



空调系统中各类焓负荷分析与比较

王 厉, 李念平

湖南大学土木工程学院建筑环境与设备工程系, 长沙 410000

摘要 从焓概念出发分析了空调系统中的各类焓负荷, 探讨其在多种因素影响下的变化规律。为此, 以室外空气状态为参考环境, 建立了各类焓负荷的计算公式, 包括室内显热焓负荷、室内潜热焓负荷、新风显热焓负荷和新风潜热焓负荷。以长沙某办公建筑标准层为例, 分析了其空调系统在夏季工况下间隙运行时的空调负荷与风冷和水冷两种情况下的焓负荷。结果显示, 空调负荷和焓负荷在范围及变化趋势上存在明显差异; 空调负荷的品质很低, 应采用低品位能源; 新风潜热焓负荷在空调焓负荷构成中最大, 采用表冷器除湿将产生大量冷凝水焓损; 室内显热焓负荷的峰值比室内显热负荷要推后 4h; 采用水冷空调系统的焓负荷明显低于风冷空调系统的焓负荷。

关键词 空调系统; 焓分析; 焓负荷; 空调负荷

中图分类号 TU111.19

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2010)16-0087-05

Analysis and Comparison of Different Types of Exergy Loads in HVAC Systems

WANG Li, LI Nianping

Department of Building Environment and Equipment Engineering, College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410000, China

Abstract The exergy loads of the HVAC system are analyzed to see the variation patterns under different influencing factors. The state of outdoor air is selected as the reference state and the equations for exergy load calculations are derived, including exergy loads of sensible heat and latent heat for indoor air and fresh air, respectively. Then, different types of air conditioning loads and the corresponding exergy loads are analyzed for a standard floor of an office building in Changsha as a case study, which is equipped with an air-cooled system or a water-cooler system under the intermittent operation condition. The results show that the significant differences exist between the air conditioning loads and the exergy loads with respect to variation range and change trend. The energy quality of air-conditioning loads is very low, so it is more suitable to use low-grade energy sources to drive air conditioning systems. The exergy load of latent heat of fresh air is the highest in all exergy loads because of its large amount of exergy destruction of condensed water. The maximum indoor exergy load of sensible heat is observed 4 hours later than its air conditioning part. Moreover, the exergy loads in the water-cooled system are considerably less than those in the air-cooled system.

Keywords HVAC system; exergy analysis; exergy load; air conditioning load

0 引言

焓具有能量的单位, 反映了各种能量流相对于参考环境所具有的做功能力, 即能量的品位。因此, 在能量传递和转化过程中, 进行焓分析有利于从本质上评价系统中各环节的能

量利用状况并提出针对性的改进措施。

近年来, 焓分析在空调领域也得到了广泛应用, 如除湿冷却系统^[1]、辐射供冷系统^[2]、辐射供暖系统^[3]、变风量系统^[4]、冷却塔^[5-6]、一次回风空调系统^[7]等, 甚至整个能量供应链^[8-9]。

收稿日期: 2010-06-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(50878078)

作者简介: 王厉, 博士研究生, 研究方向为空调系统节能, 电子信箱: deepstoh361@163.com; 李念平(通信作者, 中国科协所属全国学会个人会员登记号: E121950002S, E121900450M), 教授, 研究方向为室内空气品质、自然通风、空调系统节能, 电子信箱: linianping@126.com

此外,有学者还对参考环境状态点的选择进行了讨论^[10-11]。这些研究结果显示,通过焓分析可以发现被常规能量分析所掩盖的一些丰富的事实,可为空调系统的分析、评价和认识开辟一个新的角度。

虽然不少文献已经在空调系统焓分析研究领域取得较多成果,但其重点往往是针对整个空调系统或某个子系统的性能表现,尚缺乏从焓分析的角度对空调系统负荷进行深入的解构和探究。空调系统是一个近环境状态系统^[12],为维持室内热湿环境需要系统承担的各种负荷及焓负荷受环境变化的影响很大,而各种焓负荷最终又将通过各级子系统最终影响到空调系统能耗。因此,本文利用焓分析理论,重点对各种空调系统焓负荷进行动态分析,从本质上反映了室外环境状态变化对各种焓负荷的影响和差别,有助于深化对空调系统负荷的认识和评价。

1 参考环境

参考环境的选择是空调系统分析中一个重要的影响因素。首先,空调系统的性能受环境变化的即时影响,因此采用动态参考环境比静态参考环境更具有现实意义^[12]。其次,动态环境选取通常采用两种方法,即将室外不饱和空气或室外环境温度下的饱和空气作为参考环境,这两种方式都具有可行性,但其背后的物理意义却有很大不同。当选取前者为参考环境时,室外空气环境被看成是一个无限大的能量源和物质源,此时室外空气本身的焓为零,而同温下的液态水由于具有向不饱和空气环境自发扩散的能力而具有一定的扩散。当选取后者为参考环境时,液态水的焓为零,而不饱和湿空气具有一定的扩散焓。自然界的不饱和空气和液态水往往同时存在,且都是处于非热力学平衡状态,故无论是选取不饱和空气还是饱和空气作为参考环境,都必将使得室外湿空气和液态水之间有一个焓为零,另一个不为零,而现实中这两者往往都可随意获取,所以从本质上讲,不论采用哪种参考环境定义都不会明显比采用另外一种更好。在本文研究中,采用的参考环境是室外不饱和空气。

2 空调系统中的各种焓负荷

空调负荷包括室内负荷与新风负荷两部分,其中每部分负荷又可以分为显热负荷与潜热负荷。相应地,空调负荷分为室内显热焓负荷 $\Delta EX_{s,i}$ 、室内潜热焓负荷 $\Delta EX_{l,i}$ 、新风显热焓负荷 $\Delta EX_{s,0}$ 和新风潜热焓负荷 $\Delta EX_{l,0}$ 。室内显热焓负荷和室内潜热焓负荷为^[11]

$$\Delta EX_{s,i} \approx -Q_s \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (1)$$

式中, Q_s 为需要从房间带走的显热量, W ; T_0 和 T_i 分别为环境温度和室内温度。

$$\Delta EX_{l,i} = -WT_0 R_a \ln \frac{p_{v,i}}{p_{v,0}} \quad (2)$$

式中, W 为需要从房间带走的余湿量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; R_a 为水蒸气的常数, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $p_{v,i}$ 为室内的水蒸气分压力, $p_{v,0}$ 为环境的水蒸气分压力。 $\Delta EX_{l,i}$ 的物理意义是,将余湿从室内空气对应的水蒸气分压力状态转移到环境对应的水蒸气分压力状态所需要消耗的焓。

按照焓焓定义,在常压下单位质量湿空气的焓 ex ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) 可以表示为^[13]

$$ex = ex_s + ex_l \\ = c_{p,a}(T - T_0) - T_0 \left(c_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} - R_a \ln \frac{B - p_v}{B - p_{v,0}} \right) + \\ d \left[c_{p,v}(T - T_0) - T_0 \left(c_{p,v} \ln \frac{T}{T_0} - R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}} \right) \right] \quad (3)$$

式中, d 为湿空气的含湿量, $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$; T 为湿空气的温度; $c_{p,a}$ 和 $c_{p,v}$ 分别为干空气和水蒸气的定压比热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; ex_s 和 ex_l 分别为单位质量湿空气的显热焓和潜热焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$,前者与温度有关,后者与水蒸气分压力有关。即有

$$ex_s = c_{p,a}(T - T_0) - T_0 c_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} + d \left[c_{p,v}(T - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T}{T_0} \right] \quad (4)$$

$$ex_l = T_0 R_a \ln \frac{B - p_v}{B - p_{v,0}} + d T_0 R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}} \quad (5)$$

则新风的显热焓负荷可表示为

$$\Delta EX_{s,0} = G_0 (ex_{s,i} - ex_{s,0}) \quad (6)$$

式中, G_0 为新风质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $ex_{s,i}$ 和 $ex_{s,0}$ 分别为单位质量的新风和室内空气的显热焓。

新风的潜热焓负荷为

$$\Delta EX_{l,0} = G_0 (ex_{l,i} - ex_{l,0}) \quad (7)$$

式中, $ex_{l,i}$ 和 $ex_{l,0}$ 分别为单位质量的新风和室内空气的潜热焓。

式(5)和式(7)是承担室内余湿与新风余湿所需要的理论最小潜热焓负荷,但对于目前广泛使用的表冷器除湿过程,冷凝水将成为不可避免的焓损失。此时,室内潜热焓负荷将变为

$$\Delta EX_{l,i} \approx 2500 \cdot W \left(1 - \frac{T_0}{T_{i,dew}}\right) \approx -WT_0 R_a \ln \frac{p_{v,i}}{p_{v,0}} + W ex_w \quad (8)$$

式中, 2500 近似为水的气化潜热; $T_{i,dew}$ 为室内环境所对应的露点温度, K ; ex_w 为单位质量水所具有的焓,可以表示为

$$ex_w \approx T_0 R_v \ln \frac{p_{v,0b}}{p_{v,0}} \quad (9)$$

式中, $p_{v,0b}$ 为室外环境温度下的饱和水蒸气分压力, Pa 。

新风潜热焓负荷变为

$$\Delta EX_{l,0} \approx \int_{d_i}^{d_0} 2500 G_0 \left(1 - \frac{T_0}{T_{dew}}\right) dd \\ \approx G_0 (ex_{l,i} - ex_{l,0}) + G_0 (d_0 - d_i) ex_w \quad (10)$$

式中, d_0 为室外空气含湿量, d_i 为室内空气含湿量。新风潜热焓负荷即等于将新风余湿以露点冷凝方式除去所消耗的冷焓的总和。本文以下所涉及的潜热焓负荷正是针对这种冷凝除湿过程。

3 空调焓负荷的动态分析

3.1 间隙运行系统的动态空调负荷

为真实反映室外环境状态对各种焓负荷的影响,本文采用反应系数法计算室内显热冷负荷、显热除热量及显热蓄热量^[4]。该方法可以考虑诸多室内外因素的影响,如墙体热工性能、室外温度、湿度、太阳辐射、室内人员、照明和设备的具体情况、通过墙体的传热得热及得热形成冷负荷的传热衰减和延迟以及室温度偏离设计温度所引起的蓄热量变化等,是一

种完全基于过程的成熟的计算方法,在实际中得到了大量的检验和应用。

本文的建筑对象为一典型办公室建筑的标准层,层高3.5m,如图1所示。其楼板参数为重型结构,窗户带外遮阳,窗墙比为50%,窗内遮阳系数为0.65,窗有效面积系数为0.7。室内人员密度、照明和设备负荷的设计值和时间表如图2所示。

以长沙地区典型气象年8月某日的气象参数作为室外计算条件。室内设计温度为25℃,室内设计相对湿度为55%,

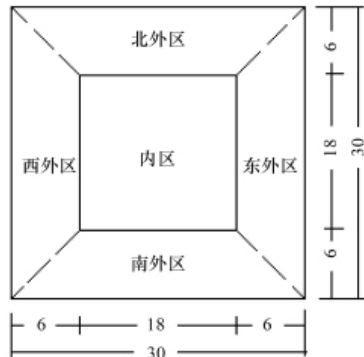


图1 办公室标准层平面示意图(单位:m)

Fig. 1 Standard floor of the office building (unit: m)

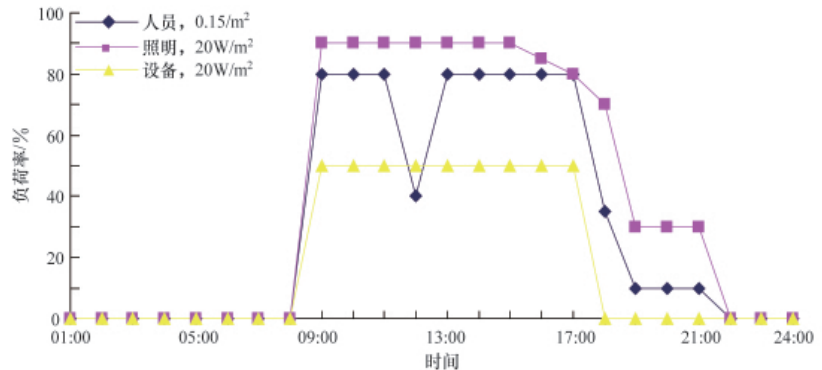


图2 室内人员、照明和设备的基本设计参数及随时间的负荷变化情况

Fig. 2 Basic design parameters and load variations of people, light and equipment

设定空调开机时间为06:00,空调关机时间为18:00,开机后达到设定温度时间设为1h。室内外空气温度变化如图3所示,按反应系数法得到的室内显热冷负荷、室内显热除热量、室内潜热冷负荷、新风显热冷负荷与新风潜热冷负荷的计算结果见图4。

调冷负荷,这是由于非空调时间内的墙体蓄热在空调运行时间内向室内空气放热的结果,同样的原因还造成室内显热除热量在09:00就已经非常接近全天峰值,而不像冷负荷在下午才接近峰值。

3.2 风冷空调系统的焓负荷

空调负荷是基于热力学第一定律的分析指标。而焓负荷反映了空调系统将余热、余湿转移到环境所需要消耗的功,它除了受室外环境变化的强烈影响外,还与热湿交换过程中的各种不可逆损失有关,故不像负荷一样具有唯一性。但若忽略热湿处理过程中的内部不可逆性,只考虑外部不可逆损失,则得到的焓负荷可视为消除余热、余湿所必须花费的最小功,它具有明显的物理意义,即任何实际过程的焓输入都必然大于该最小焓负荷。本文对各类最小焓负荷进行讨论。

对于风冷系统,空调系统在室温与室外温度环境之间工作。在消除显热时,系统吸收余热,然后通过输入功的补偿作用,将余热排放到室外温度环境。在消除余热湿时,系统在露

由图4可知,室内显热除热量在空调运行时间内高于空

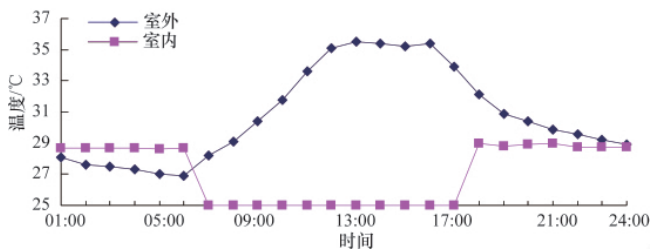


图3 室内外空气温度变化

Fig. 3 Indoor and outdoor temperature variations

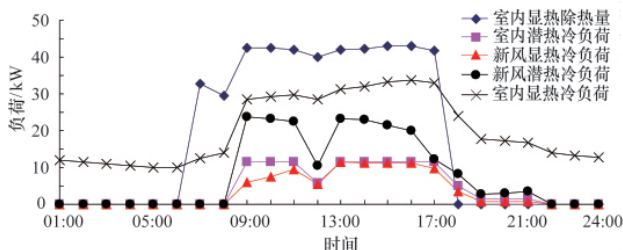


图4 办公楼标准层的空调负荷

Fig. 4 Air conditioning load of the standard floor of the office building

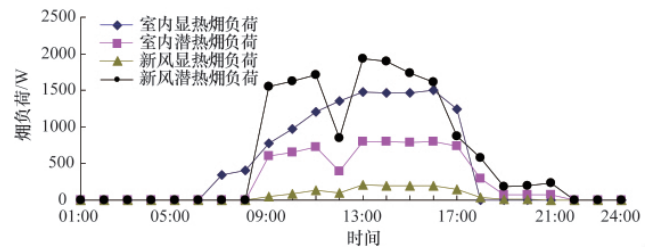


图5 风冷空调系统的焓负荷

Fig. 5 Exergy load of the air-cooled system

点温度下吸收余湿所释放的汽化潜热,使之冷凝为水排出,这个过程需要外界提供带走汽化潜热的冷焓。不考虑不可逆损失,空调系统承担的焓负荷如图5所示,图中焓负荷表示风冷空调系统为消除余热、余湿所需消耗的最小功。

3.3 水冷空调系统的焓负荷

若空调系统采用水冷,则可以通过水与空气的热湿交换获得比环境温度更低的冷源,该冷源的理想温度可以达到室外不饱和空气的湿球温度。从本质上看,这个冷源是靠水蒸发所获得的冷焓维持的,是一个不可逆过程,所付出的代价是蒸发水的焓,但从现实上看,液态水几乎不耗费任何代价即能取得,所以这部分消耗的蒸发水焓可以不计入焓负荷。在水冷条件下,空调系统的理想工况是工作在室外空气湿球温度与室温之间,此时,空调系统所承担的焓负荷如图6所示,图中焓负荷表示水冷空调系统为消除余热、余湿所需消耗的最小功。

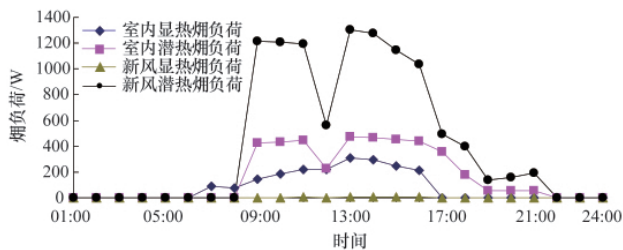


图6 水冷空调系统的焓负荷

Fig. 6 Exergy load of the water-cooled system

3.4 讨论

以上分析可以看出,空调负荷与焓负荷在范围、大小关系、变化趋势上都存在诸多不同。各类空调负荷在0~45kW范围内分布,而焓负荷的范围只有0~2kW,说明空调负荷对能量品位的要求很低,在实际应用中宜采用低品位能源驱动空调系统以实现能量需求与供给的良好匹配。比较各类负荷和焓负荷的大小关系可以发现,在各类负荷中,室内显热除热量最大,其全天最大值出现在16:00,达到 $47.8\text{W}/\text{m}^2$,而新风显热负荷最小,最大面积指标仅 $12.5\text{W}/\text{m}^2$,这种差异与办公室人员密度低且散湿量小有关。而在风冷或水冷空调系统中,新风潜热焓负荷比其他各类焓负荷都更大,分别为2.14和 $1.45\text{W}/\text{m}^2$,新风显热焓最小,只有0.23和 $0.01\text{W}/\text{m}^2$ 。新风潜热焓较大的原因在于表冷器除湿所产生的不可避免的冷凝水焓损使得除湿需要消耗的冷焓大幅增加,图7是风冷空调系统中新风除湿的冷凝水焓损,与新风潜热焓负荷相比,最高达到61%,说明通常采用的冷凝除湿方式效率较低。

空调负荷与焓负荷在变化趋势上也存在差异,其中室内显热除热量与室内显热焓负荷的差异最大。室内显热除热量在09:00即达到全天峰值的99%,此后一直到17:00几乎都维持在小范围平台波动,而室内显热焓负荷在09:00只达到全天峰值的47%,此后直到13:00才增长到全天峰值的99%,

比其相应负荷延迟了4h。这是因为尽管9:00室内显热除热量很高,但由于室外环境温度较低(见图3),除热量的能量品质较低,所以使得室内显热焓负荷并不高。

图5和图6表明,采用水冷方式的各类焓负荷明显比风冷方式更低,其室内显热焓负荷、室内潜热焓负荷、新风显热焓负荷和新风潜热焓负荷分别减小了79%,41%,95%和32%。新风显热负荷大幅降低的原因有两方面,一方面通过消耗水焓获得比环境温度更低的冷源使得理论上不需要再消耗其他能源即可将新风通过间接换热降低到湿球温度,这相当于减小了新风的显热负荷;另一方面在于将新风从湿球温度进一步冷却到室内温度的过程中只需要将吸收的显热从室温环境转移到该等湿球温度的冷源即可,因此对输入功的要求进一步减小。室内显热焓、室内潜热焓和新风潜热焓的负荷并不会随采用水冷方式而减少,所以采用水冷以后的焓负荷降低没有新风显热焓负荷明显。室内潜热焓和新风潜热焓焓负荷在水冷情况下降低较小的原因在于其焓负荷由两部分组成(见式(8)和式(10)),其中与扩散焓有关的部分与只与室内外环境的水蒸气分压差有关,并不会因为采用水冷方式而减小。

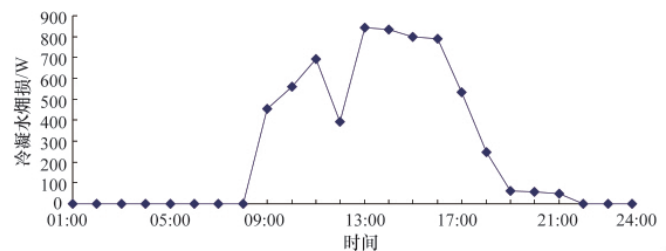


图7 风冷空调系统中新风除湿的冷凝水焓损

Fig. 7 Exergy destruction of condensed water of fresh air dehumidification process in air-cooled system

4 结论

本文以长沙地区夏季工况下的一个办公室建筑为实例,利用反应系数法及焓分析方法分析了空调间隙运行时的各类空调负荷及其最小焓负荷,探讨了在空冷和水冷两种方式下焓负荷的具体变化规律,通过比较与分析,得到以下结论。

1) 空调负荷的变化幅度远大于其焓负荷的变化幅度,说明空调负荷的能量品位很低,宜采用低品位能源以实现能源供给与需求的良好匹配。

2) 当采用表冷器冷凝除湿时,新风潜热焓负荷因冷凝水焓损的存在而大幅增加,成为最大焓负荷。这说明冷凝除湿法会造成系统功耗的无谓增加,要提高除湿效率,宜选用其他更高效的除湿方法,如溶液除湿。

3) 空调负荷与焓负荷的变化趋势并不相同,其中显热除热量与显热焓负荷的差异最为明显。显热除热量在9:00即接近全天峰值,而显热焓负荷要在13:00才接近全天峰值,但焓负荷的这种变化趋势更能反映空调系统的功耗与室外环境

的相互关系。

4) 当液态水可以随意取得时,水冷空调系统通过消耗蒸发水焓可获得低于环境温度的冷源,从而可以大幅度减小各项焓负荷。其中新风显热焓负荷的减少最为明显,其次分别为室内显热焓负荷、室内潜热焓负荷和新风潜热焓负荷。

参考文献 (References)

- [1] Kanoğlu M, Çarpınhoğlu M Ö, Yıldırım M. Energy and exergy analysis of an experimental open-cycle desiccant cooling system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(5-6): 919-932.
- [2] Wang S, Morimoto M, Haruo S, et al. Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system[J]. *Energy and Buildings*, 2008, 40(10): 1856-1865.
- [3] 李廷贤, 刘艳华. 低温热水地板辐射采暖的焓分析[J]. *节能技术*, 2004, 22(4): 16-20.
Li Tingxian, Liu Yanhua. *Energy Conservation Technology*, 2004, 22(4): 16-20.
- [4] Wei Z, Zmeureanu R. Exergy analysis of variable air volume systems for an office building [J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(2): 387-392.
- [5] Heidarnejad G, Karami M, Delfani S. Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(5): 996-1002.

- [6] Milosavljevic N, Heikkilä P. A comprehensive approach to cooling tower design[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(9): 899-915.
- [7] 颜志猛, 连之伟, 王文. 一次回风空调系统的焓分析 [J]. *流体机械*, 2002, 30(11): 58-64.
Yan Zhimeng, Lian Zhiwei, Wang Wen. *Fluid Machinery*, 2002, 30(11): 58-64.
- [8] Balta M T, Kalinci Y, Hepbasli A. Evaluating a low exergy heating system from the power plant through the heat pump to the building envelope[J]. *Energy and Buildings*, 2008, 40(10): 1799-1804.
- [9] Asada H, Boelman E C. Exergy analysis of a low temperature radiant heating system[J]. *Building Services Engineering Research & Technology*, 2004, 25(3): 197-209.
- [10] 李震, 江亿, 刘晓华. 湿空气处理的焓分析[J]. *暖通空调*, 2005, 35(1): 97-102.
Li Zhen, Jiang Yi, Liu Xiaohua. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2005, 35(1): 97-102.
- [11] Ren C Q, Li N P, Tang G F. Principle of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes[J]. *Building and Environment*, 2002, 37(11): 1045-1055.
- [12] Torfo H, Angelotti A, Schmidt D. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view[J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41(3): 248-271.
- [13] Bejan A. *Advanced engineering thermodynamics* [M]. Singapore: Wiley, 1993.
- [14] 彦启森. *建筑热过程*[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.

·学术动态·



“第十一届全国土壤微生物学术讨论会”暨“第六次全国土壤生物与生物化学学术研讨会”、“第四届全国微生物肥料生产技术研究研讨会”征文

中国微生物学会、中国土壤学会等将于2010年10月18—21日在长沙市举办“第十一届全国土壤微生物学术讨论会”,并与“第六次全国土壤生物与生物化学学术研讨会”和“第四届全国微生物肥料生产技术研究研讨会”同期举行。会议以土壤(农业)微生物“学科创新与产业发展”为主题,交流近几年土壤(农业)微生物学研究和微生物肥料等产业发展的技术与应用成果,研讨下一阶段土壤(农业)微生物学的发展方向与重点。

征文内容:土壤微生物和生物固氮研究新进展,植物与微生物相互作用机制研究,土壤生物与生物化学研究新进展,微生物在土壤与环境治理研究进展,微生物肥料产品与技术创新研究与成果,微生物肥料产业发展和政策支持,农业微生物产业与农产品质量安全等。

征文截止时间:2010年9月20日。

联系方式:北京市海淀区中关村南大街12号中国农科院农业资源与农业区划所菌肥测试中心(100081)沈德龙,李俊;电话:010-82106208;传真:010-82108702;电子信箱:dlshen@caas.ac.cn,jli@caas.ac.cn。