

室内温度不均匀特性与理想 排热排湿效率分析^{*}

清华大学 张 伦[☆] 刘晓华 高志宏 江 亿

摘要 传统空调方式将处于不同温度水平的热源所产生的热量混合入室内空气,再对室内空气进行降温处理,这种方式忽略了室内温度场分布的不均匀特性,造成了高品位热源与低品位热源的掺混损失。基于热源独立排热和温湿度独立控制的思想,分析了理想的排热和排湿效率,并通过典型算例计算了不同形式系统的排热和排湿效率。

关键词 热源 排热效率 排湿效率 温湿度独立控制

Non-uniform indoor thermal environment and analysis of ideal cooling and dehumidifying efficiency

By Zhang Lun[★], Liu Xiaohua, Gao Zhihong and Jiang Yi

Abstract The conventional air conditioning mode mixes all the heat from the heat sources in different temperature levels into the indoor air and cools the air, which ignores the non-uniform character of indoor temperature field and leads to the mixture lose of high temperature heat source and low temperature heat source. Based on the idea of independent cooling and temperature and humidity independent control, discusses the ideal cooling and dehumidifying efficiency, and calculates the efficiency of different systems with typical cases.

Keywords heat source, cooling efficiency, dehumidifying efficiency, temperature and humidity independent control

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

传统的空调系统中,在室内侧,通常是将处于不同温度水平的热源所产生的热量混合入室内空气中,再对室内空气进行降温处理。这样的处理方式忽略了热源温度高低不同的分布特性,即室内温度场分布的不均匀特性。将不同温度水平的热源混合处理,不可避免地造成高品位热源与低品位热源的掺混损失^[1]。将温度与湿度混合处理,则限制了排除显热负荷的效率。目前针对室内温湿度不均匀性的研究主要包括:灯具处局部排风带走灯具热量的计算方法^[2],利用置换送风及个性化送风方式^[3-5]控制人体活动区域的局部环境,采取辐射板末端方式^[6-8]通过以辐射为主的方式直接与室内环境进行换热。

建筑室内非均匀热湿环境的研究,需要系统的

理论架构,定量分析室内各种热湿扰量和末端调控导致的混合损失,从而为建筑环境室内末端方式的设计、评价提供理论基础。因此,基于不同温度水平热源独立排热和温湿度独立控制的思想,本文分析了理想排热和理想排湿的效率,并通过典型算例阐述其原理,指出进一步提高空调系统效率的方向。

1 理想排热效率和理想排湿效率

在理想的排热和排湿过程中,热负荷和湿负荷由两套系统分别处理,如图1所示。此外,将不同温度水平的热源分别处理,并在室内和室外间建立理想排湿循环。本文的重点是阐述理想的排热和排湿过程,因此,实际系统中的一些影响因素在此暂不考

①☆ 张伦,男,1987年1月生,在读博士研究生

100084 清华大学建筑技术科学系

(010) 62773772 (0) 13811892276

E-mail: zhanglun09@mails. tsinghua. edu. cn

收稿日期:2010-10-28

修回日期:2011-01-19

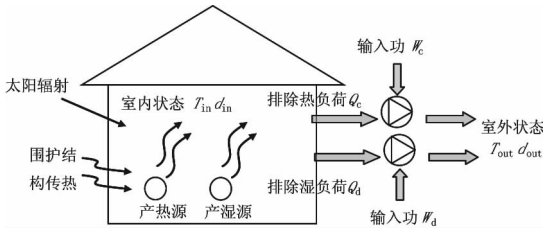


图 1 理想排热和理想排湿过程示意图

虑,包括:1) 输送冷量与热量的能耗;2) 实际制冷循环与理想制冷循环的差异;3) 换热过程的传热温差;4) 室内环境的气流组织;5) 新风的影响。

1.1 理想排热效率

理想排热指用最小的能量将热量由室内转移到室外^[9]。室内热源的温度分布范围较广,见图 2。对于不同温度水平的热源,当热源的温度 T_{Ai} 高于室外温度 T_{out} 时,则可直接利用室外空气来冷却热源。当热源的温度 T_{Ai} 低于室外温度 T_{out} 时,则在 T_{Ai} 与 T_{out} 之间建立卡诺循环,排除热源的热量。

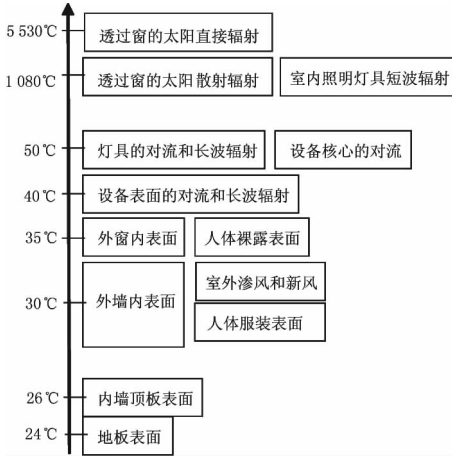


图 2 室内热源温度分布

因此,需要采用制冷循环排热的总热量 Q_A 为

$$Q_A = \sum_i Q_{Ai} \text{sign}(T_{out} - T_{Ai}) \quad (1)$$

式中 Q_{Ai} 为热源产生的热量; $\text{sign}(T_{out} - T_{Ai})$ 的定义为

$$\text{sign}(T_{out} - T_{Ai}) = \begin{cases} 1, & T_{out} - T_{Ai} > 0 \\ 0, & T_{out} - T_{Ai} \leq 0 \end{cases} \quad (2)$$

对于工作在 T_{Ai} 和 T_{out} 之间的卡诺循环(温度为热力学温度),输入功 W_{ci} 和效率 η_i 分别为

$$W_{ci} = \frac{Q_{Ai}}{\eta_i} \quad (3)$$

$$\eta_i = \frac{T_{Ai}}{T_{out} - T_{Ai}} \quad (4)$$

因此,将总热量 Q_A 由室内转移到室外的总功耗 W_c 为

$$W_c = \sum_i \frac{Q_{Ai}}{\eta_i} \text{sign}(T_{out} - T_{Ai}) \quad (5)$$

理想排热效率 η_c 可以表示为

$$\eta_c = \frac{Q_c}{W_c} = \frac{\sum_i Q_{Ai}}{\sum_i \frac{Q_{Ai}}{\eta_i} \text{sign}(T_{out} - T_{Ai})} \quad (6)$$

式中 Q_c 为总负荷。

若采用传统方式,将所有热量都集中到室内,在室内温度与室外温度之间建立制冷循环,则理想的卡诺循环效率为 33.2(室内温度取 26 °C,室外温度取 35 °C)。

1.2 理想排湿效率

理想排湿过程的能耗由室内和室外的空气状态决定^[10]。当室外空气状态点与室内空气状态点在等相对湿度线上时($\phi_{out} = \phi_{in}$),理想排湿效率 η_d 等于工作在 T_{in} 和 T_{out} 之间的理想卡诺循环的效率^[10]。

$$\eta_d = \frac{Q_d}{W_d} = \frac{T_{in}}{T_{out} - T_{in}} \quad (7)$$

式中 Q_d 为从室内向室外的排湿量; W_d 为排湿总功耗。

当室外空气状态点与室内空气状态点不在等相对湿度线上时,理想排湿效率可以用式(8)表示,具体流程见图 3。理想溶液的等质量分数线与空

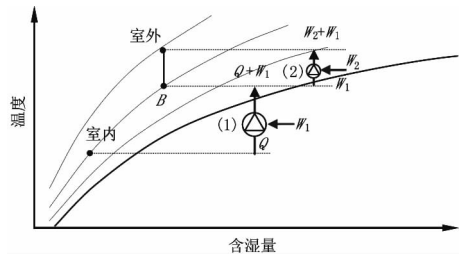


图 3 理想排湿过程($\phi_{out} < \phi_{in}$)原理图

气的等相对湿度线重合,理想溶液在室内状态点吸收水分,然后升温到 B 点,在 B 点放出水分,再降温到室内状态点,完成一个排湿循环。除湿过程在室内状态点放出的潜热 Q 通过一个理想卡诺循环(输入功为 W_1)搬运到 B 点, W_1 通过在 B 点与室外状态点之间建立理想卡诺循环(输入功为 W_2)排至室外。

$$\eta_d = \frac{Q_d}{W_d} = \frac{1}{T_{out}} \frac{T_{in} T_B}{T_B - T_{in}} = \frac{T_{in}}{T_{out} - T_{in}} \frac{T_{out}}{T_B} \quad (8)$$

当室内状态点参数为 25 ℃, 60%, 室外状态点温度为 35 ℃, 相对湿度分别为 50%, 60% 和 70% 时, 对应的 η_d 分别为 44.0, 29.8 和 23.7。

1.3 排热排湿的理想效率

排热排湿的理想效率 η_i 定义为

$$\eta_i = \frac{Q_c + Q_d}{W_c + W_d} \quad (9)$$

可定义显热负荷所占比例 x_1 , 潜热负荷所占比例 x_2 , 由式(10)表示:

$$x_1 = \frac{Q_c}{Q_d + Q_c}, \quad x_2 = \frac{Q_d}{Q_d + Q_c} \quad (10)$$

因此, 空调系统的理想效率也可以表示成如下形式:

$$\eta_i = \frac{1}{\frac{x_1}{\eta_c} + \frac{x_2}{\eta_d}} \quad (11)$$

2 理想排热和理想排湿过程算例分析

为进一步分析理想排热效率和理想排湿效率, 结合一个实例, 测试实际热源和湿源的温度水平, 计算不同系统形式的效率。采用北京一间房间进行夏季热源和湿源的实测。测点的位置和房间的信息如图 4 所示。该房间的屋顶和东墙为玻璃, 屋顶内和东墙内均有内遮阳。北墙和西墙为外墙, 南墙为内墙。测试结果见表 1。

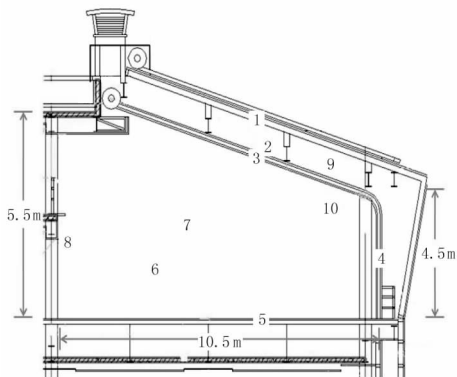


图 4 温度测点位置

计算采用的室外状态点参数为: 温度 35 ℃, 相对湿度 50%, 含湿量 17.7 g/kg; 室内状态点参数为: 温度 26 ℃, 相对湿度 60%, 含湿量 12.6 g/kg。室内湿源为人员, 散湿量为 1.02 kg/h。

2.1 温湿度独立控制系统的理想排热和排湿效率 (系统 1)

根据理想排热效率的定义, 不同温度水平的热源需要独立排热。根据理想排湿效率的定义, 室外

表 1 热源温度热流统计

测点位置	热源	温度/℃	热流/kW
1	玻璃下表面	62.3	
2	内遮阳上表面	53.0	
3	内遮阳下表面	49.6	5.66
4	东内遮阳内表面	35.8	2.25
5	地板表面	29.6	1.84
6	南墙表面	30.0	1.53
7	北墙表面	30.4	1.68
8	西墙表面	30.8	1.35
9	内遮阳上方空气	42.9	
10	4.5 m 高处空气	35.8	
11	办公设备	42.5	0.90
12	日光灯	37.2	0.46
13	人员	34.3	0.60
14	太阳辐射	>1000	1.00

相对湿度小于室内相对湿度 ($\varphi_{out} < \varphi_m$), 则对应 B 点的状态参数为 31.7 ℃, 60%, 17.7 g/kg (室外空气、室内空气和 B 点位置如图 5 所示)。因此, 理想排湿效率可由式(8)计算, 计算得到的效率和能耗见表 2, 3。

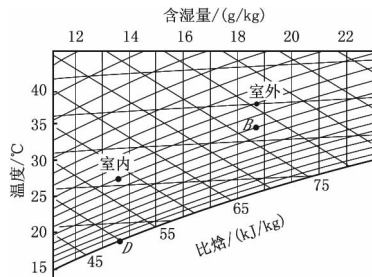


图 5 排湿过程空气状态点

表 2 温湿度独立控制系统的理想排热效率

热源	温度/℃	热流/kW	理想排热效率	能耗/kW
内遮阳下表面	49.6	5.66		
东内遮阳内表面	35.8	2.25		
地板表面	29.6	1.84	56.04	0.033
南墙表面	30.0	1.53	60.60	0.025
北墙表面	30.4	1.68	65.96	0.026
西墙表面	30.8	1.35	72.33	0.019
办公设备	42.5	0.90		
日光灯	37.2	0.46		
人员	34.3	0.60	439.00	0.001
太阳辐射		1.00		

表 3 理想排热效率、排湿效率和系统效率

总热流/kW	17.27	总湿流/kW	0.69
理想总排热负荷/kW	0.10	理想总排湿负荷/kW	0.01
理想总排热效率	166.1	理想总排湿效率	51.9
x_1/x_2	24.9	系统效率	153.1

2.2 温湿度独立控制系统的传统排热和排湿效率 (系统 2)

在传统的空调系统中, 不同温度热源产生的热量都被混入室内空气中 (温度 26 ℃, 相对湿度 60%, 含湿量 12.6 g/kg), 理想计算时在室内温度和室外

温度之间建立卡诺循环。采用冷凝除湿方式,在室外状态点与D点(温度17.6℃,相对湿度100%,含湿量12.6g/kg,见图5)之间建立卡诺循环。计算得到的排热效率、排湿效率和系统效率见表4。

表4 温湿度独立控制系统的传统排热效率、排湿效率和系统效率

总热流/kW	17.27	总湿流/kW	0.69
总排热负荷/kW	0.52	总排湿负荷/kW	0.04
总排热效率	33.2	总排湿效率	16.7
x_1/x_2	24.9	系统效率	32.0

2.3 温湿度混合处理系统的传统排热和排湿效率(系统3)

在温湿度混合处理系统中,排热和排湿由一套系统完成,见图6。在D点(见图5),冷凝除湿要求的温度为17.6℃,因此需要在D点与室外状态点之间建立卡诺循环,进行排热和排湿。计算得到的排热效率、排湿效率和系统效率见表5。

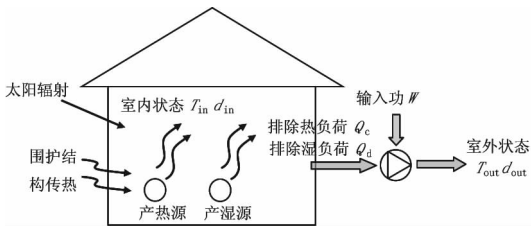


图6 温湿度混合处理过程示意图

表5 温湿度混合处理系统的传统排热效率、排湿效率和系统效率

总热流/kW	17.27	总湿流/kW	0.69
总排热负荷/kW	1.03	总排湿负荷/kW	0.04
总排热效率	16.7	总排湿效率	16.7
x_1/x_2	24.9	系统效率	16.7

图7为排热效率、排湿效率和系统效率的汇总,图中百分数是相对于系统1的数值。由以上算例可以看出,在理想排热过程中,总排热效率可以达到166.1,而对于传统的排热方式(系统2),总排热效率只有33.2,是否将不同温度水平的热源独立排热是产生效率差异的原因。温湿度独立控制

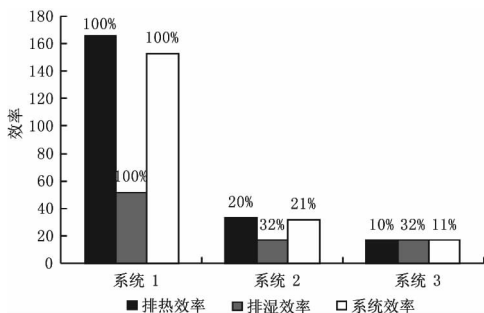


图7 排热效率、排湿效率和系统效率汇总

系统(系统2)的系统效率为32.0,而温湿度混合处理系统(系统3)的系统效率为16.7。冷凝除湿需要降低蒸发温度是产生效率差异的原因。

3 结论

3.1 理想排热指根据热源的温度水平不同分别进行独立排热,避免各种不同品位热源之间的混合损失。本文中,以室外温度为参考,当热源温度高于室外温度时,则直接利用室外空气来冷却热源;当热源温度低于室外温度时,则在热源温度与室外温度之间建立卡诺循环,排除热源的热量。

3.2 理想排湿过程指根据室内与室外空气相对湿度的关系,建立排湿循环。

3.3 根据算例分析,在理想排热过程(系统1)中,总排热效率可以达到166.1,而对于传统的将所有热量混入空气中的排热方式(系统2),总排热效率只有33.2,是否将不同温度水平的热源独立排热是产生效率差异的原因。温湿度独立控制系统(系统2)的系统效率为32.0,而温湿度混合处理系统(系统3)的系统效率为16.7,冷凝除湿需要降低蒸发温度是产生效率差异的原因。

参考文献:

- [1] 过增元,梁新刚,朱宏晔. 焓——描述物体传递热量能力的物理量[J]. 自然科学进展, 2006, 16(10): 1288-1296
- [2] ASHRAE. ASHRAE Handbook—Fundamentals [M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. USA, 2005
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
- [4] 朱能,刘珊. 置换通风与冷却顶板的热舒适性研究[J]. 制冷学报, 2000, 21(4): 64-70
- [5] 李俊,孙淑凤,狄洪发,等. 动态条件下人体对个体送风的热反应研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(10): 17-22
- [6] 李银明,黄翔,梁才航. 新型辐射板的实验研究及在西北地区的应用[J]. 西安工程科技学院学报, 2004, 18(4): 353-356
- [7] 梁彩华,张小松,谢丁旺,等. 置换通风中风速对地板辐射供冷影响的仿真与试验研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(6): 15-20
- [8] 任艳莉,李德英,王子介. 地板辐射供冷-置换通风的实验研究[J]. 建筑节能, 2007, 35(8): 4-6
- [9] 刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006
- [10] Li Zhen, Liu Xiaohua, Zhang Lun, et al. Analysis on the ideal energy efficiency of dehumidification process from buildings [J]. Energy and Buildings, 2010, 42 (11): 2014-2020