1)。

按消除余热通风量计算(夏季): $G=4.67\text{ kg/s}$,昆明地区平均空气密度为 $0.9\text{ m}^3/\text{kg}$,则风量为 $18700\text{ m}^3/\text{h}$ 。采用自然进风、机械排风,排风机需配置功率为 5.5 kW 的电机。

按消除余热通风量计算(冬季): $G=3.84\text{ kg/s}$,昆明地区平均空气密度为 $0.9\text{ m}^3/\text{kg}$,则风量为 $15366\text{ m}^3/\text{h}$ 。采用自然进风、机械排风,排风机需配置功率为 5.5 kW 的电机。

2.3 问题分析

通过以上计算可知,按机房内的运行温度要求,现有的 $6000\text{ m}^3/\text{h}$ 全面通风量远小于计算所需要的全面通风量,并且原设计的进风仅靠机房门缝负压进风和机房门偶然开启补风,造成了机组运行后很快停机保护的不利情况。

3 改造方案设计

1)按全通风系统设计,加大机械排风量及进风量。此方案将大大加大从酒楼空调区域的进风,势必造成酒楼内的空调温度波动较大,并造成空调冷热量的极大浪费,同时排风竖井较小,不太有利于大风量的排风。

2)采用等焓加湿技术,利用蒸发式冷气机(蒸发冷却空调机)加大机房内空气的含湿量,通过加湿过程降低机房内的空气温度,减少排风量。此方案可保留原来的排风机,排风量仍为 $6000\text{ m}^3/\text{h}$,在机房内增设1台蒸发式冷气机,增加从机房外空调区域的负压进风百叶,详见图2。机房内的空气处理过程简化为:机房外进风→冷凝器(等湿加热)→蒸发式冷气机(等焓加湿)→排风机组排风。

夏季进风状态点(X)先等湿加热至中间状态点(B),再经等焓加湿至 85% 湿度线到状态点(D), 85% 的加湿效率为蒸发式冷气机设备厂家样本提供的最大加湿效率,考虑工程富裕量取 70% ,至状态

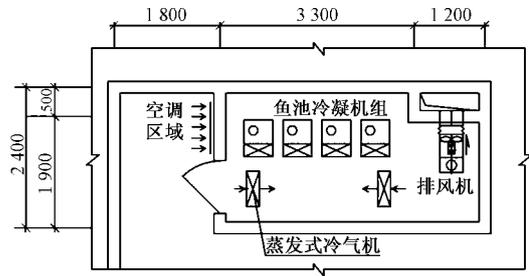


图 2 恒温机房平面图(改造后)

点(C)。

冬季进风状态点(X1)先等湿加热至中间状态点(B1),再经等焓加湿至 85% 湿度线到状态点(D1), 85% 的加湿效率为蒸发式冷气机设备厂家样本提供的最大加湿效率,同样考虑工程富裕量取 70% ,至状态点(C1)。

以 $6000\text{ m}^3/\text{h}$ 的排风量计算,得到夏季等湿加热后中间状态点(B)的焓值为 103.82 kJ/kg ,冬季等湿加热后中间状态点(B1)的焓值为 83.26 kJ/kg 。各状态点的参数见表2。

表 2 蒸发式冷气机方案各状态点的参数值

状态点	干球 温度/℃	相对 湿度/%	焓值 /(kJ/kg)	含湿量 /(g/kg干空气)
夏季进风点(X)	25	60	63.36	14.96
夏季中间点(B)	64	7.9	103.82	14.96
夏季排风点(C)	32.6	70	103.82	27.68
夏季排风点(D)	29.9	85	103.82	28.81
冬季进风点(X1)	22	40	43.14	8.23
冬季中间点(B1)	61.1	5	83.26	8.23
冬季排风点(C1)	28.3	70	83.26	21.42
冬季排风点(D1)	25.8	85	83.26	22.46

通过计算,采用等湿加热再经等焓加湿,在通风量为 $6000\text{ m}^3/\text{h}$ 时,夏季机房内温度可以最大降低至约 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,冬季机房内温度可以最大降低至约 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$,完全满足机房内的温度要求及设备运行的湿度要求。

实际运行时,因机房内气流为无组织的循环处理,故运行的中间状态点B和B1的位置会大大下移,即状态点的运行温度会比较低。

由以上分析可知,增加排风含湿量将显热负荷转化为潜热负荷,可以以较小的机械排风量满足消除室内余热的要求,大幅度降低了机械排风系统的能耗。针对本工程,还可以减少由于机房通风对酒楼空调系统能耗的影响,综合节能意义较大。

4 改造方案实施

根据蒸发冷气机厂家提供的设备风量选择经验公式:

$$Q = L\rho c_p [e(T_g - T_s) + (T_n - T_g)] / 3600$$

式中, Q 为全冷量, kW; L 为冷气机送风量, m^3/h ; ρ 为出风口空气密度, kg/m^3 ; c_p 为空气比热, 取值为 $1.01 \text{ kJ}/\text{kg}$; e 为冷气机饱和效率, 一般取为 85% , 本工程考虑工程富裕量, 取为 70% ; $(T_g - T_s)$ 为室外干湿球温差, $^{\circ}\text{C}$; $(T_n - T_g)$ 为室内外空气温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

经计算, 夏季的送风量为 $8\,213 \text{ m}^3/\text{h}$, 冬季为 $8\,322 \text{ m}^3/\text{h}$ 。查设备样本, 选用送风量为 $9\,000 \text{ m}^3/\text{h}$,

功率为 0.55 kW 的蒸发式冷气机 1 台可满足要求。考虑机房需要常年 24 h 恒温, 故蒸发式冷气机定购安装 2 台, 按 1 用 1 备模式运行。另外, 增设约 1.0 m^2 面积的负压进风百叶以保证送、排风量基本平衡。

5 运行效果及节能分析

通过 2010 年 2~3 月的实际运行观察及测量, 风冷冷凝循环机组在 24 h 内 2~4 组循环开启, 机房室内空气温度在 $27\sim 33 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间波动, 能达到使用要求。机房外空调系统的能耗基本没有影响, 通风系统也未改动, 仅增加了蒸发式冷气机及冷水管。改造前后 2 种方案的系统运行费用比较见表 3。

表 3 改造前后 2 种方案的系统运行费用比较

方案	电功率/kW	运行时间/h	电价/(元/kWh)	水价/(元/ m^3)	耗水量/(kg/h)	每天运行费用/元	全年运行总费用/元
全通风消除余热排风	5.5	24	0.8	-	-	105.6	38 544
采用蒸发冷气机等焓加湿排风	1.65	24	0.8	3.45	72	37.64	13 739

相比而言, 采用蒸发冷气机等焓加湿排风比全通风消除余热排风全年节约用电约 $33\,000 \text{ kWh}$, 节能效果明显。增加的初投资约为 1.2 万元, 可在 1 a 内收回。

6 结 论

1) 对室内显热负荷很大而无潜热负荷或是潜热负荷很小的设备房间(如高低压配电室、柴油发电机房、电信移动无人值班机房等), 在考虑通常的机械全通风系统的同时, 可以根据现场情况考虑将显热负荷转化为潜热负荷, 可实现通风量的减少并能保证设备房间内空气温度的要求, 具有较好的节能效果。

2) 运用加湿方式将显热负荷转化为潜热负荷以减少通风量, 设计时应注意室内排风温度及相对湿度的设定, 特别应注意设备对室内相对湿度的要求。

3) 等焓加湿设备的选择应注意加湿系统的经济性, 对加湿精度要求不高的场所可优先采用蒸发式冷气机, 蒸发式冷气机的加湿能力与设备加湿填料有关, 应根据厂家提供的实验拟合曲线或公式综合选择蒸发式冷气机设备。

[参考文献]

- [1] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.