

夏热冬暖地区购物中心空调风系统节能探讨

张烽

柏诚中国深圳分公司

摘要 结合夏热冬暖地区气候及大型购物中心能耗的特点,提出并分析了几种夏热冬暖地区大型购物中心值得考虑采用的空调节能方式。分析结果表明,采用全热回收系统,加大新风或全新风供冷及新风机变频、变速控制等方式对夏热冬暖地区大型购物中心有十分明显的节能效果,值得推广采用。

关键词 夏热冬暖 购物中心 空调通风系统 全热回收 全新风供冷 变频 累计能耗

Discussion on Energy Saving of Air Conditioning System for Shopping Mall in the Summer Hot and Winter Warm Area

ZHANG Feng

Shenzhen Branch, Parsons Brinckerhoff China

Abstract: According to the characteristic of energy consumption in Shopping Mall and the climate characteristics in the Summer Hot and Winter Warm Area, this paper points out and analyzes the several energy saving methods in Shopping Mall project in the Summer Hot and Winter Warm Area. Analysis showed that the use of air to air heat recovery system, fresh air free cooling system and PAU variable speed or variable frequency control system was more profitable to economize on energy resources and was worthy for being widely used in Shopping Mall in the Summer Hot and Winter Warm Area.

Keywords: Summer Hot and Winter Warm, shopping mall, air conditioning system, air to air heating recovery, fresh air free cooling, variable frequency, energy accumulation

近年来,购物中心逐渐被引入国内,越来越多的购物中心在中国出现。国内购物中心体量一般较大。几万、十几万、甚至几十万 m^2 的巨大体量,使购物中心的能耗成为业主、设计师在建设初期必须认真研究的问题。本文针对夏热冬暖地区的气候特点,对该区域大型购物中心空调风系统节能设计进行了探讨。

1 夏热冬暖地区大型购物中心空调通风系统节能方案

1.1 大型购物中心能耗特点

购物中心能耗的基本特点如下^[1]:

①各种照明、电器密度高,室内发热量大;

- ②客流密度大,设计总新风量大,相应排风量大;
- ③运行时间长,一般每天运行 12 小时以上,不分工作日、休息日;
- ④建筑体量大,空调系统传输距离长。

1.2 夏热冬暖地区气候特征

夏热冬暖地区为亚热带湿润季风气候,即湿热型气候,其气候特点是:夏季时间长,太阳辐射强度大,气温高且湿度大,降雨多,季风旺盛。冬季最冷月平均气温大于 $10^{\circ}C$ ^[2]。

1.3 夏热冬暖地区大型购物中心空调通风系统节能潜力分析

结合夏热冬冷地区气候特点,大型购物中心空调

收稿日期 2009-10-15

作者简介 张烽(1972~),男,本科,工程师,深圳中核大厦 958 室(518031),E-mail: zf_ll@hotmail.com

通风系统在如下方面具有较大节能潜力,值得进一步研究:

①在夏热冬暖地区,夏季高温高湿时间较长,新风累计能耗大。购物中心空调通风系统节能方案应从如何降低新风能耗入手;

②购物中心内部负荷较大,冬季亦需要供冷。而夏热冬暖地区11月至第二年3月的月均温度在10℃至25℃左右,可考虑采用加大新风量或全新风免费供冷的方式节省空调能耗;

③考虑降低空调通风系统输送能耗的合理方式。

2 具体方案节能分析

2.1 夏季排风热回收系统

简单来说,排风热回收系统是利用空气热交换器来回收排风中的冷热能,对新风进行预处理。排风热回收分为显热回收及全热回收,夏热冬暖地区夏季湿度高,夏季空调时间长,适合采用全热回收。

新风热回收装置全热回收效率如式(1)所示^[3,4]:

$$\epsilon_h = \frac{m_s(h_1 - h_2)}{m_{min}(h_1 - h_3)} \quad (1)$$

式中 m_s 为新风量 kg/s, m_{min} 为新风和排风中较小之风量 kg/s, h_1 为室外新风焓值 kJ/kg, h_2 为新风经预处理后的焓值 kJ/kg, h_3 为室内排风的焓值 kJ/kg。

假设新风和排风量相等,式(1)可简化为式(2)所示:

$$\epsilon_h = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_3)} \quad (2)$$

经热回收装置累计回收之能量为式(3)所示^[5]:

$$Q_{rec} = m \epsilon_h \sum_{i=1}^n [h_1(t_i) - h_3] \Delta t_i \quad (3)$$

式中 m 为新风量 kg/s, Δt_i 为小时时间长度, n 为系统运行小时数。

现以广州地区为例,根据广州地区典型气象年的室外空气参数的逐时焓值数据^[2],4~10月空调运行时间内(购物中心运行时间按照10:00am~22:00pm确定)空气的逐时焓值分布曲线如图1所示,横坐标表示月份,纵坐标表示室外逐时焓值。

由图1可知,广州地区由四月至十月内大部分时间室外焓值均大于60kJ/kg,大型购物中心室内设计参数一般为干球24℃,相对湿度55%,室内焓值为50kJ/kg。室内外焓差大于10kJ/kg的时间超过180天。全热回收装置运作时间长,有利于节能运行。

将广州地区典型气象年的室外空气参数的逐时

焓值数据带入式(3),全热回收效率取60%,室内设计参数及运作时间同上,可得广州地区整个夏季空调系统通过采用全热回收装置单位质量流量(1kg/s)的空气节约能量为3.8×104 kWh,按照电制冷系统综合COP为4.0计算,节约用电9492 kWh,以国家统计局每kWh电折0.404kg标准煤计算,节省标准煤为3.8t。

以广州地区某10万m²的购物中心为例,总新风量约400,000 m³/h,若按中庭全空气系统新风(新风量约为总新风量15%)的采用排风热回收计算,每年节约电约158,200 kWh。

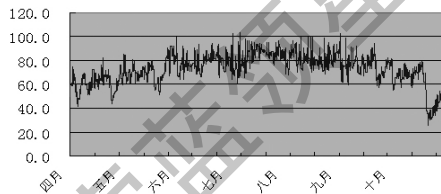


图1 广州地区夏季室外逐时焓值

2.2 全空气系统在过渡季及冬季全新风供冷或加大新风供冷

在过渡季及冬季,当室外焓值低于室内状态焓值时,通过加大新风量或全新风运行,可充分利用室外免费冷源,节省制冷系统制冷量。

夏热冬暖地区,自十一月至转年三月的五个月,室外空气温度基本在10℃至25℃之间。若购物中心室内状态取干球温度24℃,相对湿度55%,焓值为50kJ/kg。以广州地区为例,过渡季及冬季室外焓值大部分时间均低于室内焓值(图2)。

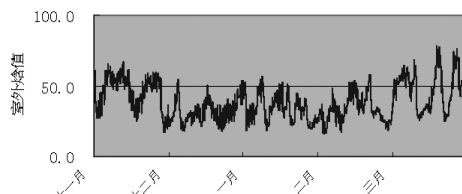


图2 广州地区过渡季及冬季室外逐时焓值

按照最小新风比运行的全空气系统,表冷器提供的制冷能力Q如下式:

$$Q = m_r h_r + m_x h_x - m_s h_s \quad (4)$$

式中 m_r 为回风量 kg/s, h_r 为回风焓值 kJ/kg, m_x 为新风量 kg/s, h_x 为新风焓值 kJ/kg, m_s 为送风量 kg/s, h_s 为送风焓值 kJ/kg。

假设新风比为15%,则式(4)为:

$$Q = 0.85m_r h_r + 0.15m_x h_x - m_s h_s \quad (5)$$

可全新风供冷的系统,当新风焓值大于室内焓值,

仍按最小新风比运行,此时盘管处理能力同式(4)。

当新风焓值低于室内焓值且大于等于送风状态焓值时,系统可全新风运行。此时,盘管仍需供冷,其制冷能力为 Q' :

$$Q' = m_s h_x - m_s h_s \quad (6)$$

此状态下,采用全新风运行的节能量为:

$$Q - Q' = 0.85m_s h_r + 0.15m_s h_x - m_s h_s - m_s h_x + m_s h_s \\ = 0.85m_s (h_r - h_x) \quad (7)$$

当新风焓值低于送风状态焓值时,采用新风供冷运行的空调系统,盘管不再需要供冷。而采用最小新风比的系统,需视室外空气焓值状态及室内负荷情况,盘管尚有可能需要供冷。

此状态下,采用新风供冷系统的节能量为即为此时最小新风比系统盘管处理之制冷量,见式(5)。

当 $h_x \geq h_s$ 新风供冷系统的累计节能量为:

$$Q_s = 0.85m_s \sum_{i=1}^n [h_r - h_x(i_1)] \Delta t_i \quad (8)$$

当 $h_x < h_s$ 新风供冷系统的累计节能量为:

$$Q_s = m_s \sum_{i=1}^n [0.85h_r + 0.15h_x(i_2) - h_s(i_2)] \Delta t_i \quad (9)$$

式中 m_s 为全空气系统送风量, kg/s ; Δt_{i1} , Δt_{i2} 分别为各工况下小时时间长度, n 为各工况下系统运行小时数。

由于送风状态随室内负荷变化,为便于定量评估,假设设计送风状态干湿球温度为 15°C 、 14.5°C 。过渡季及冬季逐时平均室内负荷为设计负荷的 60%,则逐时平均送风状态干湿球温度为 16.4°C 、 16°C ,焓值为 45kJ/kg 。故将 $h_s = 45\text{kJ/kg}$ 带入上式(8)及(9),并根据广州地区典型气象年的室外空气参数逐时焓值数据^[2],可计算出广州地区购物中心 11 月~3 月采用新风制冷运行(运行时间按照 10:00am~22:00 pm 确定)较最小新风比运行累计节省的能量。

经计算,单位质量流量(1kg/s)的空调送风量节约能量为 3526 kWh ,按照电制冷系统综合 COP 为 4.0 计算,节约用电 882 kWh ,以国家统计局每 kWh 电折 0.404 千克标准煤计算,节省标准煤为 0.356 t 。

以上述 10 万 m^2 的购物中心为例,公共空间面积约 15000 m^2 ,其空调送风量约 $450\text{ ,000 m}^3/\text{h}$,如采用过渡季及冬季全新风或加大新风供冷,每年节约约 110 ,200 kWh 。

2.3 按照商场客流情况新风机变频或变速运行

大型购物中心小面积商铺面积占较大比重,该区域空调方式一般为风机盘管加新风系统,以便于独立控制。此系统新风机风量均按照设计人员密度计算而

来。由于面积大,上述新风机总风量往往较大。若此新风机设计为变频或变速运行,当购物中心内客流少时,减低该新风机送风量,应有较大节能效果。此系统可与商场客流统计系统结合,按照客流统计系统实时之客流统计,控制新风机送风量。当然,亦需要结合排风系统综合控制,以确保商场内风量平衡。

以上述某 10 万 m^2 购物中心项目为例,商铺面积为 22000 m^2 ,人员密度按 $4\text{ m}^2/\text{人}$,人均新风量按 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 计算,商铺区域新风机总风量为 $110000\text{ m}^3/\text{h}$ 。并根据广州地区典型气象年的室外空气参数的逐时焓值数据,可计算出该新风系统累计夏季新风能耗为 1 ,933 ,623 kWh (不包括风机耗电功率)。若按夏季逐时平均新风量占总新风量 70%计,夏季累计节省新风能耗 580 ,000 kWh ,按照电制冷系统综合 COP 为 4.0 计算,节约用电 145 ,000 度 kWh 。若计算节省之风机能耗,则节电量更加可观。

3 结论

通过本文研究,可得出以下结论:

- 1)大型购物中心,设计新风量大,在新风节能及利用方面可有很大潜力。
- 2)夏热冬暖地区,夏季室外空气潮湿,结合大型购物中心新风量大的特点,宜采用全热排风热回收装置,降低空调系统的能耗,提高能源的利用效率。
- 3)夏热冬暖地区,冬季室外温度一般在 10°C 至 25°C 之间,结合大型购物中心冬季仍需要制冷的特点,可利用加大新风量或全新风的方式供冷。
- 4)大型购物中心内新风机宜变频、变速控制,可通过按照客流量变新风量的方式减低夏季新风负荷,降低空调系统的能耗。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2009[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009
- [2] 中国气象局气象信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
- [4] 袁旭东, 柯莹, 王鑫. 空调系统排风热回收的节能性分析[J]. 制冷与空调, 2007, (2): 76-81
- [5] 刘胡州, 吴喜平, 张琛, 等. 上海地区空调系统排风热回收节能效果探讨[J]. 流体机械, 2009, (4): 69-71