

doi: 10.3969/j.issn.1673-7237.2017.01.005

土坯热物性对储热装置充放热性能影响研究*

路阳^a, 寇宗丽^a, 王智平^a, 王克振^b, 赵静^a, 张楠^a
(兰州理工大学 a. 材料科学与工程学院; b. 热能与动力学院, 兰州 730050)

摘要: 储热系统的充放热能力直接关系到对太阳能的热利用率,对以土坯为储热材料的储热装置充放热性能进行了分析。对储热装置进行简化处理,并建立土坯二维、流体一维非稳态传热模型,利用该模型考察储热块密度、导热系数及比热容对储热装置储放热时长的影响。结果表明:储放热时长随着储热块密度的增大呈线性增大;随着导热系数的增大储放热时长先明显减小,增大到 $1.4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 后其对储放热时长的影响变小;储放热时长随着比热容的增大一直增大,热物性对储放热时长的影响可为合理选取储热材料提供参考。

关键词: 土坯储热装置; 热物性; 储放热时长; 数值模拟

中图分类号: TU111.4; TK51 **文献标志码:** A **文章编号:** 1673-7237(2017)01-0019-04

Charge and Discharge Performance of Thermal Storage Device of Adobe Thermal Properties

LU Yang^a, KOU Zong-li^a, WANG Zhi-ping^a, WANG Ke-zhen^b, ZHAO Jing^a, ZHANG Nan^a
(a. College of Materials Science and Engineering; b. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: The charge and discharge ability of the thermal storage system is directly related to the efficiency of solar energy heat utilization. So the charge and discharge performance of the thermal storage device filled the adobe block, which is heat storage material, is studied. By simplifying treatment for storing heat device, the unsteady-state heat transfer model includes two-dimensional of thermal storage materials and the one-dimensional of heat transfer fluid are established. Through the establishment of the heat transfer model, the effect of density, coefficient of thermal conductivity and specific heat capacity on thermal charge and discharge time length of thermal storage devices are learned, and the heat storage capacity of the apparatus is analyzed. The results show that the charge and discharge time length increases with the linear increase of density; Along with the growth of the coefficient of thermal conductivity, firstly, the charge and discharge time length increases obviously, and then when the coefficient of thermal conductivity rises to $1.4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{C})$, it has weaker effect on the charge and discharge time length; the charge and discharge time length always increases with the linear increase of density; the thermal properties can provide the reference for choosing suitable thermal storage materials.

Keywords: adobe thermal storage device; thermal properties; charge and discharge time length; numerical simulation

0 引言

太阳能热利用是将太阳光能转换为热能后加以利用的技术,是太阳能开发利用的重要方式之一。其

中建筑供暖是热利用领域研究的焦点,但由于太阳能的不稳定性和显著间歇性等缺点^[1-2],导致无法连续稳定地为建筑供暖,故需利用储热系统来合理调节建筑物负荷需求和太阳能辐射强度之间的时间差^[3],以改善其不足。北方地区太阳辐射强度高,但农村依旧使用燃烧秸秆和煤等方式来供暖,利用这种方式供暖

收稿日期: 2016-05-13; 修回日期: 2016-05-30

* 基金项目“十二五”国家科技支撑计划项目(2014BAA01B01); 甘肃省科技重大专项计划项目(1102GKDA049)

就伴有化石能源紧缺、环境污染和安全隐患等问题出现,因此在北方农村采用丰富、清洁的可再生能源—太阳能向建筑供暖有非常实际的意义。

根据储热方式的不同将储热系统分为显热储热、潜热储热、化学反应储热3种。上述3种方式中,显热储热是发展最早、最成熟的,也是应用最广泛的。它是指储热材料利用自身温度升高达到储热目的的一种储热方式,而通过利用该方式储热的材料被称为显热储热材料。常见的显热储热材料有土壤、水和卵石等,其中土壤因其来源广、成本低、易成型等优点,而被广泛利用^[4]。但目前,以土壤为储热材料的储热方式主要为地埋管式土壤储热^[5-10],而以土坯作为储热材料的储热方式研究甚少。采用土坯为储热材料的储热装置可以布置于地板下向室内辐射散热,也可以火炕形式存在于房间内供暖。

本文设计制造 $0.152 \times 0.072 \times 0.02 \text{ m}^3$ 大小土坯储热材料,空气为传热介质的储热装置,通过建立储热块二维非稳态传热模型和流体一维非稳态传热模型,在MATLAB软件平台上采用有限差分法求解模型,并结合实验验证模型的准确性。利用该模型研究储热块热物性参数对储热装置储放热性能的影响。

1 土坯储热结构简介

土坯储热装置为内填充土坯的长方体装置。因土坯为块状的,故又称为储热块。如图1所示,其在轴向以“Z”字型摆放,在宽度方向以一定间隙与左右两边储热块隔开且平行放置,高度方向上层与层间以长度方向为轴形成镜面对称关系。采用图1中的摆放方式可在装置体积不变时摆放更多储热块,提高空间利用率,增加储热量以更好地满足供暖末端用热需求。同时,“Z”字型摆放方式可以提高流体的湍流程度,使得流体与储热块充分换热提高充放热效率。层与层之间的镜面对称是出于储热装置结构稳定性的考虑。

2 物理数学模型及求解

土坯储热装置外包裹双层保温材料,其内竖立方板状土坯,储放热阶段热流体以均匀温度自装置进口沿轴向流过储热块完成热量交换。热流体区域按一维对流扩散处理,仅考虑流动 y 方向温度变化。储热块区域按二维导热处理,考虑储热块厚度 x 方向和流动 y 方向温度变化,忽略储热块高度方向 z 的导热。图2所示为储热装置计算区域。

为简化分析,做如下假设:

(1) 将 y 方向以“Z”字型摆放的 m 个储热块拉直简化为一个平板,忽略 z 方向弯道的影响。



图1 储热装置内储热块的摆放图

Fig. 1 Diagram of thermal storage block place in thermal storage device

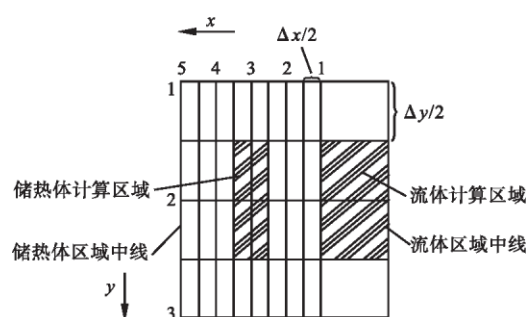


图2 储热装置的计算区域图

Fig. 2 Diagram of the calculation regions of thermal storage devices

(2) 考虑装置入口高度与3块储热块高度和一致,忽略 z 方向空气浮力的作用,则储热块内部温度分布仅与储热块厚度方向 x ,长度方向 y 有关。

(3) 储热装置内,热流体与储热块之间的对流换热系数为常数。

(4) 储热装置外包裹双层保温板,边界按绝热处理。

(5) 考虑装置内部结构的对称性,取储热块及通道各一半为研究对象,流、固区域中线处按绝热边界处理。

基于上述假设条件,列出热流体和储热块的微分方程式、初始条件及边界条件。

热流体区域:

$$C_{t\rho_f} \left(V_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + A_{yf} \cdot u \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) + \lambda_f A_{yf} \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} = h_s A_{xs} (T_f - T_s |_{x=0}) \quad (1)$$

储热块区域:

$$C_s \rho_s V_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s A_{xs} \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \lambda_s A_{ys} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \quad (2)$$

初始条件:

$$T_f |_{t=0} = T_0 \quad (3)$$

$$T_s|_{t=0} = T_0 \quad (4)$$

边界条件:

流体计算区域起始处

$$T_f|_{y=0} = T_{f, in} \quad (5)$$

储热块计算区域中线

$$\left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=d/2} = 0 \quad (6)$$

储热块右端面

$$-\lambda_s A_{xs} \left. \frac{\partial T_s}{\partial x} \right|_{x=0} = h_s (T_f - T_s|_{x=0}) \quad (7)$$

其中: t 为时间;

T_f, T_s 分别为任意时刻空气温度和储热块温度;

u 为流道内空气流速;

T_0 为空气和储热块初始温度;

$T_{f, in}$ 为流体进口温度;

h_s 为储热块与空气间的对流换热系数;

λ_s, C_s, ρ_s 分别为储热块导热系数、比热容以及密度;

λ_f, C_f, ρ_f 分别为空气导热系数、比热容以及密度;

V_s 为储热块计算区域体积;

V_f 为热流体计算区域体积;

A_{xs}, A_{ys} 分别为储热块 x, y 方向横截面积;

A_{yf} 为流道 y 方向横截面积 $A_{yf} = e/2 \cdot H$ (e 为流道间隙 H 为装置高度);

d 为储热块厚度;

L 为装置长度。

3 实验平台和试验

3.1 实验平台搭建

为研究土坯储热装置的充放热性能,课题组自制经济适用型板状黄土储热材料,该土坯采用普通黄土为原料并将该原料以 16% 含水比混合均匀放置一昼夜后填充于大小 $0.152 \text{ m} \times 0.072 \text{ m} \times 0.02 \text{ m}$ 模具内,施加 9 t 压力压制成型。其中储热块导热系数用 JTKD-1 快速导热仪测量 $0.553 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,比热容按王铁行黄土比热容公式^[11] 计算得 $1269 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 密度用质量与体积之比算得 $1712 \text{ kg}/\text{m}^3$,热扩散率值为 $2.545 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

图 3 为土坯储热装置图,该装置由储热块和换热通道两部分组成。储热块用来存储热量并按一定间隙、夹角、排布方式摆放形成用于传输热量的换热通道。装置为 1 mm 厚镀锌铁皮卷成 $2500 \text{ mm} \times 300 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$ 大小的空腔,其内填充 280 块 $0.152 \text{ m} \times 0.072 \text{ m} \times 0.02 \text{ m}$ 的储热块,外依次包裹 20 mm 橡塑棉和 50 mm 厚聚氨酯保温板减少热损失。第一层储热块横向以间隙 24.5 mm 隔开,纵向以夹角 90° 关系摆放,第二层摆放方式与第一层形成镜面关系,第三层与第二层形成镜面关系,如图 1 所示。

本储热系统采用电热管代替太阳能实现供热。



图 3 土坯储热装置图

Fig. 3 Diagram of adobe thermal storage device

3.2 实验方法

储热阶段(T_0 等于环境温度, $T_{f, in}$ 用 2.5 kW 电热管加热实现) 空气自进口流进与储热块换热,直至空气进出口温差保持恒定,储热过程结束;放热阶段($T_{f, in}$ 等于环境温度, T_0 等于储热结束时所达到的温度) 低温空气流进完成充热的装置,直至流-固间温差保持不变,放热过程结束。监测流道、储热块表面和装置进出口处温度,其中采用 Pt100 铂电阻温度传感器监测流体温度, KZW/P-201S 型贴片温度传感器监测储热块温度, Agilent 34972A 数采仪采集各测点温度。Testo435-4 多功能流速计在离入口 0.5 m 处横截面上多点测量求平均得入口流速。装置搭建完成,温度传感器与数采仪连接合适后开始储放热实验。

4 结果及分析

4.1 传热模型的验证

算例中实验、模拟用到参数: $d = 0.02 \text{ m}$, $e = 0.245 \text{ m}$, 储热块之间的夹角 $\theta = 90^\circ$, $\lambda_s = 0.553 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\rho_s = 1712 \text{ kg}/\text{m}^3$, $C_s = 1269 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 储热时,起点处空气定性温度 $T = 38.96 \text{ }^\circ\text{C}$, 定性压力 $P = 7018.6 \text{ Pa}$, 湿度 $\text{RH} = 14.5\%$, $h_s = 28 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 放热时,起点处空气定性温度 $T = 59.32 \text{ }^\circ\text{C}$, 定性压力 $P = 19695 \text{ Pa}$, 湿度 $\text{RH} = 5.17\%$, $h_s = 16.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 入口流速 $v = 1 \text{ m}/\text{s}$, $\mu = 1.8582 \text{ m}^2/\text{s}$, 流体出口监测点的实测温度值与计算温度值进行对比,如图 4 所示。

相对误差 ε 按式(8) 计算,式中 $T_{f, j, e}$ 为流体进口处的实验值; $T_{f, j, s}$ 、 $T_{f, j, e}$ 分别为流体出口处的模拟值和实验值; j 为迭代的次数。计算得储热阶段相对误差为 5.02%, 放热阶段相对误差为 4.74%, 由于模型的简化以及物性参数的选取等情况,所以误差存在是合理的,但相对误差在允许范围内且整体趋势一致,说明对模型的简化是合理的,可利用该模型对土坯储热装置储放热性能进行模拟计算。

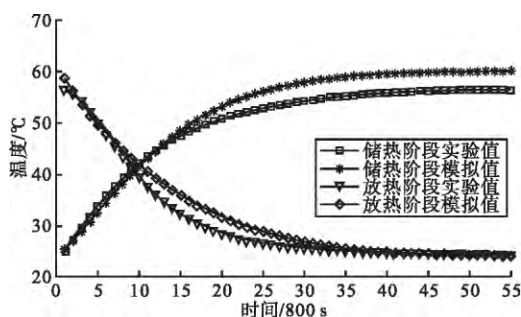


图4 计算结果及实测值比较

Fig. 4 The calculation results and the measured values in comparison

$$\varepsilon = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j \left| \frac{(T_{f, \rho, s}(i) - T_{f, \rho, e}(i))}{T_{f, \rho, e}(i) - T_{f, j, e}(i)} \right| \% \quad (8)$$

4.2 计算结果与分析

本研究的重点是考察储热块导热系数、密度和比热容对储热装置储放热时长的影响。其中储放热时长指储放热量达到完全储放热条件下最大储放热量的97%时所需要的时间。储热阶段($T_f|_{t=0} = T_s|_{t=0} = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{f, in} = 60\text{ }^\circ\text{C}$); 放热阶段($T_{f, in} = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $T_f|_{t=0} = T_s|_{t=0} = 60\text{ }^\circ\text{C}$)。参数选取: $v = 0.739\text{ m/s}$, $d = 20\text{ mm}$, $e = 0.245\text{ m}$, $C_s = 1\ 269\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, $\rho_s = 1\ 712\text{ kg/m}^3$, $\lambda_s = 0.553\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $L = 3\ 040\text{ mm}$, $h_s = 28\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。

4.2.1 储热块导热系数的影响

储热块导热系数从0.4~2.0 W/(m·K)以非均匀间隔变化取值完成模拟计算,图5所示为导热系数变化对储放热时长的影响,从图中可以看出,随着导热系数的增大储放热时长呈幂函数减小,在0.4~1.4 W/(m·K)阶段,导热系数的增大对储放热时长的影响比较明显,当导热系数大于1.4 W/(m·K),导热系数的继续增大对储放热时长影响变小。上述情况说明,在储热块导热系数较小时,增大导热系数,可以减小导热热阻,增大传热系数,减小储放热时长,当导热系数增大到一定值时,继续增大对导热热阻的减小作用不明显,则储放热时长变化不明显。

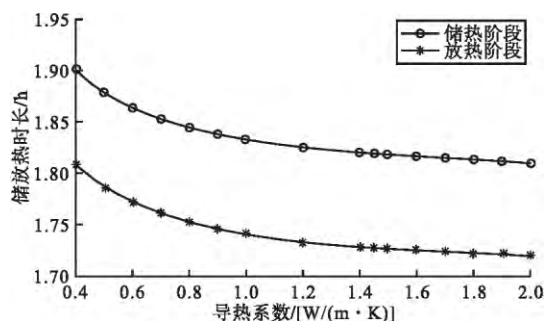


图5 导热系数对于储放热时长的影响

Fig. 5 The effect of coefficient of thermal conductivity on charge and discharge time length

4.2.2 储热块密度的影响

储热块密度从500~2 000 kg/m³范围变化取值,研究其对储放热时长的影响。从图6中可以看出,在密度变化范围内,储放热时长随着储热块密度增大一直增大,储热块密度为800 kg/m³时,完成充放热需要0.874 07 h,储热块密度增大一倍,储放热时长也增大一倍,二者呈线性函数关系。这说明,减小储热块密度,在体积不变时,储热块的热容减小,储放热时长减小;反之密度增大,热扩散速率减小,需要更长时间将热量从一端传递到另一端。根据数值模拟数据可看出,显著减小储热块厚度,对储放热速率的提高作用非常明显,但在具体应用时,结合实际需要合理选取储热块密度。

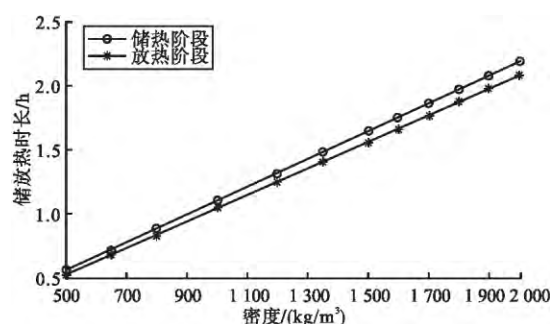


图6 储热块密度对于储放热时长的影响

Fig. 6 The effect of density on charge and discharge time length

4.2.3 比热容的影响

常用显热储热材料的比热容在800~4 200 J/(kg·K)范围,故在模拟计算时,保证其他参数不变的情况下,比热容在800~4 000 J/(kg·K)范围变化,探究比热容对储放热时长的影响,从图7中可以看出,在储热材料比热容可变化范围内,储放热时长随比热容的增大呈线性增大。出现上述现象有两个原因,一是在储热块厚度不变时,增大比热容使得储热块的储能密度增大,则需要更长时间来完成充放热;二是比热容增大,热扩散率减小,储热块表面温度上升吸收的热量越多,向物体内部传递的热量越少,为实现储热块的整体升温需要更长时间。

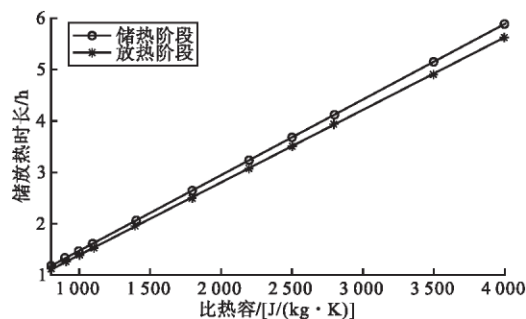


图7 比热容对于储放热时长的影响

Fig. 7 The effect of specific heat capacity on charge and discharge time length

(下转第25页)

表3 各方案的运行费用与一次能源利用率的对比分析表

Table 3 The operating cost of schemes and the utilization ratio of primary energy

	方案1	方案2	方案3	方案4
初期投资/万元	224	237.5	212	251
供暖运行费/万元	32.41	42.85	29.28	21.61
空调运行费/万元	4.7	4.7	3.04	2.11
总运行费/万元	37.11	50.55	32.32	23.72
一次能源利用率/%	0.22	0.30	1.40	1.91

注:庆地区的电价为0.56元/kWh,燃煤为360元/t。

3 结论

本文针对大庆地区一座建筑实用面积为1 000 m²的办公楼作为研究对象,通过采用太阳能-地源热泵联合系统与其他3种常用空调系统的对比,得出以下结论:

(1) 太阳能-地源热泵联合系统不但解决了太阳能热泵系统投资经济性和运行可靠性问题,同时,也解决了地源热泵系统由于地下局部温度降低,引起效率降低问题。

(2) 通过4种方案对比得出:虽然太阳能-地源热泵联合系统较其他方案初期投资增加了5%~20%,但年运行费用节省了27%~53%,而且它的一次能源利用率较地源热泵系统提高了约36%,与其他方案相比,具有更好的节能性、经济性和环保效益,值得进一

(上接第22页)

5 结论

本文通过建立储热装置内储热块二维、流体一维非稳态传热模型,利用有限差分法原理基于MATLAB平台编程求解,研究储热块导热系数、密度、比热容对储放热时长的影响,对研究储热系统性能时合理选取储热材料提供参考价值。基于本储热装置得出以下结论:

(1) 储热块导热系数在0.4~2.0 W/(m·K)范围取值,储放热时长随着储热块导热系数的增大而减小,当导热系数增大到1.4 W/(m·K),导热系数的影响减弱。

(2) 储热块密度在500~2 000 kg/m³范围取值,储放热时长随储热块厚度的增加呈线性增大。

(3) 储热块比热容在800~4 000 J/(kg·K)范围取值,随着比热容的增大,储放热时长一直增大。

参考文献:

- [1] 李金平,张命紫,邓育轩,等.槽式太阳能集热与燃煤发电的高校集成[J].兰州理工大学学报,2010,36(6):37-40.
[2] 陈源,丁静,陆建峰,等.太阳能化学混合储能装置的储热性能[J].

步开发和推广应用。

参考文献:

- [1] 韩宗伟.适用于寒冷地区的太阳能与低温空气热泵复合空调系统[J].暖通空调,2011,41(1):104-112.
[2] 杨卫波,施明恒,陈振乾.太阳能-U型埋管土壤蓄热特性数值模拟与实验验证[J].东南大学学报:自然科学版,2008,38(4):651-656.
[3] 宫克勤,刘逸,刘丹.太阳能-地源热泵式空调系统研究[J].太阳能学报,2007,28(4):416-420.
[4] Ozgener O, Hepbasli A. Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump greenhouse heating system [J]. Energy and Buildings, 2005, 37(1):101-110.
[5] 赵军,陈雁,李新国.基于跨季节地下蓄热系统的模拟对热储利用模式的优化[J].华北电力大学学报,2007,34(2):74-77.
[6] Li Xinguo, Chen Zhihao, Zhao Jun. Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(15):1564-1571.
[7] 曲云霞,方肇洪,张林华.太阳能辅助供暖的地源热泵经济性分析[J].可再生能源,2003,1(107):8-10.
[8] GB50306—2005 地源热泵系统技术规范[S].

作者简介:贾永英(1972),女,黑龙江五大连池人,教授,博士学位,研究方向:建筑节能(jyy129@163.com)。

通讯作者:周正(1990),男,硕士(1051173058@qq.com)。

兰州理工大学学报,2013,39(5):50-53.

- [3] 朱进容,董琼,程晓敏,等.高温混凝土储热模块充放热特性数值研究[J].武汉理工大学学报,2013,35(12):1-5.
[4] 赵伟,赵大军,吴晓寒.太阳能地下土壤储热技术[J].煤气与热力,2007,27(10):75-76.
[5] 李伟,李兴国,赵军,等.土壤蓄热特性与模拟研究[J].太阳能学报,2009,30(17):1491-1495.
[6] Min Zheng, Bai Yi Li. The Influence of Buried Tube Depth and Operational Mode on Heat Exchanger Performance [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 170:2484-2488.
[7] Hakan Demir, Ahmet Koyun S, Özgür Atayılmaz. Investigation of the effects of geometrical parameters on heat transfer from buried finned pipes [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(8):2497-2506.
[8] 闫俐君,张旭.基于热作用半径的埋管换热器储热特性研究[J].制冷技术,2015,35(1):1-10.
[9] 花莉,范蕊,潘毅群,等.基于热平衡的复合式埋管地源热泵系统运行策略[J].暖通空调,2013,43(12):148-153.
[10] 刘斌.地下埋管换热器传热模型的研究现状与发展[J].山西建筑,2011,37(5):123-124.
[11] 王铁行,刘自成,卢靖.黄土导热系数和比热容的实验研究[J].岩土力学,2007,28(4):655-658.

作者简介:路阳(1957),女,辽宁辽阳人,教授,博导。