

结构参数对全玻璃真空管太阳热水器夜间热损失的影响研究

李金平^{1,2,3,4}, 邓聪聪^{1,2,3,4}, 叶何立^{1,2,3,4}, 甄箫斐^{1,2,3,4}, 王春龙^{1,2,3,4}, 张学静⁵

(1.兰州理工大学 西部能源与环境研究中心, 甘肃 兰州 730050; 2.甘肃省生物质能与太阳能互补供能系统重点试验室, 甘肃 兰州 730050; 3.西北低碳城镇支撑技术协同创新中心, 甘肃 兰州 730050; 4.兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 5.桂林电子科技大学 建筑与交通工程学院, 广西 桂林 541004)

摘要: 文章建立了三维非稳态的全玻璃真空管太阳热水器的数值模型,分析了夜间散热时,该热水器内的流动和传热特征,并且在夜间同一工况下,模拟研究了贮热水箱保温材料的导热系数、保温厚度,以及真空管涂层的发射率对贮热水箱温度、真空管温度和该热水器夜间热损失的影响。分析结果表明:随着散热过程的持续进行,全玻璃真空管太阳热水器内温度分层情况越来越明显,内部流体的流速越来越小,真空管内静滞区域自下往上逐渐扩大;当贮热水箱保温材料的导热系数由 $0.035 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 减小至 $0.020 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 时,该热水器的夜间热损失减少了 8.5%;当贮热水箱保温厚度由 50 mm 增加至 60 mm 时,该热水器的夜间热损失减少了 5.0%;当真空管涂层的发射率由 0.06 减小至 0.05 时,该热水器的夜间热损失减少了 4.0%。

关键词: 太阳热水器; 数值计算; 内部流动; 结构参数; 热损失

中图分类号: TK515 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2020)06-0745-07

DOI: 10.13941/j.cnki.21-1469/tk.20200615.007

0 引言

在环境问题和能源需求的双重压力下,利用太阳能替代传统能源成为了促进经济可持续发展和解决能源危机的重要手段^[1,2]。全玻璃真空管太阳热水器是一种应用范围比较广泛的太阳能热利用装置^[3,4]。由于该类热水器的夜间热损失情况直接决定了自身的供能量,因此,国内外学者们对热水器的夜间热损失进行了大量研究。

Smyth M^[5], Michaelides I^[6]和 Ma F^[7]均基于贮热水箱的热损系数,通过计算得到全玻璃真空管太阳热水器的夜间热损失,从而确定性能最优的全玻璃真空管太阳热水器。李金平^[8]通过多元线性拟合的方法得到,夜间实际工况下全玻璃真空管太阳热水器贮热水箱热损系数与平均环境温度、环境温度变化幅度和平均风速的关系式,从而估算任意时间段贮热水箱的热损系数。Tang R^[9]通过实验研究了夜间全玻璃真空管太阳热水器的热性能,发现真空管中的水温总是低于贮热水箱中的水温,此外,该热水器在夜间还发生了逆流。

综上所述,目前,利用热损系数来分析全玻璃

真空管太阳热水器夜间热损失的文献较多,分析结构参数对全玻璃真空管太阳热水器夜间热损失的影响,以及夜间散热时,全玻璃真空管太阳热水器内部的流动和传热特征的文献较少。因此,本文建立了全玻璃真空管太阳热水器三维非稳态数值模型,根据模拟结果分析了夜间散热过程中该热水器内温度和速度的变化特性,并分析了贮热水箱保温材料的导热系数 λ 、保温厚度 δ ,以及真空管涂层的发射率 ε 对贮热水箱温度 T_1 、真空管温度 T_2 以及该热水器夜间热损失 Q_{loss} 的影响。

1 数值模拟过程

1.1 计算模型

本文以一组竖管紧凑式全玻璃真空管太阳热水器为研究对象。贮热水箱外径为 460 mm,总长为 2 540 mm,容积为 250 L,水箱外壳为镀锌板材料,厚度为 0.4 mm,导热系数为 $121 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$;水箱保温层为聚氨酯发泡材料,厚度为 50 mm,导热系数为 $0.035 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$;水箱内胆为 SUS304-2B 不锈钢材料,厚度为 0.4 mm,导热系数为 $16.3 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ 。全玻璃真空管的材质为硼硅玻璃,线

收稿日期: 2019-04-03。

基金项目: 国家自然科学基金(51676094);甘肃省国际科技合作专项(1604WKCA009);兰州市人才创新创业项目(2017-RC-34)。

作者简介: 李金平(1977-),男,博士,教授,博士生导师,研究方向为先进可再生能源系统。E-mail: lijinp77@163.com

膨胀系数为 3.3,内径为 58 mm,厚度为 2 mm,长度为 1 800 mm,管间距为 80 mm,导热系数为 1.2 W/(m·℃),共 30 支。全玻璃真空管的涂层为 Al-N/Al 选择性吸收涂层,该涂层的发射率为 0.06。

全玻璃真空管太阳热水器的几何模型如图 1 所示。

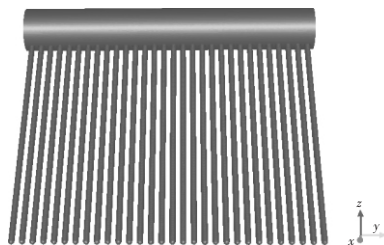


图 1 全玻璃真空管太阳热水器的几何模型

Fig.1 Geometric model of all-glass vacuum tube solar water heater

本文采用 ICFM CFD 软件将计算域划分为非结构网格。经过网格无关性验证,最终确定网格节点数量为 906 713 个,网格单元数量为 5 227 272 个,网格质量平均值为 0.92。

1.2 控制方程和边界条件

选用 Boussinesq 模型来模拟夜间全玻璃真空管太阳热水器内的自然对流情况。各控制方程如下。

①连续性方程为

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: u_x, u_y, u_z 分别为 x, y, z 轴方向上的速度分量。

② x, y, z 轴方向上的动量方程分别为

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} = v \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} = v \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = v \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + g\alpha_v(T - T_\infty) \quad (4)$$

式中: t 为时间, s ; ν 为流体的运动粘度, m^2/s ; ρ 为流体的密度, kg/m^3 ; p 为作用在流体微元上的压力, Pa ; g 为重力加速度, m/s^2 ; α_v 为体积膨胀系数,

$1/^\circ C$; T 为流体的温度, $^\circ C$; T_∞ 为操作温度, $^\circ C$ 。

③能量方程为

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

式中: c_p 为流体的定压比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; k 为流体的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

此外,在数值计算中,贮热水箱的不锈钢层、保温层、外壳,以及真空管的内外玻璃管和真空夹层对热水器散热过程的影响均折算到边界条件中。贮热水箱和真空管按照第三类边界条件进行设置,该第三类边界条件的表达式为

$$-\lambda_i \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f) \quad (6)$$

式中: λ_i 为贮热水箱或真空管的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; $\partial T/\partial n$ 为沿换热表面外法线方向的温度变化率; h 为贮热水箱或真空管与周围空气之间的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; T_w 为贮热水箱或真空管的壁面温度, $^\circ C$; T_f 为周围空气的温度,取 $10^\circ C$ 。

1.3 迭代求解和模型验证

采用有限容积法求解全玻璃真空管太阳热水器(以下简称为热水器)内的流动和传热情况,采用 SIMPLE 算法计算速度与压力的耦合,采用一阶隐式格式求解瞬态项,采用二阶迎风格式求解能量方程和动量方程。模拟总时长为 12 h,时间步长为 60 s,每个步长迭代 20 次。

为了验证热水器模型的可行性,将该模型的数值计算结果与相同条件下的实验结果进行对比,如图 2 所示。

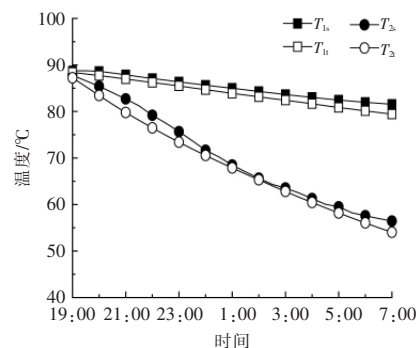


图 2 热水器各项温度的模拟值和实测值随时间的变化情况

Fig.2 Changes of simulated and measured values of temperature in the water heater over time

图中: T_{1s} 为贮热水箱温度的模拟值; T_{1t} 为贮热水箱温度的实测值; T_{2s} 为真空管温度的模拟值; T_{2t} 为真空管温度的实测值。本文的实验时间为19:00-第二天的07:00。

由图2可知,贮热水箱温度和真空管温度的模拟值均高于实测值,这是由于在数值计算过程中,未考虑贮热水箱与真空管联结处的散热。由图2还可看出,贮热水箱温度和真空管温度模拟值的变化趋势与实测值相一致,二者之间的相对误差均在4.0%以内,因此,该热水器模型是可行的,模拟结果也较为可靠。

2 夜间热水器内流动与传热分析

图3为散热过程中,热水器内流体的速度矢量图。由图3可知,散热过程开始时(集热过程结束后),由于真空管温度高于贮热水箱温度,在自然对流作用下,真空管内热流体沿着其上壁面不断地流进贮热水箱,同时,贮热水箱内的冷流体沿着真空管下壁面不断地流入真空管内,贮热水箱与真空管联结处会出现随机的漩涡。真空管内冷、热流体掺混严重,底部的流体也有一定的流动速度。散热过程中,贮热水箱壁面处的流体温度比其他区域先降低,密度随之增大,并沿着壁面向下流

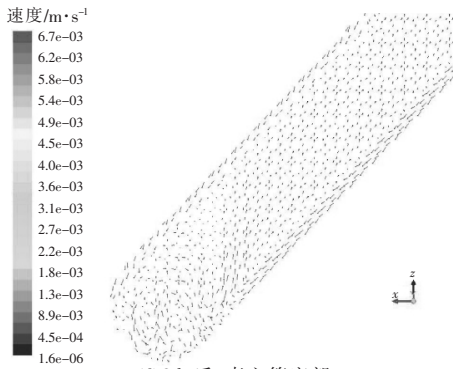
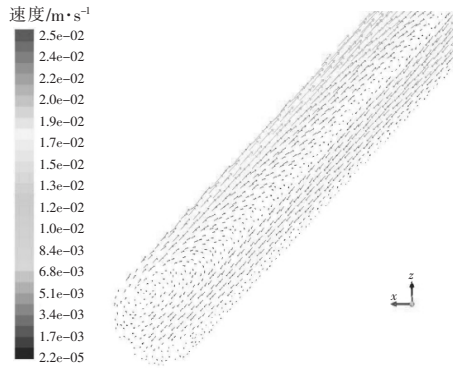
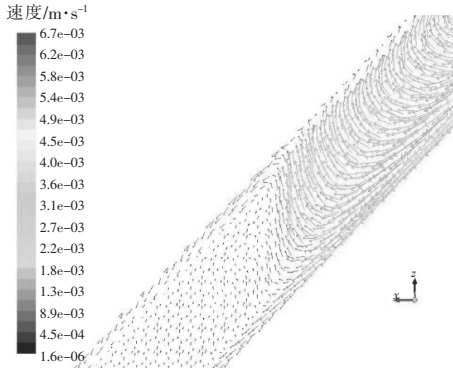
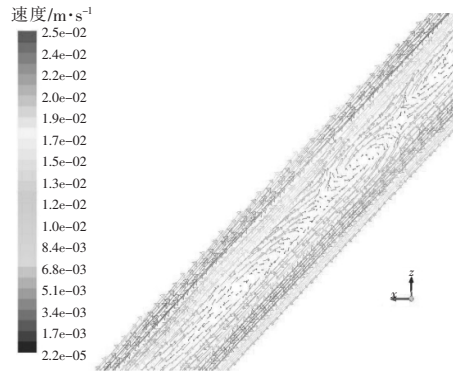
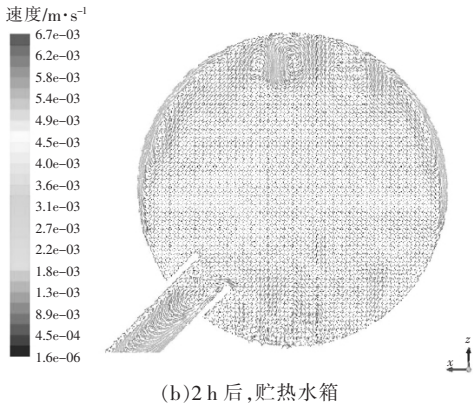
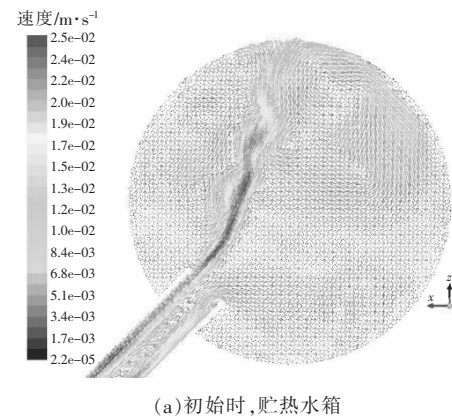


图3 散热过程中,热水器内流体的速度矢量图
Fig.3 Velocity vector diagram of the fluid during heat dissipation in the water heater

动,流动速度也较大,贮热水箱其他区域流体的流速较小。同样,散热过程中,真空管壁面处的流体也向下流动,此外,在浮升力的作用下,真空管内温度较高的流体向上流动,在此过程中,迫使一部分未到达真空管底部的冷流体一并流回贮热水箱,且真空管底部流体的流速较小。

图 4 为散热过程中,热水器内流体的温度分布图。

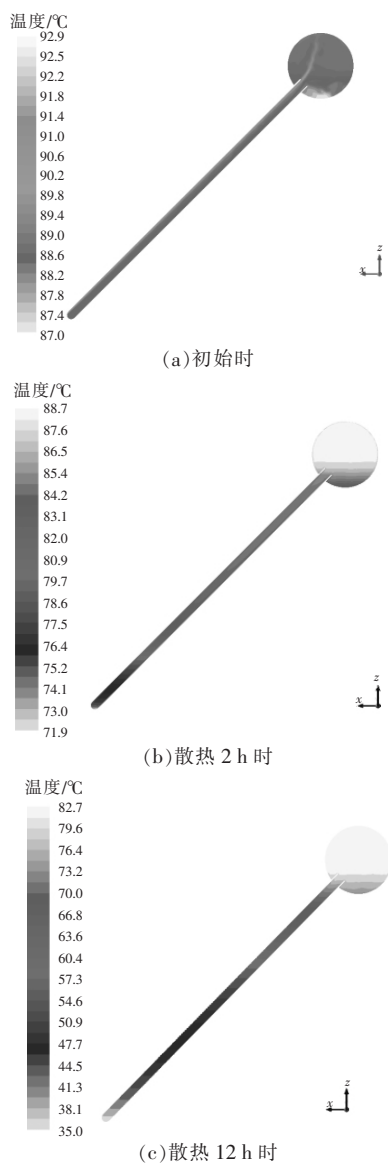


图 4 散热过程中,热水器内流体的温度分布图
Fig.4 Temperature distribution of the fluid during heat dissipation in the water heater

由图 4 可知,散热过程中,真空管温度的下降速度大于贮热水箱温度的下降速度。贮热水箱上层温度与中层温度相差不大,下层温度明显偏低。

图 5 为散热过程中,热水器内流体的速度分

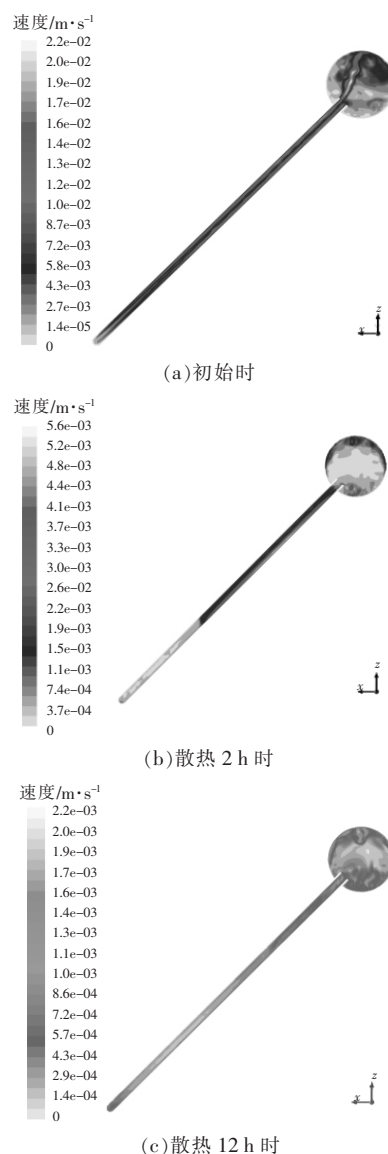


图 5 散热过程中,热水器内流体的速度分布图
Fig.5 Velocity distribution of the fluid during heat dissipation in the water heater

布图。由图 4,5 可知,随着散热过程持续进行,整个热水器内的温度分层情况越来越明显,导致流体流速越来越小,真空管内静滞区域自下而上逐渐扩大。

3 结构参数对夜间热水器内流体温度的影响

3.1 保温材料的导热系数对夜间热水器内流体温度的影响

在保温厚度为 50 mm、真空管涂层发射率为 0.06 的条件下,当保温材料的导热系数 λ 分别为 0.020,0.035,0.045 W/(m· $^{\circ}$ C)时,热水器内流体温度随时间的变化情况如图 6 所示。

由图 6 可知,实验期间,当保温材料的导热系

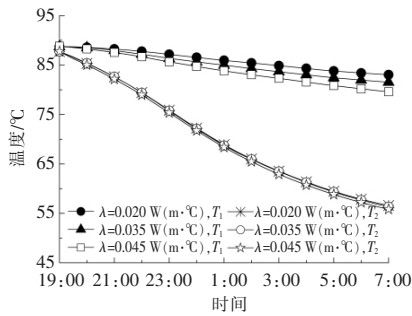


图 6 不同保温材料导热系数条件下,热水器内流体温度随时间的变化情况

Fig.6 Temperature variation of the fluid in the water heater with different thermal conductivity of insulation material

数分别为 0.020,0.035,0.045 W/(m·°C)时,贮热水箱温度 T_1 分别降低了 5.8,7.2,9.1 °C,真空管温度 T_2 分别降低了 31.1,31.4,31.9 °C。与保温材料导热系数为 0.035 W/(m·°C)的情况相比,当保温材料导热系数为 0.020 W/(m·°C)时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别减小了 19.4%和 1.0%;当保温材料导热系数为 0.045 W/(m·°C)时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别增大了 26.3%和 1.6%。

3.2 保温厚度对夜间热水器内流体温度的影响

在保温材料的导热系数为 0.035 W/(m·°C)、真空管涂层发射率为 0.06 的条件下,当保温厚度 δ 分别为 40,50,60 mm 时,热水器内流体温度随时间的变化情况如图 7 所示。

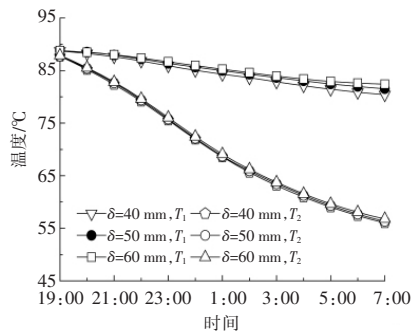


图 7 不同的保温厚度条件下,热水器内流体温度随时间的变化情况

Fig.7 Temperature variation of the fluid in the water heater over time with different insulation thicknesses

由图 7 可知,实验期间,当保温材料的厚度分别为 40,50,60 mm 时,贮热水箱温度分别降低了 8.3,7.2,6.4 °C,真空管温度分别降低了 31.7,31.5,31.1 °C。与保温厚度为 50 mm 的情况相比,当保温厚度为 40 mm 时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别增加了 15.3%和 1.0%;当保温厚

度为 60 mm 时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别减小了 11.1%和 1.0%。

3.3 真空管涂层的发射率对夜间热水器内流体温度的影响

在保温材料的导热系数为 0.035 W/(m·°C)、保温厚度为 50 mm 的条件下,当真空管涂层的发射率 ϵ 分别为 0.05,0.06,0.08 时,热水器内流体温度随时间的变化情况如图 8 所示。

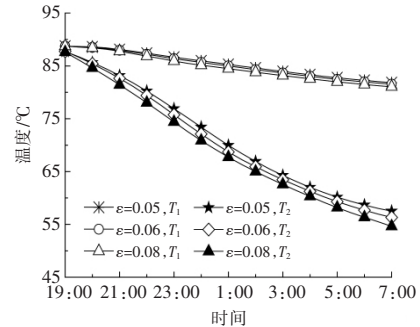


图 8 不同的真空管涂层发射率条件下,热水器内流体温度随时间的变化情况

Fig.8 Temperature variation of the fluid in the water heater over time with different coating emissivity

由图 8 可知,当真空管涂层的发射率分别为 0.05,0.06,0.08 时,贮热水箱温度分别降低了 6.8,7.2,7.7 °C,真空管温度分别降低了 30.2,31.5,33 °C。与真空管涂层发射率为 0.06 的情况相比,当真空管涂层的发射率为 0.05 时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别减小了 4.2%和 3.8%;当真空管涂层的发射率为 0.08 时,贮热水箱温度和真空管温度的降低幅度分别增大了 6.9%和 5.1%。

综上所述,在不同的保温材料导热系数、保温厚度,以及真空管涂层发射率的条件下,夜间热水器内流体温度的变化趋势具有一致性。保温材料的导热系数和保温厚度对贮热水箱温度影响较大,真空管涂层的发射率对真空管温度影响较大。保温材料导热系数的增大、保温厚度的减小,以及真空管涂层发射率的增大,均会导致热水器内流体温度的降低幅度随之增大,并使得热损失也逐渐增大。

4 结构参数对热水器夜间热损失的影响

忽略贮热水箱和真空管的蓄热作用后,可以认为夜间热水器内流体内能的变化与其夜间热损失相等。根据上文不同参数下热水器内流体温度的计算结果可知,在保温厚度为 50 mm、真空管涂

层发射率为0.06的条件下,当保温材料的导热系数分别为0.020,0.035,0.045 W/(m·°C)时,该热水器的夜间热损失分别为17.54,19.17,21.50 MJ。此时,与保温材料导热系数为0.035 W/(m·°C)的情况相比,当保温材料的导热系数为0.020 W/(m·°C)时,该热水器的夜间热损失减少了8.5%;当保温材料的导热系数为0.045 W/(m·°C)时,该热水器的夜间热损失增加了12.2%。

在保温材料导热系数为0.035 W/(m·°C)、真空管涂层发射率为0.06的条件下,当保温厚度分别为40,50,60 mm时,该热水器的夜间热损失分别为20.43,19.17,18.21 MJ。此时,与保温厚度为50 mm的情况相比,当保温厚度为40 mm时,该热水器的夜间热损失分别增加了6.6%;当保温厚度为60 mm时,该热水器的夜间热损失减少了5.0%。

在保温材料导热系数为0.035 W/(m·°C)、保温厚度为50 mm的条件下,当真空管涂层的发射率分别为0.05,0.06,0.08时,该热水器的夜间热损失分别为18.40,19.17,20.26 MJ。此时,与真空管涂层发射率为0.06的情况相比,当真空管涂层的发射率为0.05时,该热水器的夜间热损失减少了4.0%;当真空管涂层的发射率为0.08时,该热水器的夜间热损失增加了5.7%。

5 结论

本文建立了全玻璃真空管太阳热水器三维非稳态数值模型,并根据模拟结果分析了夜间散热过程中该热水器内温度和速度的变化特性,分析结果如下。

①夜间,贮热水箱与真空管之间的联结处会出现随机的漩涡。真空管内流体温度的降低速度大于贮热水箱内流体温度的降低速度。贮热水箱上层温度与中层温度相差不大,下层温度明显偏低。随着散热过程的持续进行,热水器内温度分层情况越来越明显,流体的流速越来越小,真空管内静滞区域自下而上逐渐扩大。

②保温材料的导热系数、保温厚度对贮热水箱内流体温度影响较大。真空管涂层的发射率对真空管内流体温度影响较大。保温材料导热系数的增大、保温厚度的减小,以及真空管涂层发射率的增大,均会导致夜间热水器温度的降低幅度增大,热损失也随之增大。

③对于贮热水箱保温材料导热系数为0.035 W/(m·°C)、保温厚度为50 mm、真空管涂层发射率为0.06的热水器,当贮热水箱保温材料的导热系数减小至0.020 W/(m·°C)时,该热水器的夜间热损失减少了8.5%;当贮热水箱保温材料的保温厚度增加至60 mm时,该热水器的夜间热损失减少了5.0%;当真空管涂层发射率减小至0.05时,该热水器的夜间热损失减少了4.0%。

参考文献:

- [1] 张远巍,郭泉,汪凌飞,等.新型太阳能光伏光热一体化系统性能实验研究[J].可再生能源,2018,36(10):31-36.
- [2] 孙振锋,王建辉,邵正日.北方农村户用太阳能空气集热采暖系统实验分析[J].可再生能源,2018,36(6):857-861.
- [3] M A Sabiha, R Saidur, Saad Mekhilef, et al. Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 51: 1038-1054.
- [4] Sukchai S, Mensin Y, Wansungnern W. Comparative analysis of exergy and efficiency for stratified thermal storage tank with solar flat plate and evacuated tube collectors [J]. Applied Mechanics and Materials, 2016, 855: 114-118.
- [5] Smyth M, Quinlan P, Mondol J D, et al. The experimental evaluation and improvements of a novel thermal diode pre-heat solar water heater under simulated solar conditions [J]. Renewable Energy, 2018, 121: 116-122.
- [6] Michaelides I, Eleftheriou P, Siamas G A, et al. Experimental investigation of the night heat losses of hot water storage tanks in thermosyphon solar water heaters [J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2011, 3: 1-9.
- [7] Ma F, Gao W, Liu T, et al. An experimental study on the impacts of key parameters of all-glass evacuated tubes on the thermal performances of all-glass evacuated tube solar water heaters [J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2013, 5: 1-14.
- [8] 李金平,孔莹,许哲,等.全玻璃真空管太阳能阵列供暖系统性能试验[J].农业工程学报,2017,33(11):240-247.
- [9] Tang R, Yang Y. Nocturnal reverse flow in water-in-glass evacuated tube solar water heaters [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 80: 173-177.

Effects of structural parameters on heat loss of all-glass vacuum tube solar water heater at night

Li Jinping^{1,2,3,4}, Deng Congcong^{1,2,3,4}, Ye Heli^{1,2,3,4}, Zhen Xiaofei^{1,2,3,4}, Wang Chunlong^{1,2,3,4}, Zhang Xuejing⁵

(1.Western China Energy&Environment Research Center, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2.Key Laboratory of Complementary Energy System of Biomass and Solar Energy, Lanzhou 730050, China; 3.China Northwestern Collaborative Innovation Center of Low-carbon Urbanization Technologies, Lanzhou 730050, China; 4. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 5.School of Architecture and Transportation Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, China)

Abstract: In this paper, a three-dimensional unsteady numerical model of all-glass vacuum tube solar water heater was established. The flow and heat transfer characteristics of the water heater during heat dissipation at night were analyzed. Under the same condition, the effects of thermal conductivity and thickness of insulation material of the heat storage tank, and the coating emissivity of the vacuum tube on temperature in the tank and tube and heat loss of the water heater at night were also simulated. The analytical result showed that the temperature stratification in the water heater became more and more obvious, the flow rate of internal fluid was getting smaller and smaller, and the static stagnation area in the vacuum tube expanded gradually from bottom to top. In addition, when the thermal conductivity of insulation material of the heat storage tank was reduced from $0.035 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ to $0.020 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, the night heat loss of the water heater was reduced by 8.5%; When the insulation thickness of the heat storage tank was increased from 50 mm to 60 mm, the night heat loss of the water heater was reduced by 5.0%; when the coating emissivity of the vacuum tube was reduced from 0.06 to 0.05, the night heat loss of the water heater was reduced by 4.0%.

Key words: solar water heater; numerical calculation; internal flow; structural parameters; heat loss