

某酒店大堂空调通风系统设计

张灿灿,余跃进

(南京师范大学能源与机械工程学院,江苏 南京 210042)

[摘要] 介绍了酒店大堂的分层空调系统设计,并对大堂在有、无室内浮雕装饰限制条件下夏季温度场和速度场进行数值模拟.模拟结果验证了大堂采用分层空调系统的合理性.模拟结果还表明在室内装修限制条件下(方案 1),大堂局部温度偏高或偏低,风速偏大,而且耗冷量比无室内浮雕限制下的空调系统(方案 2 和 3)大 2% 以上.3 种方案对比分析结果还表明室内气流的均匀性主要受送风方式影响.

[关键词] 分层空调,室内装饰,模拟,送风方式

[中图分类号]TK529 [文献标志码]A [文章编号]1672-1292(2014)01-0045-06

Design of Air Conditioning and Ventilation Systems for the Lobby of a Hotel

Zhang Cancan, Yu Yuejin

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract: The paper presents the design of delaminated air-conditioning system for the hotel's lobby briefly, simulates the air distribution constrained by indoor embossment decorations and the air distribution not so limited respectively in summer. The simulation results verify the reasonableness of adopting the delaminated air-conditioning system. The results show that under the indoor decoration restrictions the lobby's local temperature is either higher or lower than those required by the design codes, and the local air speed is higher. Moreover, the cooling load is over 2 percent more than that with no indoor decoration restrictions. The simulation results also show that the uniformity of indoor air flow is mainly affected by air supply method.

Key words: delaminated air-conditioning, indoor decoration, simulation, air supply method

大堂是客人进酒店后首先接触到的公共空间,是整个酒店的交通枢纽,空调系统的舒适性直接影响客人对酒店的第一印象.大堂的特点是:建筑面积较大,空间较高,外围护结构多为玻璃幕墙,冷热负荷较大,湿度偏小^[1].空调系统多采用全空气系统,因而送风量较大,而且二次设计时配合室内装修,风管风口布置限制条件较多.因此在设计时进行缜密的负荷计算和合理的气流组织分布是很重要的.本文介绍了一个改造项目的大堂空调系统设计,对比分析大堂在有、无室内浮雕装饰限制条件下的空调效果.这为实际工程项目提供了设计参考.

1 工程概况

该酒店位于江苏徐州,2012 年 8 月由快捷酒店改造成星级酒店,总建筑面积为 22 000 m²,地上 5 层,包括酒店大堂、会所、客房、酒吧和其他配套用房,建筑高度为 19.4 m.其中大堂东西跨度 28 m,南北跨度 25 m,高度为 12 m.

2 大堂空调系统设计

2.1 大堂空调系统设计参数

本文重点针对大堂夏季通风空调系统进行设计分析.空调计算室外气象参数为 34.3/27.6 ℃^[2],室内设计主要参数如表 1 所示.

收稿日期:2013-08-12.
通讯联系人:余跃进,教授,研究方向:建筑节能. E-mail:dlkj@njnu.edu.cn

表 1 大堂室内主要设计参数

Table 1 Main design parameters of the lobby

温度/℃	相对湿度/%	人均新风量/(m ³ /(h·p))	照明功率密度/(W/m ²)	人员密度/(p/m ²)	噪声指数/dB(A)
25~27	60	20	15	0.3	≤50

2.2 负荷计算

大堂高度 H 为 12 m, 大于 10 m; 工作区高度 h 取 2 m, 且 $h/H \leq 0.5$, 故大堂采用分层空调系统较经济合理^[3]. 分层空调负荷计算主要是针对夏季工况, 由空调区自身冷负荷 Q_1 和非空调区向空调区辐射对流热转移形成的冷负荷 Q_2 这两部分组成. 计算过程参考实用供热空调设计手册第二版^[3]. 由射流垂直落差, 工作区高度及安全高度计算得到分层高度为 5.55 m, 设计时取 6 m, 其中射流垂直落差由气流组织确定为 3.25 m, 安全高度通常为 0.3 m. 根据空调区室内设计温度和温度梯度得到非空调区室内计算温度为 31.9 ℃. 最终得出 $Q_1=77\,600\text{ W}$, $Q_2=12\,167\text{ W}$, 空调负荷 $Q=89\,767\text{ W}$, 若按全室空调设计, 则空调负荷为 109 658 W, 因此能量节约率为 18.1%.

2.3 气流组织计算

大堂空调系统气流组织形式为侧送下回, 并在顶棚设机械排风, 排出非空调区的余热, 同时使大堂保持微正压.

2.3.1 风量计算

大堂采用一次回风空调系统, 送风温差取 6 ℃, 总新风量为 4 200 m³/h, 由焓湿图计算得到送风量为 20 015 m³/h, 回风量为 15 815 m³/h. 顶棚排风量为新风量的 90%, 为 3 780 m³/h.

2.3.2 送风口选型

采用球型喷口从两边侧墙对喷, 两边各设 6 个喷口, 喷口直径为 400 mm, 则每个喷口送风量为 1 684 m³/h. 按多股平行非等温射流计算^[3], 由式(1)~式(2)计算得到, 夏季工作区平均风速都为 0.25 m/s, 满足规范要求.

$$\frac{v_n}{Cd_o}=3.347Ar^{-0.147}\left(\frac{x}{d_o}\right)^{-1.151},$$

(1)

$$Ar=\frac{g\Delta t_s d_o}{v_o^2(t_n+273)},$$

(2)

其中, v_n 为工作区平均风速/(m/s); d_o 为喷口直径/m; Ar 为阿基米德准数; x 为射流射程, 取大堂东西跨度的 0.93 倍, 为 13 m; Δt_s 为送风温差/℃; v_o 为喷口送风速度/(m/s); t_n 为空调室内设计温度/℃; C 为系数, 取 0.5.

3 大堂空调系统数值模拟

在设计阶段, 无法现场测量室内空气温度及速度, 可以用 CFD 技术模拟来预测室内空调效果.

3.1 物理模型

建立 3 种通风方案的几何模型如图 1~图 3 所示.

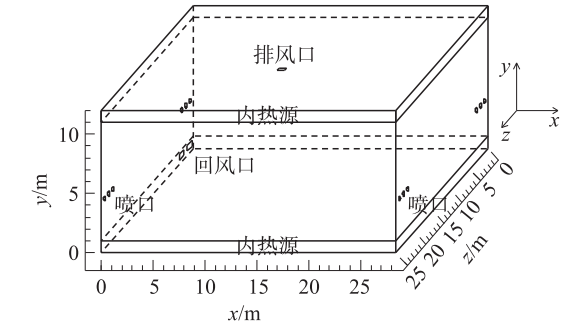


图 1 方案 1 几何模型

Fig. 1 Geometrical model of the first case

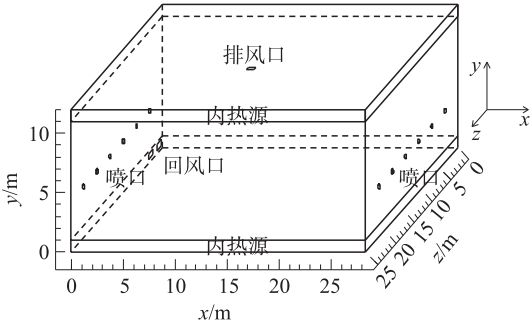


图 2 方案 2 几何模型

Fig. 2 Geometrical model of the second case

图1为在室内浮雕装饰限制下即方案1的几何模型,模型采用1:1的比例,大小为25 m×28 m×12 m. 喷口直径为400 mm,中心距地4.3 m,相邻两个喷口的最大间距为18.8 m,最小间距为1.1 m. 回风口集中布置,底边距地面0.3 m,共2个,大小为1 200 mm×500 mm. 顶棚排风口大小为700 mm×500 mm. 空调区内热源(人体)简化为地面上方1 m高的体热源,非空调区内热源(灯光)简化为屋顶下方1 m高的体热源.

方案2如图2所示,喷口均匀布置在两边侧墙上,间距为3.6m. 回风口和内热源设置同方案1.

方案3如图3所示,方案3回风口均匀布置,设在同侧相邻两喷口中间位置下方,大小为400 mm×400 mm,共10个. 内热源设置同方案1.

分层空调系统实际传热过程相当复杂,为减小弱相关系数带来的计算难度,在建立数学模型之前做如下假设:

- (1)大堂内气体为不可压缩气体,且符合 Boussinesq 假设,即认为温度不同引起的密度变化很小,可以忽略;
- (2)流动为稳态紊流;
- (3)大堂内空气为辐射透明介质;
- (4)不考虑漏风影响,假设气密性良好.

3.2 数学模型

采用控制容积法对求解区域进行离散,控制容积采用六面体结构化网格,风口处网格加密. 计算采用 RNG $k-\varepsilon$ 两方程模型. 大堂射流为非等温自由射流,模拟计算时考虑浮升力效应^[4].

3.2.1 控制方程

在动量守恒方程中,源项加载浮力项,计算式如下所示:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i, \tag{3}$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij}, \tag{4}$$

式(3)~式(4)中, ρ 为密度; u_i 为三维流速; τ 为时间; x_i 为三维坐标; p 为静压; τ_{ij} 为应力张量; ρg_i 为三维重力分量; μ 为湍流有效粘度; $-\frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij}$ 是体积扩散的影响; F_i 为源项.

3.2.2 边界条件

(1)进出口:送风口,排风口采用为速度进口边界条件,送风速度大小分别为3.68 m/s和3 m/s,温度分别为20℃和38℃,相对湿度分别为80.4%和60%. 回风口采用自由出流边界条件.

(2)内热源:空调区体热源散热量为26 W/m³,散湿量为5.66 g/s. 非空调区内体热源散热量为20 W/m³.

(3)外围护结构:南外窗(玻璃幕墙),南外墙和屋顶室外综合温度为分别为44℃、40℃和43℃^[5,6],传热系数分别为2.7 W/(m²·K)、0.5 W/(m²·K)和0.28 W/(m²·K). 地面设为定热流密度边界,热流密度为15 W/m².

(4)内围护结构:内墙实际存在温度梯度,以分层高度为界,计算得到内墙在空调区和非空调区的温度分别为27℃和33℃.

4 模拟结果与分析

4.1 空调区模拟结果分析

图4为方案1在y=4.3 m即喷口中心所在横向截面的速度矢量图. 由图可知,喷口送出的冷射流到

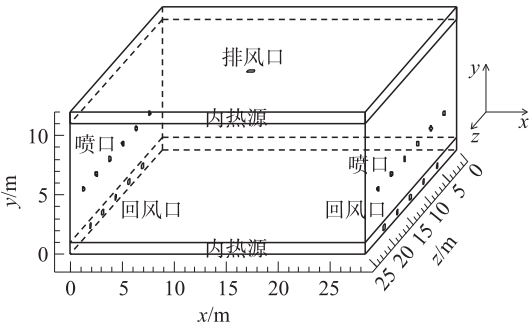


图3 方案3几何模型
Fig.3 Geometrical model of the third case

达大堂中部后相互搭接,在人员活动区上方形成风幕,部分阻止上部非工作区向下部人员活动区热量转移,冷射流叠加成两股射流从大堂两端逐渐下沉扩散到下部工作区,降低该区域温度. 由于相邻两送风口最大间距和最小间距相差将近 20 倍,必然导致工作区温度及速度分布不均匀.

图 5 为方案 1 在 $x=14\text{m}$ 竖向截面即主流对称面的温度分布. 由图 5 可见,温度沿大堂高度方向形成明显的分层,空调区温度控制在 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,分层高度处温度在 $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,热气流逐渐上升,非空调区温度逐渐增加,在 $27\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,其中贴近屋顶处温度达到了 $33\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$. 模拟结果与采用分层空调系统预想结果基本一致. 由于篇幅有限,只介绍了方案 1 的竖向截面温度分布图. 以网格节点为测点,由 Airpak 导出这 3 种方案在空调区的室内工况点的平均值,详细数据如表 2 所示.

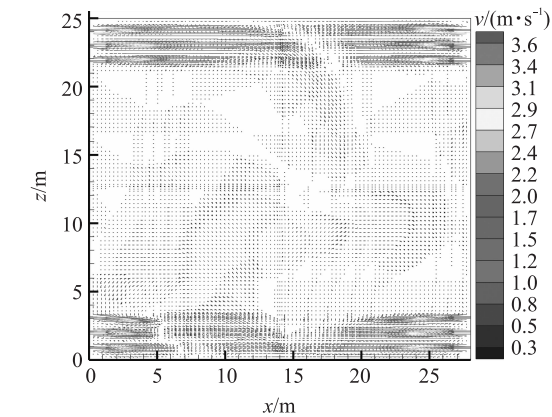


图 4 方案 1 $y=4.3\text{ m}$ 横向截面速度矢量图
Fig. 4 Horizontal velocity vector at 4.3 m along the y axis of the first case

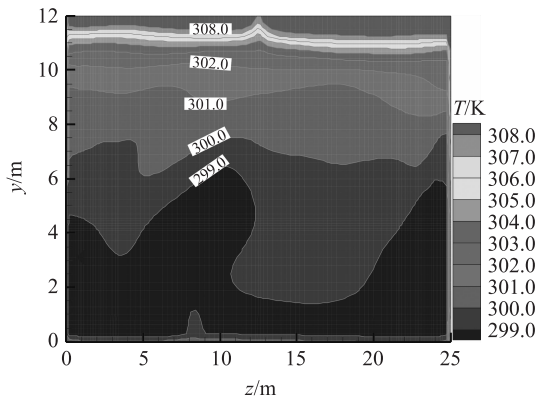


图 5 方案 1 $x=14\text{ m}$ 竖向截面温度场
Fig. 5 Vertical temperature field at 14 m along the x axis of the first case

表 2 空调区模拟结果
Table 2 Simulation results of the air conditioning zone

	平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	平均相对湿度/%	室内冷负荷/W	总冷负荷/W	能量节约率/%
方案 1	26.06	60.1	57 311	95 129	13.2
方案 2	25.88	60.3	54 464	92 848	15.3
方案 3	25.79	60.6	53 407	91 712	16.4

为排出室内余热,方案 1 耗冷量最大,比方案 2 和方案 3 分别大 2.1% 和 3.2%.

4.2 人员活动区模拟结果与分析

4.2.1 人员活动区温度场和速度场

图 6 和图 7 为方案 1 在 $y=1.5\text{ m}$ 横截面的温度场及速度场. 如图 6 和图 7 所示,方案 1 工作区温度控制在 $25\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,风速在 0.9 m/s 以下. 其中射流叠加区域温度较低,为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$,风速较大,在 0.7 m/s 以

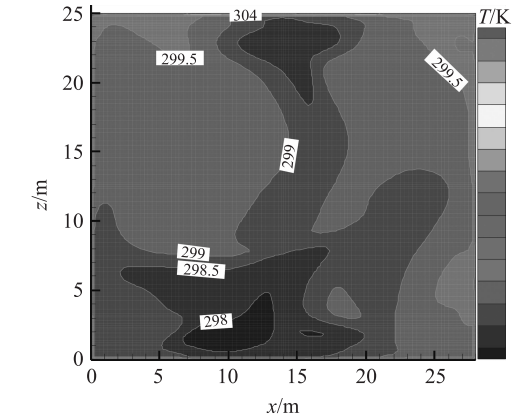


图 6 方案 1: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面温度场
Fig. 6 Horizontal temperature field at 1.5 m along the y axis of the first case

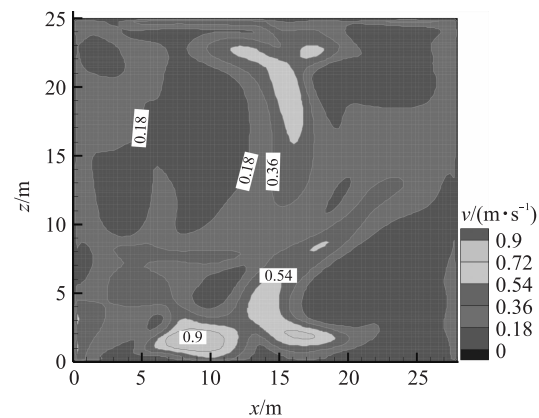


图 7 方案 1: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面速度场
Fig. 7 Horizontal velocity field at 1.5 m along the y axis of the first case

上,人体会有明显的吹风感,不舒适.

图 8 和图 9 为方案 2 在 $y=1.5\text{ m}$ 横截面的温度场和速度场. 如图 8 所示,方案 2 温度场较方案 1 均匀,工作区的温度在 $25.5\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 26.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间.

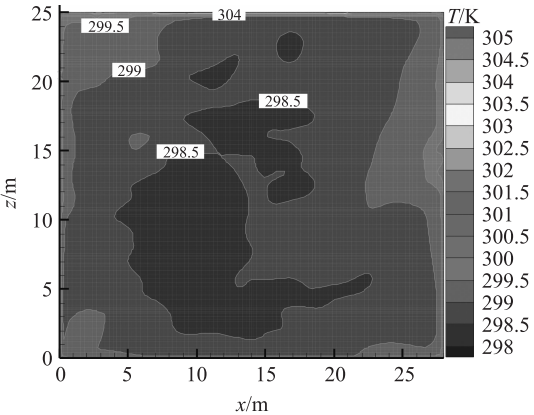


图 8 方案 2: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面温度场
Fig. 8 Horizontal temperature field at 1.5 m along the y axis of the second case

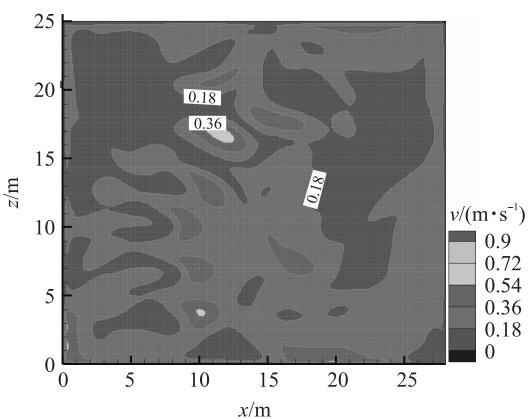


图 9 方案 2: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面速度场
Fig. 9 Horizontal velocity field at 1.5 m along the y axis of the second case

由图 9 可见,方案 2 工作区风速在 0.4 m/s 以下,局部射流叠加区域速度较高,为 0.36 m/s ,其他区域风速在 0.18 m/s 以下,满足规范要求.

图 10 和图 11 为方案 3 在 $y=1.5\text{ m}$ 横截面的温度场和速度场. 图 10 所示,方案 3 人员活动区基本都处于射流回流区,温度分布较均匀,控制在 $25\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

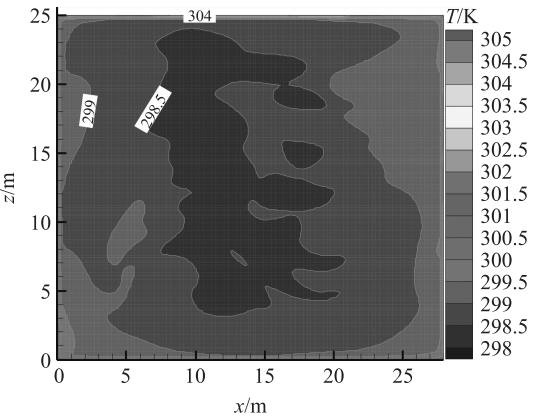


图 10 方案 3: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面温度场
Fig. 10 Horizontal temperature field at 1.5 m along the y axis of the third case

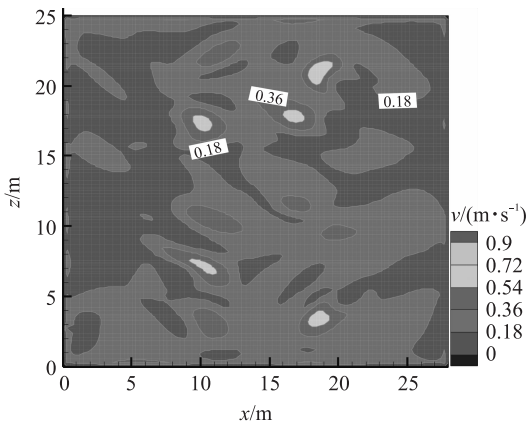


图 11 方案 3: $y=1.5\text{ m}$ 横向截面速度场
Fig. 11 Horizontal velocity field at 1.5 m along the y axis of the third case

图 11 所示,方案 3 工作区速度场很均匀,风速基本控制在 0.2 m/s 以下.

3 种方案在人员活动区的温度及速度平均值如表 3 所示.

方案 1 工作区平均温度最高,平均风速最大,最高温度与最低温度差值为 $1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,局部风速达到 0.9 m/s ,热舒适性最差. 方案 2 和方案 3 温度及速度分布较均匀. 方案 3 热舒适性最好.

4.2.2 余热排除效率

余热效率表示送风排出室内余热及污染物的快慢程度,从整体上反映通风系统新风的有效利

表 3 人员活动区温度与速度平均值

Table 3 Mean temperature and velocity in the occupied zone		
	平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	平均风速/ (m/s)
方案 1	26.21	0.26
方案 2	25.95	0.22
方案 3	25.91	0.20

表 4 余热排除效率

Table 4 Afterheat removal efficiency		
	平均排风温度/ $^{\circ}\text{C}$	余热排除效率
方案 1	26.36	1.03
方案 2	26.37	1.07
方案 3	26.63	1.12

用程度,计算公式如式(5)所示,结果如表 4 所示.

$$\eta=\frac{t_p-t_o}{t_n-t_o},$$

(5)

式中, η 为余热排除效率; t_p 、 t_o 、 t_n 分别为排风温度、工作区平均温度、送风温度.

方案 1 由于送风口布置间距太大,排除工作区余热较慢. 方案 3 回风口布置在送风口同侧下方,工作区处于射流回流区,室内余热可以较快排出.

5 结论

大堂采用分层空调系统是合理的,较全室空调系统可节能 18% 以上.

由于受室内装修条件限制,方案 1 室内温度场及速度场分布不均匀,且空调系统耗冷量比方案 2 和方案 3(无装修限制)高 2.1% 和 3.2%.

室内气流的均匀性主要取决于送风方式,方案 2 和方案 3 送风口布置均匀,温度及速度分布都较均匀. 方案 3 采用均匀回风,管材消耗较多,初投资比方案 2 大. 在实际工程中多采用集中回风,即方案 2 应用较普遍.

对于改造项目,二次设计时比较重视装饰效果,以致暖通设计限制条件较多,合理的气流组织不能充分利用,空调系统效果往往会降低,耗能较多,需要业主多方面权衡.

在设计阶段,用 CFD 技术预测模拟建筑室内空调效果是一种非常有效的方法.

[参考文献](References)

[1] 宋玫,刘延军. 北京地区大堂的空调设计[J]. 暖通空调,2009,39(7):109-112.
Song Mei,Liu Yanjun. HVAC system design of lobbies in Beijing[J]. Heating Ventilating and Air Conditioning,2009,39(7):109-112. (in Chinese)

[2] 中国建筑科学院. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2012.
Chinese Construction Institution. GB 50736—2012 Design Code for Heating Ventilation and Air Conditioning of Civil Buildings[S]. Beijing:China Building Industry Press,2012. (in Chinese)

[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.
Lu Yaoqing. Practical Design Manual for Heating and Air Conditioning[M]. 2nd ed. Beijing:China Architecture and Building Press,2008. (in Chinese)

[4] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
Tao WenQuan. Numerical Heat Transfer[M]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,2010. (in Chinese)

[5] 中国建筑科学研究院. GB50176—93 民用建筑热工设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,1993.
Chinese Construction Institution. GB 50176—93 Thermal Design Code for Civil Buildings[S]. Beijing:China Architecture and Building Press,2012. (in Chinese)

[6] 杨真静,唐鸣放,郑澍奎. 绿化屋顶室内热环境研究[J]. 土木建筑与环境工程,2010,32(4):80-84.
Yang Zhenjing,Tang Mingfang,Zheng Shukui. Indoor thermal environment for green roof[J]. Journal of Civil, Architectural and Environmental Engineering,2010,32(4):80-84. (in Chinese)

[责任编辑:刘 健]