

文章编号: 0254-0096 (2003) 06-0789-06

被动式太阳能温室-采暖房中对流传热的数值分析

陈 威¹, 刘 伟¹, 华 贲²

(1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074; 2. 华南理工大学化学工程研究所, 广州 510641)

摘 要: 针对一种被动式太阳能温室-采暖房, 分析采暖房北墙采用或不采用隔热保温措施时, 温室-采暖房内的温度和气流分布情况, 模拟具有蓄热层的太阳能温室-采暖房中的对流传热, 研究温室-采暖房中采用岩石床吸收和贮存太阳能的传输特性。

关键词: 太阳能; 温室; 采暖; 蓄热; 对流传热

中图分类号: TK 124 文献标识码: A

0 引 言

利用太阳能采暖可节省大量能源, 减轻环境污染, 具有明显的经济、环境和社会效益。太阳能采暖系统的类型有很多, 其中温室(或附加日光间)太阳能采暖获得了成功的应用^[1]。本文设计一种利用“温室效应”的被动式太阳能采暖房, 在温室及采暖房底部铺设岩石, 作为吸收和贮存太阳能的介质。针对此太阳能温室-采暖系统, 研究在采暖房的北墙采用或不采用隔热保温措施时的温度及气流分布, 分析以岩石作为蓄热层时, 岩床的传输性质对太阳能温室-采暖房的蓄热作用。

1 数学物理模型

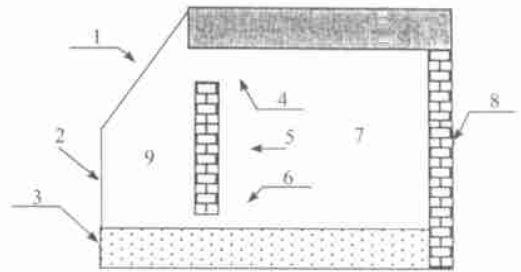
1.1 物理模型

如图 1 所示, 被动式太阳能温室-采暖房坐北朝南, 由温室、采暖房、蓄热层和围护结构组成。温室在采暖房的南面, 顶部向南倾斜。温室与采暖房的隔墙的上下端设有通风口, 温室侧的隔墙表面对太阳光的吸收率较大, 隔墙内为保温材料。温室顶部和东、西、南面为透明玻璃结构; 温室及采暖房底部为蓄热床, 充填岩石等蓄热介质。

1.2 太阳能温室-采暖房的热平衡

太阳能温室-采暖房的固体表面温度可以通过热平衡方程求出。在热平衡分析中, 作假设: ①忽略温室室内空气的温度差异, 近似为集总热容体; ②

将采暖系统内空气视为辐射透明体; ③参与换热的蓄热层表面和围护结构的温度均匀, 视为灰体; ④采暖房的围护结构和顶部采用隔热保温材料, 视为绝热。



1. 温室顶部; 2. 温室围护结构; 3. 蓄热层; 4. 上通风口; 5. 隔墙; 6. 下通风口; 7. 采暖房; 8. 北墙; 9. 温室

图 1 被动式太阳能温室-采暖房示意图

Fig. 1 Schematic of passive solar heating room with green house and heat storage

1.2.1 温室采暖房内空气的热平衡

$$\rho_a c_a V_a \frac{dT_a}{d\tau} = Q_{cgi} + Q_{cs} + Q_{cw}$$

其中, ρ_a 、 c_a 、 V_a 、 T_a ——分别为采暖系统空气的密度、比热容、容积、温度; τ ——为时间; Q_{cgi} ——空气与温室顶部玻璃及围护结构玻璃内表面的对流换热; Q_{cs} ——空气与蓄热层表面的对流换热; Q_{cw} ——空气与隔墙在温室侧表面的对流换热。

收稿日期: 2002-09-02

基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目(No. G2000026303);

国家自然科学基金项目(No. 59976010); 教育部博

士点基金项目(No. 2000048731)。

1. 2. 2 温室顶部及玻璃围护结构的热平衡

$$Q_{gsun} + Q_{sky} + Q_{rg} + Q_{egi} + Q_{ego} = 0$$

其中, Q_{gsun} ——玻璃围护结构所吸收的太阳辐射(包含直射、散射、反射)热; Q_{sky} ——温室顶部玻璃与天空的辐射换热; Q_{rg} ——温室玻璃围护结构与温室内环境的辐射换热; Q_{ego} ——温室玻璃围护结构与温室外环境的对流换热。

1. 2. 3 温室与采暖房隔墙在温室侧的热平衡

$$k_w \frac{dT_w}{dx} = Q_{wsun} + Q_{cw} + Q_{rw}$$

其中, k_w 、 T_w ——分别表示温室隔墙吸热层的导热系数、温度; Q_{wsun} ——隔墙温室侧表面所吸收的太阳辐射(包含直射、散射、反射)热; Q_{rw} ——隔墙温室侧表面与温室内环境的辐射换热; x ——温室隔墙吸热层的深度坐标。

1. 2. 4 温室蓄热层表面的热平衡

$$k_s \frac{dT_s}{dy} = Q_{ssun} + Q_{cs} + Q_{rs}$$

其中, k_s 、 T_s 、 y ——分别为蓄热层的导热系数、温度、深度坐标; Q_{ssun} ——蓄热层表面所吸收的太阳辐射(包含直射、散射、反射)热; Q_{rs} ——蓄热层表面与温室和采暖房内环境的辐射换热。

1. 3 太阳能温室-采暖系统数学模型

在对系统的温度分布、气体流动进行计算分析时,认为 Boussinesq 假设成立,采用低 Re 数 $k-\epsilon$ 模型^[2]。

连续性方程: $\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0$

动量方程: $\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}) + S$

其中, u 、 v 时, $\Gamma = \mu_{eff} = M + \mu_t$ 。 μ 、 μ_t 分别为流体的分子粘性和湍流粘性系数。

当 ϕ 为 u 时, 源项:

$$S = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})$$

当 ϕ 为 v 时, 源项:

$$S = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \rho g \beta (T - T_c)$$

其中, ρ 、 β 、 T_c 分别为空气密度、体积膨胀系数、参考点的温度。

能量方程: $\frac{\partial(\rho T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y}$

$$= \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial T}{\partial y}) + S$$

其中, $\Gamma = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}$ 。源项 $S = 0$ 。

脉动动能 k 方程和脉动动能耗散率 ϵ 方程:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}) + S$$

其中, 当 ϕ 为脉动动能 k 时, $\Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$; 源项:

$$S = \mu_t G - \rho \epsilon - 2\mu (\frac{\partial k^{1/2}}{\partial y})^2;$$

当 ϕ 为脉动动能耗散率 ϵ 时, $\Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$; 源

项: $S = \frac{\epsilon}{k} c_1 f_1 \mu_t G - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} f_2 + 2 \frac{\mu \mu_t}{\rho} (\frac{\partial^2 u}{\partial y^2})^2 G$

$$= \frac{\mu_t}{\rho} \{ 2[(\frac{\partial u}{\partial x})^2 + (\frac{\partial v}{\partial y})^2] + (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})^2 \}$$

$$\mu_t = c_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}, f_\mu = \exp(\frac{-2.5}{1 + Re_t/50}),$$

$$f_2 = 1 - 0.3 \exp(-Re_t^2), Re_t = \rho k^2 / (\epsilon \mu)$$

$$f_1 = 1, c_\mu = 0.09, c_1 = 1.44, \sigma_k = 1, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_t = 1$$

1. 4 蓄热层数学模型

蓄热层通常为岩石床, 可视为多孔介质, 认为 Boussinesq 假设成立, 采用 Brinkman-Forchheimer Extended Darcy 模型^[3]。

连续性方程: $\frac{\partial(\rho u_d)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_d)}{\partial y} = 0$

动量方程:

$$\frac{\rho}{\theta} (\frac{\partial u_d}{\partial \tau} + u_d \frac{\partial u_d}{\partial x} + v_d \frac{\partial u_d}{\partial y}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu_m \frac{\partial u_d}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_m \frac{\partial u_d}{\partial y}) - (\frac{\mu}{K} + \frac{\rho C \theta}{\sqrt{K}} |v_d|) u_d$$

$$\frac{\rho}{\theta} (\frac{\partial v_d}{\partial \tau} + u_d \frac{\partial v_d}{\partial x} + v_d \frac{\partial v_d}{\partial y}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu_m \frac{\partial v_d}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu_m \frac{\partial v_d}{\partial y}) - (\frac{\mu}{K} + \frac{\rho C \theta}{\sqrt{K}} |v_d|) v_d + \rho g \beta (T - T_c)$$

能量方程: $\rho c_p (\frac{\partial T}{\partial \tau} + u_d \frac{\partial T}{\partial x} + v_d \frac{\partial T}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial x} (k_m \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (k_m \frac{\partial T}{\partial y})$

其中, u_d 、 v_d ——蓄热层的达西速度; k_m ——表示蓄热层的表观导热系数。

$$k_m = (1 - \theta)k_s + \theta k_a, \mu_m = \mu / \theta, K = \frac{d_b^2 \theta^3}{175(1 - \theta)^2},$$

$$C = \frac{1.75}{\sqrt{175}} \theta^{-3/2}$$

其中, k_a 、 k_s ——分别表示空气和蓄热层固体骨架的导热系数; θ μ_m ——分别表示蓄热层孔隙率、蓄热层内流体的有效粘度; K 、 C ——分别表示蓄热层的渗透率、惯性系数; d_b ——岩石粒径。

1.5 边界条件及初始条件

温室顶部及玻璃围护结构表面: $T = T_g, u = 0, v = 0$

温室底部蓄热层表面: $T = T_s,$

$$u|_{y=h_p^-} = u|_{y=h_p^+}, v|_{y=h_p^-} = v|_{y=h_p^+}, p|_{y=h_p^-} = p|_{y=h_p^+}$$

$$p|_{y=h_p^+}, \mu_m \left(\frac{\partial u_d}{\partial y} + \frac{\partial v_d}{\partial x} \right) \Big|_{y=h_p^-} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \Big|_{y=h_p^+}$$

h_p 为采暖系统底部蓄热层的高度。

温室与采暖房隔墙在温室侧表面:

$$T = T_w, u = 0, v = 0$$

蓄热层底部及四周边界:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0, u = 0, v = 0$$

初始条件: $\tau = 0, T = \text{const}, u = 0, v = 0$

$$\text{气象条件: } T_{ao}(\tau) = \overline{T_{ao}} + T_{ar} \cos \left[\frac{\pi}{12} (\tau - 14) \right]^{[4]},$$

$$G_{sun}(\tau) = \overline{G_{sun}} \sin \left(\frac{\tau - a}{b - a} \pi \right)^{[5]} \quad (a < \tau < b)$$

其中, $\overline{T_{ao}}$ 、 T_{ar} ——分别为环境气温的日平均值、日变化值; $\overline{G_{sun}}$ ——太阳日辐射的最大值; a 、 b ——分别为日出、日落时刻。本文数值计算所取气象参数 $\overline{T_{ao}}$ 、 T_{ar} 、 $\overline{G_{sun}}$ 、 a 、 b 分别为 15°C 、 6°C 、 $350\text{W}/\text{m}^2$ 、6 时、18 时。

2 数值计算与结果讨论

温室-采暖空间内的气体流动与岩石蓄热层内的气体流动相互影响, 在研究系统内的传热与流动时, 将两者耦合起来考虑。视采暖系统内空气为辐射透明体, 固体边界是采暖系统吸收太阳辐射的媒介。数值模拟太阳能温室-采暖房和蓄热层的温度分布、气体流动时采用有限差分法。蓄热层模拟对象为岩石床。稳态计算时, 环境温度为 10°C 。网格式分为 128×138 。

2.1 受采暖房北墙影响的计算结果

由图 2、图 3 可见, 太阳能温室-采暖系统中, 蓄热层表面、隔墙温室侧表面的温度较高, 是系统吸收和贮存太阳能的主要载体。温室内的平均温度高于环境温度近 20°C 。在温室顶部与温室南面玻璃围护结构之间的区域, 由于玻璃与环境进行换热, 其温度相对较低, 而温室与采暖房之间的上通风口处的温度相对较高, 而且, 离上通风口的距离越远, 采暖房的温度会越低。采暖房的北墙、地面和温室与采暖房之间的下通风口处的温度相对较低。温度较高的温室气流从上通风口进入采暖房, 温度较低的采暖房气流从下通风口返回温室, 形成气流循环。采暖房间的平均温度高于环境温度 10°C 以上, 满足采暖的需求。从蓄热层的温度分布可见, 相对采暖房侧, 蓄热层在温室侧的温度较高。在没有太阳辐射时, 采暖房侧蓄热层直接供给房间热量, 温室侧蓄热层则通过气流循环加热和蓄热层导热等方式来提高房间温度。

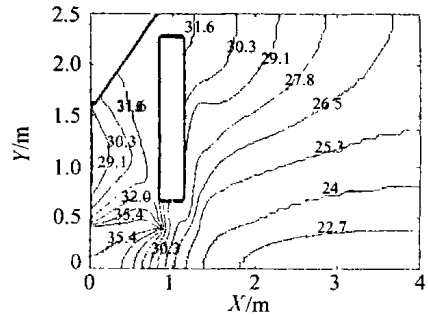


图 2 岩床粒径为 4cm, 房间北墙隔热时太阳能温室-采暖系统的等温线

Fig. 2 Isotherms in solar heating system with insulated north-wall and rock diameter of 4cm in rock bed

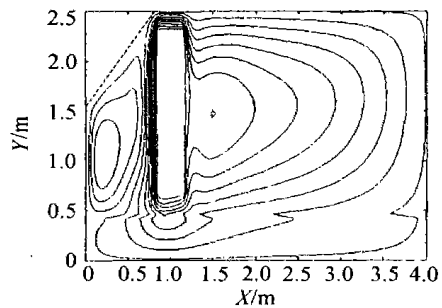


图 3 岩床粒径为 4cm, 房间北墙隔热时太阳能温室-采暖系统的流函数分布

Fig. 3 Stream lines in solar heating system with insulated north-wall and rock diameter of 4cm in rock bed

在隔墙蓄热层、岩石床蓄热层的热作用下，采暖房的气流形成环流。温室侧隔墙表面温度对采暖房温度影响较大，应增加温室侧隔墙表面对太阳能的吸收，以提高采暖房间的温度。温室底部蓄热层表面吸收的太阳能，一部分由蓄热层贮存，另一部分供给温室增温，使温室内形成环流。在隔墙下通风口处，蓄热层温室侧与采暖房侧的温度相差较大，因此，温室岩床蓄热层在下通风口处的气体流动与换热较强。

由图 4、图 5 可见，采暖房北墙体未采用隔热措施，温室与采暖房之间的上通风口温度相对较高，房间内北墙附近气温较低，气体通过北墙与室外环境进行热交换，降低了采暖房的温度，因而影响房间的采暖效果。采暖房的气体流动由房间温度分布决定，在采暖房间内可见两个明显的气流漩涡。

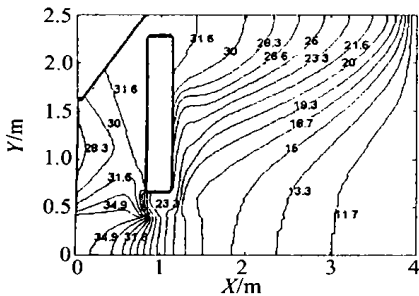


图 4 岩体床粒径为 4cm，房间北墙体未隔热时太阳能温室-采暖系统的等温线

Fig 4 Isotherms in solar heating system with un-insulated north-wall and rock diameter of 4cm in rock bed

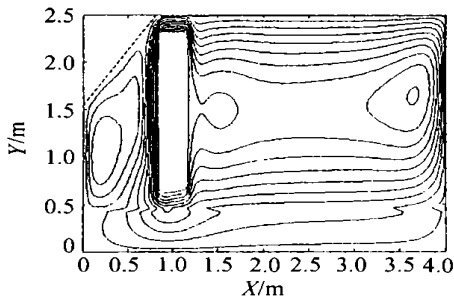


图 5 岩体床粒径为 4cm，房间北墙体未隔热时太阳能温室-采暖系统的流函数分布

Fig 5 Stream lines in solar heating system with un-insulated north-wall and rock diameter of 4cm in rock bed

2.2 受岩床蓄热层影响的计算结果

比较图 2、图 3 和图 6、图 7 中的采暖系统温度和气流分布图可见，以岩床为蓄热层时，若岩床

孔隙率一定，岩石直径的变化对岩床表面以上的气流和温度分布影响较小，对岩床内部的温度和气流分布影响较大。在岩床孔隙率为 0.25 和岩石粒径为 2.5cm 时，岩床内部气体流动相对较小，岩床传热以热传导为主。在岩床孔隙率为 0.25 和岩石粒径为 4cm 时，温室和采暖房的气流对岩床影响增大，岩床内部气体流动和对流传热加强。蓄热层靠近采暖房北墙附近温度相对提高。因此，岩床孔隙率一定时，增大岩石粒径可以促使岩床内部对流传热加强。

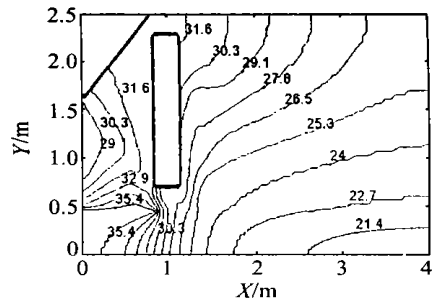


图 6 岩体床粒径为 2.5cm，房间北墙隔热时温室式太阳能采暖系统等温线

Fig 6 Isotherms in solar heating system with insulated north-wall and rock diameter of 2.5cm in rock bed

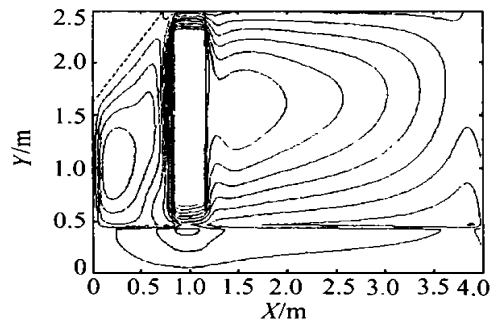


图 7 岩体床粒径为 2.5cm，房间北墙隔热时温室式太阳能采暖系统流函数分布

Fig 7 Stream lines in solar heating system with insulated north-wall and rock diameter of 2.5cm in rock bed

岩床不同深度处温度随时间变化见图 8。14 时以后，岩床内温度最高点，随时间逐步向岩床内推移。岩床内部温度在深 0.45m 处是逐步升高，在 20 时，岩床内部深 0.45m 处温度趋于稳定，高于岩床表面温度达 10℃以上。也即岩床能够不断向外释放所蓄集的热量，供采暖系统增温的需求。

由图 9 可以看出：在岩床孔隙率一定时，适当

增加岩石粒径, 可以增加岩床平均温度、贮热量。在岩石粒径大于一定值时, 增加岩床孔隙率, 岩床的平均温度可提高; 在岩石粒径小于一定值时, 温室气流对岩床内部的影响较小; 岩床孔隙率增加, 岩床的表观导热系数减小, 岩床的平均温度下降; 同时, 在岩床体积一定时, 岩石量的减少, 岩床贮存的热量降低。

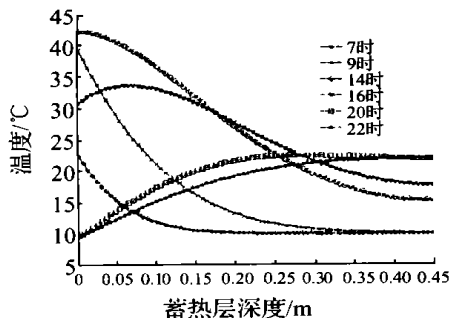


图 8 不同时间蓄热层的温度分布
Fig 8 Temperature distributions in the rock bed vs. time of day

3 实验验证

实验时, 分别在温室底部蓄热层 0.08 米和 0.15 米处, 布置了铜-康铜热电偶, 用数字电压表测量。温室室外温度采用水银温度计测量。速度采用微风速测量仪测量。辐射强度由太阳能辐射仪测量。实验数据与计算数据吻合较好(见图 10)。

4 结 论

太阳能温室蓄热型采暖房可充分利用太阳能供冬季采暖, 提高采暖房间温度 10 °C 以上, 节省能源。应加强采暖房墙体隔热保温, 提高采暖效果。吸热、蓄热、隔热是太阳能温室蓄热型采暖房的三个重要方面, 利用岩床等多孔材料作为吸热和蓄热介质时, 应合理选择多孔材料的粒径和孔隙率, 在孔隙率一定时, 适当增大粒径可以增加蓄热层的蓄热能力, 提高采暖效果。

[参考文献]

[1] William C Dickinson. Solar Energy Technology Handbook [M], New York, 1980; 130—131.
 [2] 陶文铨. 数值传热学(第 2 版)[M], 西安交通大学出版社, 2001; 385—392.
 [2] Tao Wen-Quan, Numerical Heat Transfer (Second Edition)[M], Xi'an Jiaotong University Press, 2001; 385—398.
 [3] Sung Jin Kim, Convective Heat Transfer in Porous and Overlying Fluid Layers Heated from Below[J], Int J Heat Mass Transfer, 1996, 39(2): 319—329.
 [4] 康绍忠. 土壤-植物-大气连续体水分传输的计算机模拟[J], 水利学报, 1992(3): 1—12.
 [4] Kang Shao-Zhong, Computer simulation of water transport in soil-plant-atmosphere continuum[J], Shui Li Xue Bao, 1992(3): 1—12.
 [5] 张素宁. 太阳辐射逐时模型的建立[J]. 太阳能学报, 1997, 18(3): 273—277.
 [5] Zhang Suning. The institution of the hourly solar radiation mode[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 1997, 18(3): 273—277.

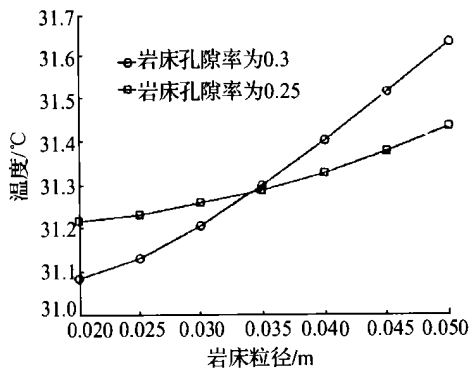


图 9 不同粒径蓄热层平均温度
Fig 9 Average temperature in the rock bed vs. different diameter of rock

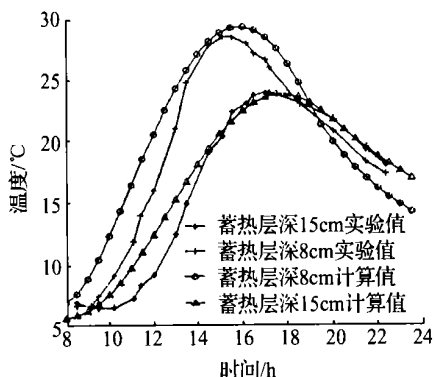


图 10 蓄热层的温度计算值与实验值比较
Fig 10 Comparison of heat storage layer temperature between calculating value and experimental data

NUMERICAL ANALYSIS OF CONVECTION HEAT TRANSFER IN PASSIVE SOLAR HEATING ROOM WITH GREENHOUSE AND HEAT STORAGE

Chen Wei¹, Liu Wei¹, Hua Ben²

(1. *School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;*

2. *Research Institute of Chemical Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China*)

Abstract: Heat transfer and flow in passive solar heating room with greenhouse has been studied. Heat-insulated wall of solar heating room has great effect on temperature distribution and gas flow in heating space of this solar system. Heat transfer and gas flow in rock bed worked as solar absorber and storage layer have also been studied, including transport properties.

Keywords: solar energy; green house; heating room; heat storage; convection heat transfer

联系人 **E-mail:** weiliu@public.wh.hb.cn