

基于温湿分控的双通道空调节能系统的应用

徐 明

(宁波卷烟厂, 浙江 宁波 315504)

摘要: 基于热、湿分控思想, 运用送风温湿度检测值与设定值的比对, 分别控制表冷器的去湿和回风加热。根据空调目标区域温湿度要求确定送风温湿度设定值, 设计开发了一种新型双通道空调箱, 消除了送风空气因湿度要求而产生过度冷却的现象。分析结果表明, 该新型空调箱在制冷去湿季节平均节能 30% 以上, 夏季节能效果更加显著。该设计对有恒温恒湿要求的空调系统具有推广应用价值。

关键词: 双通道空调箱; 节能改造; 过度冷却; 温湿度分控

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

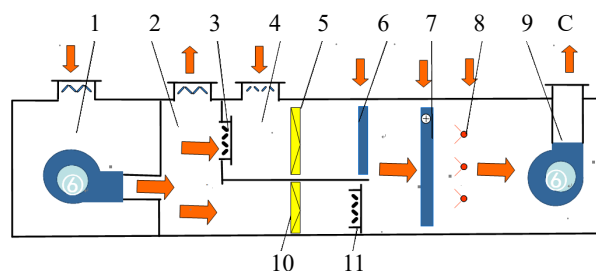
文章编号: 1001-5132 (2018) 02-0033-04

恒温恒湿中央空调所采用的传统热湿联合处理空调系统在夏季一般是冷冻水通过表冷器对空气进行冷却, 由于工艺性空调有温湿度双重要求, 在表冷器对空气进行冷却过程中为达到空气湿度要求导致过度冷却, 而过度冷却部分的冷量需靠蒸汽加热达到送风温湿度要求, 造成再热等难以适应热湿比变化而浪费能源^[1]。为解决传统热湿联合处理空调系统的二次加热问题, 目前工业界出现一种双通道空调箱, 例如, 张立勋^[2]提出了采用组合式空调结构实现温度和湿度独立处理, 但其是单风机系统, 无法把室内回风排至室外, 导致过渡季节不能充分利用新风进行节能控制, 在控制上采用回风温湿度检测值与空调房间的设定值的比过来控制空调箱的各执行元件的输出, 其室内温湿度控制精度相对较低(室内回风温湿度与室内平均温湿度有差异, 且在回风输送过程中会产生热损耗)。

本文基于温湿独立控制的思想, 对双通道温湿分控型空调系统开展研究, 设计了控制送风温湿度的方法来调节目标温湿度值的新型双通道回风空调箱, 在过渡季节充分利用新风进行节能控制, 使空调箱及控制方法能有效地解决因送风空气湿度要求产生的过度冷却和再热矛盾, 提高空调系统的节能潜力。

1 新型双通道空调箱设计方案

新型双通道空调箱结构设计方案如图 1 所示。



1 为回风机段; 2 为排风段; 3 为风阀 A; 4 为新、回风混合段;
5 为过滤段 A; 6 为表冷段; 7 为加热段; 8 为加湿段; 9 为送风机段;
10 为过滤段 B; 11 为风阀 B; C 为温湿度检测器

图 1 双通道空调箱示意图

新型双通道空调箱的第一通道作用为: 回风机段把空调房间的空气吸入到组合式空调机组; 排风段控制回风排风量和进入下一步处理风量的比例; 新、回风混合段控制新风/回风的混合比例; 过滤段 A 对混合风过滤, 以洁净空气; 表冷段对经过过滤洁净的空气进行冷却; 加热段对通过表冷段后的空气进行加热; 加湿段对通过加热段后的空气进行加湿; 送风机段对通过加湿段后的空气送到空调房间。该第一通道同传统组合式空调箱结构原理相同。

此外, 不经过风阀 A 和表冷段的回风空气为

第二通道,其作用是抵消过度冷却,代替加热段进行空气加热.第二通道过滤段B是洁净经过第二通道的回风空气;控制风阀B(风阀A与风阀B联动,当风阀A开大时风阀B关小)其作用是控制进入第二通道的回风风量,代替加热段进行空气加热控制,然后进入送风机段,通过送风温湿度检测器C后送入所需空调房间.

在新型双通道空调箱设计方案中,控制风阀B可改装成表冷段,此时风阀B移到风阀A下方,过滤段B之前,这时第二通道通风面积占空调箱总通风面积的30%~40%左右^[3].

送风管中的温湿度检测器对送入所需空调房间的送风温湿度进行检测,并和设定的送风温湿度值与实际送风温湿度检测值作比较,以此控制表冷段、加热段、加湿段及第二通道控制风阀B的输出值,使其达到设定的送风温湿度值^[4].

2 新型双通道空调箱的控制

在降温去湿季节,空调空气通过第一通道的表冷段对空气进行降温去湿,主控湿度.但由于工艺性空调均有温湿度双重要求,在对空气进行冷却过程中,因空气湿度要求,会产生过度冷却.过度冷却部分的冷量,需通过第二通道的风阀B控制回风量进行加热主控温度,达到送风温湿度要求,从而消除空调箱因去湿产生的二次加热.

由于加热段加热后只升高送风温度,不影响送风的绝对含湿量,温湿度控制相对容易,而回风加热既能升高送风的温度也能影响送风的绝对含湿量,而传统热湿联合处理空调控制方法很难保证空调目标区域温湿度的精度要求,以及有效消除因去湿产生的二次加热.

传统热湿联合处理空调的控制方法是依靠空调房间内的温湿度变化趋势来调整空调箱各执行元件的输出量,由于空调房间内的温湿度检测值接近目标值的变化趋势很难量化(主要是依靠经验来调整控制变化速度),经常会出现执行元件调整过度、待检测到空调房间的温湿度超标时再重新进行调整等问题,造成空调房间内温湿度值振荡,甚至失控.特别是用回风加热,空调各执行元件在分别控制温度和湿度的输出时,因温湿度输出值相互干扰,需要更加频繁地调整空调箱各执行元件

的输出值来保证空调区域温湿度要求.而反馈给空调各执行元件输出的是空调区域温湿度检测值的变化趋势,给进一步调整各执行元件的输出带来困难,使空调控制区域无法有效地消除因去湿产生的二次加热、空调房间内温湿度的检测值振幅加大、调整周期变长^[5].为此对传统热湿联合处理系统控制方法进行改正,增加送风温湿度检测、控制的环节.

在送风管中增设温湿度检测器,并设定送风温湿度值,将送风温湿度检测值与设定值比对来调整表冷段、风阀B、加热段以及加湿段等输出量.送风温湿度检测器安装在送风段附近的送风管中,当空调箱各执行元件在调整表冷段、风阀B、加热段、加湿段等输出值时能及时感应到送风温湿度检测值.空调箱各执行元件根据反馈的送风温湿度检测值来调整表冷段、风阀B、加热段、加湿段等输出量,控制送风温湿度检测值,使其达到送风温湿度设定值.当送风温湿度检测值与送风温湿度设定值一致时,再根据该空调房间的实际温湿度变化趋势来调整送风温湿度的设定值,通过控制送风温湿度设定值来保证空调目标控制区域的温湿度值.

3 新型双通道空调箱的优势

(1)新型双通道空调箱实现热、湿分控:新风与部分回风经第一通道降温去湿主控湿度,其余部分回风经第二通道后与第一通道的空气混合加热主控温度,使送风温湿度值满足空调区域的温湿度要求,即利用二次回风来消除再热.

(2)新型双通道空调箱与二次回风加热相比,二次回风空调系统回风速度较快,控制风阀面积小,很难做到对风量的精细控制,故其不能完全消除再次加热.为此在实际运行中只能减少二次回风的加热量,然后再用较少的蒸汽加热来达到空调目标控制值.新型双通道空调箱在送风机出口处增加了温湿度检测元件,使各执行元件的变化能实时反应到送风温湿度检测值上,有效控制二次回风加热所产生的送风温度升高以及送风绝对含湿量的变化,从而避免空调房间内的温湿度失控.且双通道空调系统对所有流经表冷段前的空气都有洁净过滤作用,提高了空气的洁净度.

表 1 空调箱空气处理工况点

工况	温度/ °C	相对湿 度/%	含湿量/ (g·kg ⁻¹ 干)	焓值/ (kJ·kg ⁻¹ 干)	备注
室内要求	24.0	60.0	11.17	52.53	室内约 2.4 万排风
回风	24.4	59.0	11.15	52.83	9.6 万回风量
新风	35.0	55.0	19.56	85.34	2.4 万新风量
新风与回风混合	26.5	59.6	12.83	59.37	2.4 万新风+9.6 万回风
混合后露点	15.3	100.0	10.82	42.70	去湿 2.01 g·kg ⁻¹ 干, 降焓 16.67 kJ·kg ⁻¹ 干
送风要求	18.5	81.6	10.82	46.00	空气需加热 3.3 kJ·kg ⁻¹ 干
新风与占总风量 43%回风混合	27.8	59.3	13.82	63.16	2.4 万新风+5.16 万回风
混合后占 63%总风量露点	15.0	100.0	10.63	41.95	去湿 3.19 g·kg ⁻¹ 干, 降焓 21.21 kJ·kg ⁻¹ 干
送风要求	18.5	81.6	10.82	46.00	去湿 7.56 万风量+4.44 万回风混合

(3)新型双通道空调箱与其他组合式空调系统比在送风机出口处增加了送风温湿度控制的中间环节,用送风温湿度检测值与设定值的比对来控制空调箱表冷段、风阀 B、加热段、加湿段等输出,消除了传统热湿联合处理系统控制方法中依靠空调目标区域温湿度变化趋势直接调整空调箱各执行元件的弊端^[6],使空调区域温湿度调节更加灵敏、精细,控制精度更高。

(4)新型双通道空调箱与单冷源新风除湿消除空调二次加热相比,后者由于新风量相对较少,除去空调空气中相同水分对冷冻水的水温要求更低,即冷源的品质要求较高。而新型双通道空调箱有部分回风加入新风进行除湿,在除去空调空气中相同水分时,冷凝温度相对较高,可提高冷冻水的水温来提高制冷系统的能效比,使空调系统总体更节能^[7]。

4 节能效果分析

新型双通道空调箱的应用能有效地降低恒温恒湿空调系统的能源消耗,实现制冷季节平均节能达到 30%以上,其节能效果分析如下:

例如恒温恒湿空调区域要求室内干球温度为 (24±2)°C,相对湿度为 (60±5)%,室内换气量为 120 000 m³·h⁻¹,室内设备工艺排风约 24 000 m³·h⁻¹,室外新风约 24 000 m³·h⁻¹,占总风量 20%;回风工况为:干球温度 24.4 °C,相对湿度 59%;室外新风为:干球温度 35 °C,相对湿度 55%;此时送风工况要求为:干球温度 18.5 °C,相对湿度 81.6%,能满

足室内要求(其他数据查焓湿处理图),得空调箱空气处理数据(表 1)。

按表 1 普通组合式空调箱处理方法(空气密度为 1.263 kg·m⁻³)计算:新、回风混合后需去湿 2.01 g·kg⁻¹干、降焓 16.67 kJ·kg⁻¹干、加温 3.3 kJ·kg⁻¹干,12 万风量去湿 304.6 kg·h⁻¹,消耗能量为 2.526×10⁹ J·h⁻¹,然后加温到 18.5 °C所需能量为 5.0×10⁸ J·h⁻¹,总耗能 3.026×10⁹ J·h⁻¹。

同样工况,如按新型双通道空调箱热湿分别处理方法,需去湿 304.6 kg·h⁻¹,A、B 通道气流混合后要达到 DB 18.5 °C/RH 81.6%的送风要求,可查需去湿 3.19 g·kg⁻¹干、降焓 21.21 kJ·kg⁻¹干,计算出 7.56 万风量,去湿 304.6 kg·h⁻¹,消耗能量约为 2.025×10⁹ J·h⁻¹。由此可见新型双通道空调箱与传统空调箱相比,总耗能减少约 1.001×10⁹ g·h⁻¹,节能率达到 33%左右。

5 结论

(1)新型双通道空调箱实现热、湿分控,消除了夏季冷热相抵的不合理现象,空调控制区域节约能源 30%以上,在夏季空调系统节能效果显著,对有恒温恒湿要求的空调系统具有推广应用价值。

(2)新型双通道空调箱利用送风温湿度检测及控制的中间环节,调整空调箱各执行元件输出值,并能即时响应在送风温湿度检测值上,使空调温湿度控制更加灵敏,精细,解决了传统热湿联合处理系统中空调控制区域温湿度值上下振荡等问题。

(3)新型双通道空调箱解决了二次回风加热在

应用上因控制风阀面积小,不能完全消除再次加热、以及二次回风加热既能升高送风温度同时也能影响送风的绝对含湿量而导致空调控制区域内的温湿度失控等问题.

参考文献:

- [1] 张小芬, 宋高举, 李先庭, 等. 卷烟厂空调系统全年负荷特性与理想热湿处理系统分析[J]. 建筑科学, 2012(4):69-73.
- [2] 张立勋. 组合式空调双通道温湿度独立处理方案设计与节能分析[J]. 建设科技, 2015(1):62-63.
- [3] 徐明, 余数, 邵坚铭, 等. 一种双通道回风空调箱: 中国, ZL201420667824.x[P]. 2015-06-03.
- [4] 徐明, 余数, 邵坚铭, 等. 一种双通道回风空调箱及其控温方法: 中国, ZL201410628746.7[P]. 2017-02-15.
- [5] 徐明, 胡剑波. 温湿度分控在卷烟厂空调系统的节能应用[J]. 建筑热能通风空调, 2015(2):87-89.
- [6] 刘晓华, 江亿, 崔作. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005:251-253.
- [7] 同方人工环境有限公司. 双冷源温湿度分控节能空调系统[J]. 建筑科学, 2010(10):362-364.

Dual-channel air conditioning energy saving system based on separate control of temperature and humidity

XU Ming

(Ningbo Cigarette Factory, Ningbo 315504, China)

Abstract: The traditional heat and humidity co-treatment air-conditioning system has been noted for the problems of heavy reheating and being difficult to adapt to the change of heat-humidity ratio, which causes excessive energy consumption. In order to solve these problems, in this paper a newly designed and developed dual-channel air-conditioning system is introduced based on the concept of separate control of heat and humidity. The dual-channel system controls the dehumidification and return-air heating separately by comparing the air temperature and humidity readings with the target values. The preset target of air temperature and humidity is determined according to the requirements in the ambient field of interest. By so doing, it eliminates over-cooling due to the supply of the required air humidity. Technical and economic analysis concludes that such new dual-channel air-conditioning system saves the energy by over 30% on average during the cooling and dehumidification season, especially in summer. The presented air-conditioning system has significant energy-saving effects and great potential to the areas with invariant temperature and humidity demands.

Key words: dual-channel air condition system; energy-saving transformation; over cooling; temperature and humidity separate control

(责任编辑 史小丽)