

干式地板辐射供暖系统热工特性

同济大学 张东亮[☆]

南京师范大学 王子介

同济大学 张 旭

摘要 建立了干式地板辐射供暖系统传热模型并编制相关软件,对软件计算值作实验验证的结果表明,地板表面平均温度的软件计算值与实验值误差小于 10%,作用温度误差在 3% 范围内。应用软件计算得出,地板表面平均温度、室内空气温度和作用温度随管间距的增加而降低,随供回水平均温度的升高而升高,且室内空气温度变化率小于地板表面平均温度变化率。实验研究表明,水平和竖直方向作用温度分布均匀,竖直方向作用温度出现正的温度梯度。系统稳定时辐射换热量占总换热量的份额约为 60%,但相对于湿式地面供暖,地板表面温度分布均匀性略差。

关键词 干式地板辐射供暖 模型 实验

Thermal performance of dry-type floor panel heating system

By Zhang Dongliang[★], Wang Zijie and Zhang Xu

Abstract Presents the heat transfer model and develops the corresponding software. The experimental results show that the error between software calculation value and experimental result of the average floor temperature is less than 10% and that of the operation temperature is 3%. Based on the software calculation concludes that the average floor temperature, indoor air temperature and operation temperature are decreased with increasing of the tube spacing and increased with increasing of the average temperature of supply and return water. The change rate of the indoor air temperature is less than that of the average floor temperature. Experimental results show that the operation temperature distribution is uniform in both horizontal and vertical direction and the operation temperature gradient in vertical direction is positive. When the system reaches stable conditions, the radiant heat quantity occupies 60% of the total, but the floor temperature distribution is less uniform when compared with the wet-type floor panel heating system.

Keywords dry-type floor panel heating, model, experiment

★ Tongji University, Shanghai, China

①

0 引言

最近几年,地板辐射供暖技术在我国快速发展,其中绝大部分是含碎石混凝土填充层的所谓湿式地暖。由于加热快、减少层高损失、降低地面荷重等优点,干式地板辐射供暖技术得到了更多关注,近年来出现的“轻薄地暖”及毛细管用于地面供(冷)暖,也都属于或接近干式地(冷)暖范畴。目前,国内对于干式地板辐射供暖的理论和实验研究有所不足,对该系统热工特性的认识尚不充分,本文在前人对湿式地暖传热模型和热工特性研究的

基础上^[1-5],建立干式地暖的数学模型,编制相关软件,并搭建实验台对软件计算结果作实验验证和应用该软件得出相关结论。同时,通过实验分析系统稳定时地板表面温度分布、室内空气温度分布、对流热与辐射热等热工特性。

①[☆] 张东亮,女,1982年4月生,在读博士研究生
200092 上海四平路1239号同济大学济阳楼411室
(O) 13661450107
E-mail: zdl_101@163.com
收稿日期:2008-06-13
修回日期:2008-10-11

1 数学模型

1.1 传热特性

图1为干式地板辐射供暖板体结构示意图。根据传热学理论,处于水平空气夹层内的热水管由于其表面温度高于周围空气温度,在夹层中产生自然对流,管外侧、下方的空气因加热受浮升力作用向上运动,而远离管壁的空气则向下运动,两股流动边界层相互结合形成环流,整个夹层空间内产生以每根管路为中心,沿管长方向若干个有序的环流。这种现象与封闭有限空间、热面朝上冷面朝下的自然对流形成的有序蜂窝状环流几乎相似。因而,空气夹层中的热量传递是热对流和热辐射的综合作用,热流再以热传导的方式通过面层传递到地板表面,最后以热辐射和热对流两种方式与室内其他表面和空气换热,另一部分热量以热传导的方式通过铝箔、保温板和楼板层向下传热。

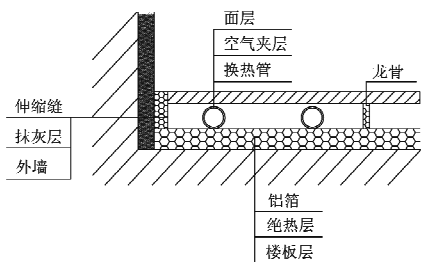


图 1 干式地板辐射供暖板体结构示意图

1.2 传热模型

图 2 为干式地板辐射供暖模拟网络图。图中, δ_1, δ_2 和 δ_3 分别为面层、空气夹层和保温层的厚度; t_w 为室外空气温度; t_n 为室内空气温度; t_{tp} 为与地面进行辐射换热的房间各表面温度的加权平均值; $t_{s, pj}$ 为地板表面平均温度; t_h 为面层下表面温度; t_{st} 为供暖管表面温度; t_{bo} 为保温层底部平均温度; R_0 为室内外空气传热热阻; R'_0 为室内空气与围

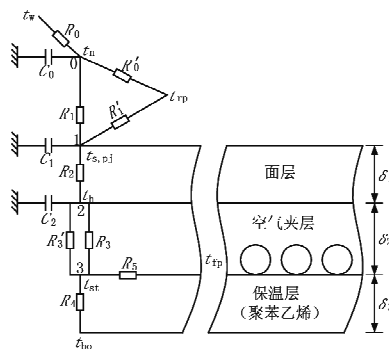


图2 干式地板辐射供暖模拟网络

护结构表面之间的传热热阻; R_1 为室内空气与地板表面之间的传热热阻; R'_1 为地面与房间其余表面之间的辐射热阻; R_2 为地面面层材料的导热热阻; R'_3 为空气夹层的辐射换热热阻; R_3 为空气夹层的对流换热热阻; R_4 为保温层导热热阻; R_5 为管壁传热热阻; C_0 为空气的热容; C_1 为地面面层热容; C_2 为空气夹层热容。

$$t_{\text{rp}} = \frac{\sum_{i=2}^7 F_i t_{\text{bi}}}{\sum_{i=2}^7 F_i} \quad (1)$$

式中 $F_i (i=2\sim 7)$ 分别为东、南、西、北墙, 顶板和窗户的面积, m^2 ; t_{bi} 为与 F_i 相对应的围护结构表面温度, $^{\circ}\text{C}$; 在室内空气流速较小情况下, t_{rp} 可认为等于室内平均辐射温度 MRT 。

由图 2 中点 0 的热平衡关系,可得点 0 的热平衡方程:

$$C_0 \frac{dt_n}{d\tau} = K_1 F_1(t_{s,pj} - t_n) + K_0 \sum_{i=2}^7 F_i(t_w - t_n) + K'_0 \sum_{i=2}^7 F_i(t_{rp} - t_n) \quad (2)$$

式中 τ 为时间, s; K_1 为室内空气与地板表面间的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; F_1 为地面的面积, m^2 ; K_0 为室内外空气间传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, $K_0 = (K_d F_d + K_{wi} F_{wi} + K_w F_w) / \sum F$, 下标 d, wi, w 分别表示外门、外窗、外墙; K'_0 为除地面外其余室内表面与空气间的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

点 1 的热平衡方程为

$$c_{p1} \rho_1 v_1 \frac{dt_{s,pj}}{d\tau} = Q_{r1} + Q_{cl} + Q_{d1} \quad (3)$$

式中 c_{p1} 为面层的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ_1 为面层的密度, kg/m^3 ; v_1 为面层的体积, m^3 ; Q_{r1} 为地板表面与房间其他表面的辐射换热量, W ; Q_{c1} 为地板表面与空气间的表面传热量, W ; Q_{d1} 为空气夹层上表面与地板上表面间的导热换热量, W 。

$$Q_{rl} = \frac{\sigma_b(T_{rp}^4 - T_{s,pj}^4)F_1}{\left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) + \frac{1}{X_{1,2}} + \frac{F_1}{\sum_{i=2}^7 F_i} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} \quad (4)$$

$$Q_{cl} = \alpha_1 F_1(t_n - t_{s,pi}) \quad (5)$$

$$Q_{dl} = F_1(t_h - t_{s,pj}) \frac{\lambda_1}{\delta_1} \quad (6)$$

式(4)~(6)中 σ_b 为斯忒藩-玻耳兹曼常量, $\sigma_b =$

$5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; $T_{s,pj}, \epsilon_1$ 分别为地板上表面的热力学平均温度(K)和表面发射比; T_p, ϵ_2 分别为其余各表面的热力学温度的加权平均值(K)和表面发射比; $X_{1,2}$ 为地板对其他表面的整体角系数; λ_1 为面层的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; α_1 为地板表面与空气间的表面传热系数, 属于无限大空间自然对流换热、热面朝上湍流问题, $\alpha_1 = Nu\lambda/l$, $Nu = 0.15(Gr \cdot Pr)^{1/3}$ 。

将式(5),(6)代入式(3), 注意到 $v_1 = F_1 \delta_1$, 各项同除以 F_1 可得

$$c_{p1} \rho_1 \delta_1 \frac{dt_{s,pj}}{d\tau} = \frac{Q_{c1}}{F_1} + \alpha_1 (t_n - t_{s,pj}) + \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_h - t_{s,pj}) \quad (7)$$

点 2 的热平衡方程为

$$c_{p2} \rho_2 \delta_2 \frac{dt_h}{d\tau} = K_2 (t_{s,pj} - t_h) + \frac{Q_{c2}}{F_1} + \frac{Q_{c2}}{F_1} \quad (8)$$

$$Q_{c2} = \epsilon_3 \sigma_b (T_{st}^4 - T_h^4) F_1 \pi dL \quad (9)$$

$$Q_{c2} = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{st} - t_h) F_1 \pi dL \quad (10)$$

式(8)~(10)中 c_{p2} 为空气夹层中空气的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ_2 为空气夹层中空气的密度, kg/m^3 ; K_2 为面层的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; λ_2 为空气夹层的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; d 为换热管直径, m ; T_{st} 和 ϵ_3 分别为保温层上表面的热力学平均温度(K)和表面发射比; T_h 为面层下表面的热力学平均温度, K ; L 为单位面积地板对应的换热管长度, $L = F_1/l$, 其中 l 为管的总长。

这是有限空间的自然对流换热问题, 属于水平夹层、热面在下, 气体 $Gr_0 < 1700$, 可按纯导热过程计算^[6]。

点 3 的热平衡方程为

$$c_{pg} \rho_g \delta_g \frac{dt_{st}}{d\tau} = -\frac{Q_{c2} + Q_{c2}}{F_1} + \frac{\lambda_g}{\delta_g} (t_{lp} - t_{st}) \pi dL + \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_{bo} - t_{st}) \pi dL \quad (11)$$

式中 t_{lp} 为管内热水的平均温度, $t_{lp} = (t_e + t_o)/2$, t_e 和 t_o 分别为供、回水温度, $^{\circ}\text{C}$; c_{pg} 为换热管的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ρ_g 为换热管的密度, kg/m^3 ; δ_g 为换热管的壁厚, m ; λ_g 和 λ_3 分别为换热管管壁和保温层的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

当需要研究管径和埋管密度的影响时, 热水带给地板的总热量 Q_z 可用下式计算:

$$Q_z = F_1 \pi dL (t_{lp} - t_{st}) \frac{\lambda_g}{\delta_g} \quad (12)$$

忽略地板(或楼板)直接向室外的热损失, 可以得到向下的传热量 Q_{db} :

$$Q_{db} = Q_z - Q_{d1} \quad (13)$$

1.3 实验验证与应用

模拟计算中, 可以固定室内空气温度计算供回水温度和水流量, 也可以固定供回水参数计算一定室外温度下的室内温度。为了便于应用, 开发出相关软件用以计算不同供回水温度、管间距和室外空气温度条件下图 2 中各个节点的温度、系统供热量和室内空气温度。该软件使用 Visual Basic 语言编译。

选取 4 种实验工况(实验装置见 2.1 节), 通过实验得到相应数据, 并用该数据来验证相应工况下的软件计算值, 工况参数和验证结果分别见表 1、图 3 与图 4。

表 1 工况参数 1

工况	供水温度/ $^{\circ}\text{C}$	回水温度/ $^{\circ}\text{C}$	水流量/ (g/s)	室外温度/ $^{\circ}\text{C}$
1	53.3	50.3	178.7	8.6
2	53.0	50.0	178.7	8.3
3	54.0	51.0	159.8	8.2
4	54.3	51.3	159.8	8.4

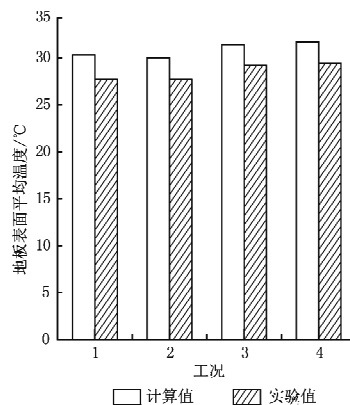


图 3 地板表面平均温度校核

考虑到平均辐射温度与室内空气温度的综合作用, 这里引入作用温度的概念, 其定义为: 假设在一个各表面温度相同的绝热黑体表面构成的封闭空间里, 人体与周围的辐射与对流换热量之和与在一个实际房间里的换热量一样, 则将这一黑体封闭空间的表面温度称为实际房间的作用温度。

结果表明: 地板表面平均温度的软件计算值与实验值误差不得超过 10%, 作用温度误差在 $\pm 3\%$ 范

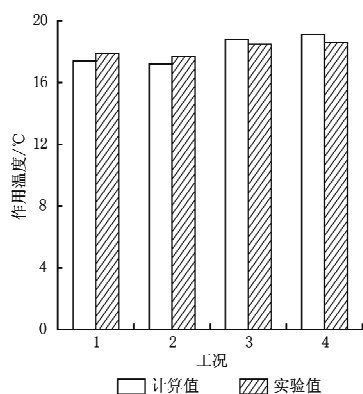


图4 作用温度校核

围内,说明采用各节点热平衡方程编程,并用楼板向下热损失系数作修正的模型能够保证良好的精度。

作为模型应用,将管间距和供回水平均温度变化对各项温度(指地板表面温度、室内空气温度、作用温度)的影响作分析,输入可变参数及表2和表3中基本工况参数分别得到图5和图6。

表2 工况参数2

供水温度/°C	回水温度/°C	水流量/(g/s)	室外温度/°C
55	52	160	8.2

表3 工况参数3

管间距/mm	供回水温差/°C	水流量/(g/s)	室外温度/°C
100	3	160	8.2

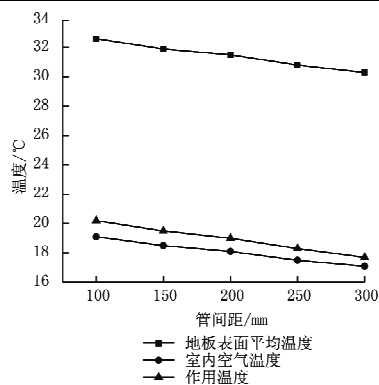


图5 温度随管间距的变化

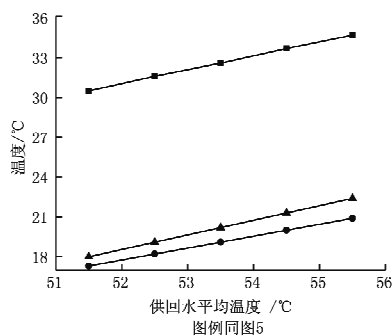


图6 温度随供回水温度的变化

由图5和图6可以看出,地板表面平均温度、室内空气温度和作用温度随管间距的增加而降低,随供回水平均温度的升高而升高;室内空气温度变化率小于地板表面平均温度变化率,这是由于空气的比热容比复合木地板的比热容稍大,即空气温度升高1 °C所需热量比复合木地板温度升高1 °C所需热量多;作用温度变化率与地板表面平均温度变化率大致相同;作用温度比室内空气温度高1 °C左右,这是因为作用温度综合考虑了环境与人体的对流换热与辐射换热。

2 实验研究

2.1 实验装置

2.1.1 测试房间与供暖系统

实验室位于南京师范大学紫金校区,由测试房间和补偿套间两部分组成,如图7所示。补偿套间的作用是模拟室外气象条件,该套间又兼作设备间,测试房间和补偿套间之间用240 mm厚的墙分隔,内外各粉刷20 mm厚,传热系数为1.97 W/(m²·K)。

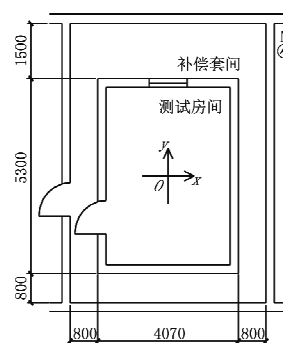


图7 实验室示意

供暖系统如图8所示,地源热泵机组制得的热水经水泵加压送至分水器,由分水器分到各个回路,流经盘管后回到集水器,再回到地源热泵机组。地板结构层采用管间距100 mm、回字形铺设方式,供回水管管径均为DN16。

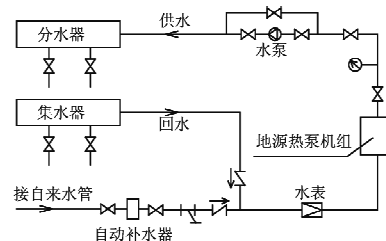


图8 干式地板辐射供暖系统示意

2.1.2 测量仪器与方案

壁面温度用红外线测温仪测量,量程为 $-32\sim 535\text{ }^{\circ}\text{C}$,测量误差为 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。空气温湿度用温湿度计测量,干球温度量程为 $-20\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$,测量误差为 $\pm 0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度量程为 $10\%\sim 95\%$,测量误差为 $\pm 3\%$ 。水流量用超声波流量计测量,量程为 $0\sim 32\text{ m/s}$,测量误差为 $\pm 1\%$ 。供回水温度由供回水管上的温度表直接读出,量程为 $0\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

分别测量地板表面、墙面、外窗和屋顶的壁面温度,室外空气温度和房间中央距离地面 $0.1, 1.1$ 和 1.7 m 高度处的空气温度,这些测点温度每隔 1 h 测量一次。由于系统运行过程中供回水流量恒定,故水流量测量一次即可。

2.2 实验结果与分析

2.2.1 地板表面温度分布

以房间中央的点为原点建立坐标系如图7所示。测量部分测点的地板表面温度,由于房间外门为西门且偏南,门开度范围内没有铺设地埋管,以及门缝的冷风渗透作用,西南角测点的地面温度偏低,予以剔除,测量结果见表4。

表4 地板表面温度分布 $^{\circ}\text{C}$

y/m	x/m						
	-1.25	-1.0	-0.5	0	0.5	1.0	1.25
-1.25			27.4	29.4	29.4	26.4	28.2
-1.0	22.0	21.8	27.2	28.4	28.8	26.8	26.8
-0.5	27.6	27.8	27.4	27.4	27.2	30.4	29.0
0	22.6	23.2	23.8	28.4	27.4	26.8	25.4
0.5	28.4	29.2	27.4	26.2	26.4	28.2	24.6
1.0	27.8	29.6	27.8	29.0	28.8	27.6	22.8
1.25	28.4	28.8	29.8	29.8	28.8	28.8	21.4

从表4可以看出,地板表面温度分布不均匀。原因在于空气夹层中的热量传递是热对流和热辐射的综合作用,且空气夹层的蓄热效果差,故靠近热水管的地方对应的地板表面温度较高,而远离热水管的地方对应的地板表面温度较低,使得地板表面温度均匀性较差。

2.2.2 室内空气温度分布

干式地暖系统和其他供暖系统的供暖机理不同,必然会产生不同的室内空气温度分布。图9, 10为本实验测得的几组不同位置测点($x=0$)在系统稳定后同一时刻室内空气温度的分布图。

由图9可知,同一高度不同测点的水平温度梯度小于 $0.3\text{ }^{\circ}\text{C/m}$,水平方向作用温度分布均匀。由图10可知,测点之间温差小于 $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,竖直温度梯度小于 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C/m}$,竖直方向作用温度分布均匀,

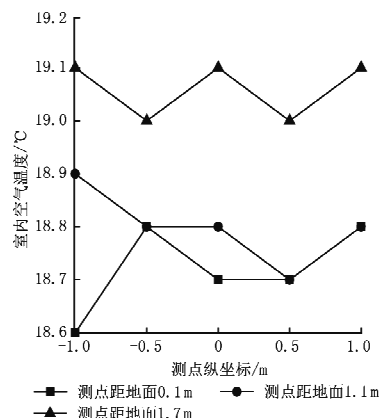


图9 水平方向作用温度分布

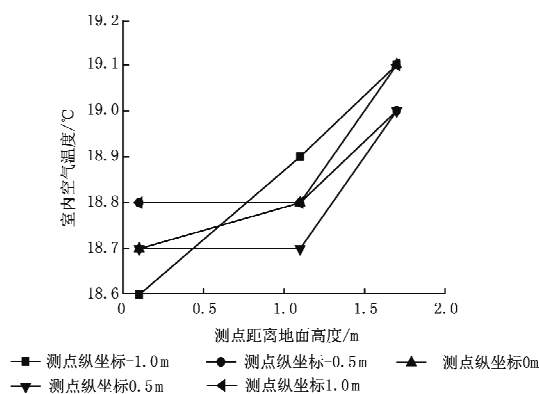


图10 竖直方向作用温度分布

且随高度呈递增趋势,这是由自然对流条件下热空气上升引起的。

2.2.3 辐射热与对流热

根据杰勃哈特法^[7]计算得出地板净辐射换热量,图11为两次实验中地板净辐射换热量在系统从启动到稳定过程中随时间的变化图,地板净辐射换热量在系统开启的前 3 h 内递增,之后趋于稳定,热稳定性好。

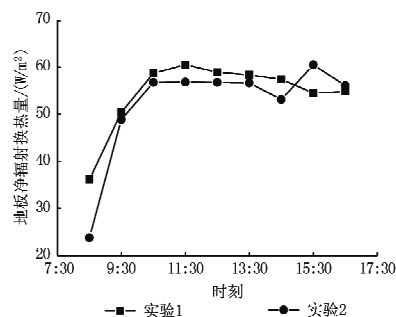


图11 地板净辐射换热量随时间变化曲线

地板与室内空气间的对流换热属于无限大空间自然对流换热、热面朝上湍流问题,根据式(5)计

算得出系统稳定时地板与室内空气间的对流换热量。结果表明,两次实验达到稳定时的自然对流换热系数大致相同,均为 $3.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右,两次实验达到设计温度 18°C 时,辐射换热量占总换热量的份额分别为 59.5% 和 61.4%,说明干式地暖系统中辐射换热量所占的比例比一般对流供暖系统大得多。

3 结论

3.1 实验表明基于传热模型的软件计算结果能够保证良好的精度。

3.2 通过软件计算得出以下结论:地板表面温度、室内空气温度和作用温度随管间距的增加而降低,随供回水平均温度的升高而升高,且室内空气温度变化率小于地板表面平均温度变化率,作用温度比室内空气温度高 1°C 左右。

3.3 水平和竖直方向作用温度分布均匀,竖直方向作用温度出现正温度梯度。

3.4 地板净辐射换热量在系统开启的前 3 h 内递增,之后趋于稳定,热稳定性好。

3.5 系统稳定时,辐射换热量占总换热量的份额

约为 60%,说明干式地暖系统中辐射换热量所占比例比一般对流供暖系统大得多。

3.6 由于地板层结构特点及传热机理不同,相对于湿式地板供暖,地板表面温度分布均匀性略差。

参考文献:

- [1] 王子介. 地板辐射供暖与辐射供冷[M]. 北京:机械工业出版社,2004
- [2] 冯晓梅,肖勇全. 低温地板辐射供暖特性参数的研究[J]. 暖通空调,2004,34(1):1-4
- [3] 邱林,游旻昱,陆宽. 湿式与干式铺设方式地板采暖的数值模拟分析[J]. 北京建筑工程学院学报,2002,18(4):21-25
- [4] 杨巍,张于峰,王荣光. 低温地板辐射供暖的传热模拟[J]. 暖通空调,2001,31(1):73-75
- [5] Sattari S, Farhanieh B. A parametric study on radiant floor heating system performance [J]. Renewable Energy, 2006, 31(10):1617-1626
- [6] 章熙民,陈泽霖,梅飞鸣. 传热学[M]. 4 版. 北京:中国建筑工业出版社,2001
- [7] 余其铮. 辐射换热基础[M]. 北京:高等教育出版社,1990

• 会讯 •

“燃气锅炉防腐紧凑型烟气冷凝热回收器研发”成果 专家咨询研讨会

北京建筑工程学院王随林教授负责的北京市教委成果转化项目“燃气锅炉防腐紧凑型烟气冷凝热回收器研发”课题组于 2009 年 7 月 17—18 日组织召开了该项目专家咨询研讨会。特邀专家及课题组成员共 30 人参加了会议。

该课题组自主研发了最新防腐技术和烟气冷凝条件下强化传热传质技术,对多项关键技术进行有效集成,研制出高效紧凑防腐型烟气冷凝热能回收装置,解决了一般同类产品尚未解决的问题。可用于天然气热能动力设备烟气余热回收利用,包括排烟显热和天然气燃烧过程中产生的大量水蒸气凝结潜热。该装置已在天然气锅炉房和直燃机房节能改造工程中应用了三个冬季。跟踪实测表明,排烟温度可降到 50°C 以下,节能率达 10% 以上,可使按低热值计锅炉热效率达到 100%,可回收利用约 1 t/d 锅炉烟气冷凝水,相应减少 NO_x 和 CO_2

等排放,并具有耐腐蚀、体积小、流动阻力小、质量轻、初投资低、原材料可回收利用、全寿命周期废弃物少等突出优点。2007 年经省部级鉴定为国际先进和国内领先成果,是北京市供热协会重点推荐的天然气高效利用节能新技术,2009 年作为北京市六项供热节能技术成果中余热回收技术标志性成果在 2009 中国北京国际节能环保展览会北京市市政市容管理委员会政府成果展区和供热节能成果展专区分别展出,最近成为北京市科委和发改委推荐的首都高校知名教授科技成果与区县对接项目。

与会专家认为,课题组取得了具有重要学术意义和实用价值的创造性成果,其产业化推广应用,将可实现巨大的社会经济效益。建议加强与更多有远见、实力雄厚的企业合作,加快产业化推广应用。

(北京建筑工程学院环境与能源学院)