

槽式太阳能新型腔式吸热器模拟和应用研究

高鑫磊¹, 由世俊¹, 张 欢¹, 郑万冬¹, 宋子旭¹, 曹荣光²

(1. 天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350; 2. 中国建筑设计研究院有限公司, 北京 100044)

摘 要: 对一种槽式太阳能新型腔式吸热器建立一维非稳态传热模型, 搭建槽式太阳能集热器热性能实验平台, 系统集热效率的模拟值与实验值的最大误差为 5.36%, 验证一维非稳态传热模型的准确性。根据中国太阳能资源带和建筑热工分区, 选取 13 个典型地区进行全年集热性能分析, 结果表明: 各地区的年集热效率差异较小, 当吸热器入口流体温度为 150 °C 时, 集热效率在 45%~55% 之间, 但年集热量差异较大, 资源丰富地区年集热量可达到资源缺乏地区的 5~6 倍。而同一太阳能资源带下, 不同建筑热工分区的年集热量差异并不明显。

关键词: 太阳能集热器; 实验设计; 集热效率; 非稳态传热模型; 应用研究

中图分类号: TK 513.3

文献标识码: A

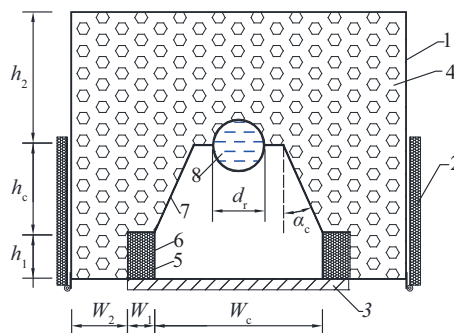
0 引 言

中国太阳能资源丰富, 每年辐射到中国的太阳能约 1.7 万亿 t 标准煤^[1]。2016 年中国的非化石能源消费中太阳能增长最快, 达到 71.5%^[2]。目前太阳能中高温利用技术众多, 其中抛物槽集热器是最有希望实现大规模商业化应用的技术之一。国内外学者对该技术的吸热器进行了广泛探索, 研究较多的吸热器有玻璃-金属真空管和腔式吸热器。玻璃-金属真空管存在成本较高、技术难度大、长期运行真空易破坏等问题; 腔式吸热器相比于玻璃-金属真空管存在热损失大的缺点, 限制了该种吸热器的大规模推广应用。笔者课题组内已提出一种新型腔式吸热器^[3], 具有制造简单、方便连接、运行维护容易等优点。

本文在上述研究基础上, 针对该腔式吸热器建立一维非稳态传热模型, 运用 Matlab 软件进行模拟计算, 搭建槽式太阳能集热器热性能实验台, 通过模拟结果与实验数据的对比, 验证该新型吸热器一维传热模型的准确性。同时对采用该种腔式吸热器的抛物槽集热器在不同地区的全年集热性能进行模拟分析, 以便后续推广利用。

1 新型腔式吸热器介绍

笔者课题组提出的新型腔式吸热器^[3]如图 1 所示, 图中 h_1 为隔热层高度, h_2 为保温层上部高度, h_c 为吸热体高度, W_1 为隔热层宽度, W_2 为保温层侧面最窄处宽度, W_c 为吸热器开口宽度, d_r 为中心圆管外径, α_c 为侧面肋片倾角。



1. 外壳 2. 活动盖板 3. 玻璃盖板 4. 保温层
5. 隔热层 6. 反光板 7. 吸热体 8. 传热流体

图 1 新型腔式吸热器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of novel cavity receiver

这里提出的吸热器的吸热体包括中心圆管及两侧倾斜肋片, 吸热器断面形状为矩形, 在腔体开口处安装玻璃盖板以减小热损失, 在腔体内隔热层

收稿日期: 2018-12-25

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0700305)

通信作者: 张 欢(1960—), 女, 博士、教授, 主要从事热泵技术、太阳能热利用技术、高大空间空调风系统 CFD 模拟、地铁环控系统节能技术等方面的研究。zhhuan@tju.edu.cn

表面安装反光板,以提高吸热器光学性能。此外,在吸热器两侧安装活动盖板,用以减少热损失和进行过热保护。

2 一维非稳态传热模型的建立

2.1 模型假设

新型腔式吸热器的传热关系如图 2 所示(将外壳算在保温层内),为了方便求解,做出以下假设:1)忽略支架及端部热损;2)只计算吸热体对太阳辐射的吸收,忽略玻璃盖板等对太阳辐射的吸收;3)玻璃盖板不透过吸热体对外红外辐射;4)对于腔体内的对流换热,只计算吸热体与玻璃盖板之间的对流换热;5)忽略吸热体上涂层的热阻,忽略外壳热阻;6)腔式吸热器对周围环境的角系数为 1;7)当集热器集热时,活动盖板处于打开状态,忽略其对吸热器的传热影响。

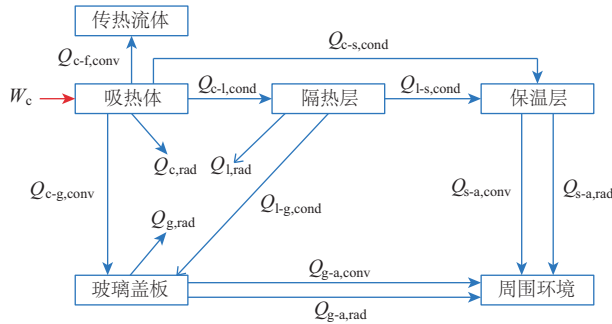


图 2 新型腔式吸热器传热关系

Fig. 2 Heat transfer schematic of novel cavity receiver

2.2 热平衡方程

当活动盖板处于打开状态,集热器集热时:

1) 传热流体热平衡方程:

$$m_f c_{p,f} \frac{dT_f}{d\tau} = Q_{c-f,conv} + \rho_f V_f c_{p,f} (T_{f,in} - T_{f,out}) \quad (1)$$

式中, $m_f c_{p,f} \frac{dT_f}{d\tau}$ ——非稳态项, W; m_f ——吸热体内传热流体质量, kg; $c_{p,f}$ ——传热流体比热容, J/(kg·K); T_f ——传热流体温度, 传热流体入口温度与出口温度平均值, K; τ ——时间, s; $Q_{c-f,conv}$ ——吸热体与传热流体之间的对流换热量, W; ρ_f ——传热流体密度, kg/m³; V_f ——传热流体体积流量, m³/s; $T_{f,in}$ ——传热流体入口温度, K; $T_{f,out}$ ——传热流体出口温度, K。

2) 吸热体热平衡方程:

$$m_c c_{p,c} \frac{dT_c}{d\tau} = W_c - Q_{c-f,conv} - Q_{c-s,cond} - Q_{c-l,cond} - Q_{c-rad} - Q_{c-g,conv} \quad (2)$$

式中, $m_c c_{p,c} \frac{dT_c}{d\tau}$ ——非稳态项, W; m_c ——吸热体质量, kg; $c_{p,c}$ ——吸热体比热容, J/(kg·K); T_c ——吸热体温度, K; W_c ——吸热体吸收的太阳辐射, W; $Q_{c-s,cond}$ ——吸热体与保温层之间的导热, W; $Q_{c-l,cond}$ ——吸热体与隔热层之间的导热, W; Q_{c-rad} ——吸热体在吸热体、隔热层、玻璃盖板组成的封闭空腔中的净辐射热量, W; $Q_{c-g,conv}$ ——吸热体与玻璃盖板之间的对流换热量, W。

3) 隔热层热平衡方程:

$$m_l c_{p,l} \frac{dT_l}{d\tau} = Q_{c-l,cond} - Q_{l-s,cond} - Q_{l-g,cond} - Q_{l-rad} \quad (3)$$

式中, $m_l c_{p,l} \frac{dT_l}{d\tau}$ ——非稳态项, W; m_l ——隔热层质量, kg; $c_{p,l}$ ——隔热层比热容, J/(kg·K); T_l ——隔热层温度, K; $Q_{c-l,cond}$ ——隔热层与保温层之间的导热, W; $Q_{l-s,cond}$ ——隔热层与玻璃盖板之间的导热, W; $Q_{l-g,cond}$ ——隔热层在吸热体、隔热层、玻璃盖板组成的封闭空腔中的净辐射热量, W。

4) 保温层热平衡方程:

$$m_s c_{p,s} \frac{dT_s}{d\tau} = Q_{c-s,cond} - Q_{l-s,cond} - Q_{s-a,conv} - Q_{s-a,rad} \quad (4)$$

式中, $m_s c_{p,s} \frac{dT_s}{d\tau}$ ——非稳态项, W; m_s ——保温层质量, kg; $c_{p,s}$ ——保温层比热容, J/(kg·K); T_s ——保温层温度, K; $Q_{c-s,cond}$ ——保温层与周围环境之间的对流换热量, W; $Q_{l-s,cond}$ ——保温层与周围环境之间的辐射换热量, W。

5) 玻璃盖板热平衡方程:

$$m_g c_{p,g} \frac{dT_g}{d\tau} = Q_{c-g,conv} + Q_{l-g,cond} - Q_{g-rad} - Q_{g-a,conv} - Q_{g-a,rad} \quad (5)$$

式中, $m_g c_{p,g} \frac{dT_g}{d\tau}$ ——非稳态项, W; m_g ——玻璃盖板质量, kg; $c_{p,g}$ ——玻璃盖板比热容, J/(kg·K); T_g ——玻璃盖板温度, K; $Q_{c-g,conv}$ ——玻璃盖板在吸热体、隔热层、玻璃盖板组成的封闭空腔中的净辐射热量, W; $Q_{l-g,cond}$ ——玻璃盖板与周围环境之间的对流换热量, W; $Q_{g-a,conv}$ ——玻璃盖板与周围环境之间的辐射换热量, W。

2.3 单值性条件及模型求解

单值性条件一般分为几何条件、物理条件、时间条件、边界条件^[4]。其中对于该吸热器,几何尺寸及物性参数是确定的。时间条件可依据起始时间节点的参数条件设定。对于一维传热模型,在某个工况条件下运行时,传热流体入口温度和流速分别作为温度和速度边界条件给定,集热管两端为绝热边界条件。

根据给定的集热器几何参数、物性参数、运行工况(太阳辐射照度、环境温度、环境风速、传热流体入口温度、流量)及起始时间节点吸热器各部件温度,可求解下一时间节点吸热器各部件温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$,进而计算出集热器的集热量、集热效率。热平衡方程的各项换热量中,除辐射换热量 $Q_{c,rad}$ 、 $Q_{l,rad}$ 、 $Q_{s-a,rad}$ 、 $Q_{g,rad}$ 和 $Q_{g-a,rad}$ 外,其余各项均与待求温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 呈线性关系。为方便求解,引入辐射换热系数概念^[5],使辐射换热量与待求温度亦呈线性关系。模型求解思路为^[5]:将待求解的温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 表达为向量 $T([T_c, T_l, T_s, T_g, T_{f,out}]^T)$,将常数项移项到方程右侧,形成常数向量 b ,将左侧表达为系数矩阵 A 与待求解温度向量 T 相乘的形式,即 $AT=b$,利用矩阵运算求解温度向量 T 。

由于传热方程中的系数与待求解的 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 有关,因此这里采用迭代方法进行求解,求解流程图如图3所示。具体计算过程为:

1)确定集热器几何参数、物性参数及计算工况条件。

2)对温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 进行假设,给出假设值 T'_c 、 T'_l 、 T'_s 、 T'_g 、 $T'_{f,out}$ 。

3)根据集热器几何参数、物性参数、计算工况及假定的 T'_c 、 T'_l 、 T'_s 、 T'_g 、 $T'_{f,out}$,计算系数矩阵 A 和常数向量 b ,进行矩阵运算,求得温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 。

4)若计算的 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 与假定的 T'_c 、 T'_l 、 T'_s 、 T'_g 、 $T'_{f,out}$ 差值小于设定值 E_T ,则停止迭代,输出温度 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$,否则重新假设 T'_c 、 T'_l 、 T'_s 、 T'_g 、 $T'_{f,out}$,重复步骤3)。

5)在计算出 T_c 、 T_l 、 T_s 、 T_g 、 $T_{f,out}$ 后,计算该工况下的集热量、集热效率。

每个时间节点的瞬时效率 η_i 的表达式为:

$$\eta_i = \frac{\rho_f V_f c_{p,f} (t_{f,out} - t_{f,in})}{I_d A_p} \times 100\% \quad (6)$$

式中, I_d ——法向直接日射辐照度, W/m^2 ; A_p ——抛物面槽式聚光器有效开口面积, m^2 。

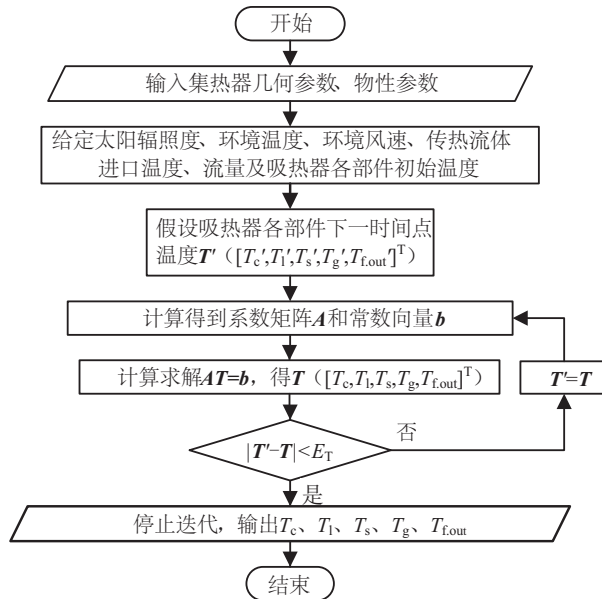


图3 一维传热模型求解流程图

Fig. 3 Flow chart of 1-D heat transfer model algorithm

3 实验测试及模型验证

热性能实验系统示意图如图4所示,系统主要由抛物槽集热器、散热器、恒温油槽、油泵等组成,传热流体为导热油。恒温油槽将导热油加热到一定温度后,通过油泵送入腔式吸热器内,吸热后进入散热器,最后回到恒温油槽,完成循环。系统运行时集热器沿东西向水平轴连续调节跟踪太阳。

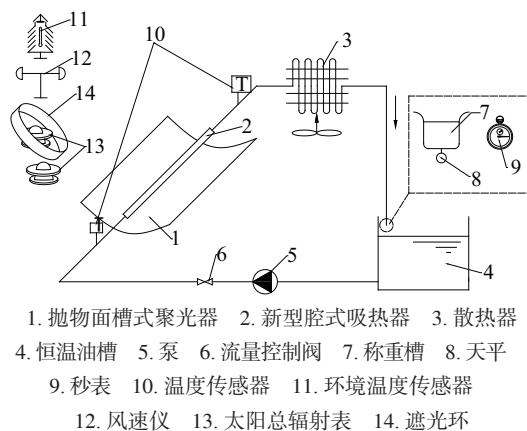


图4 热性能实验系统示意图

Fig. 4 Schematic diagram of experimental rig

实验所用仪器的型号、量程、精确度等信息如表 1 所示。

表 1 实验仪器信息

Table 1 Information of experimental instruments

仪器	型号	量程	仪器精度
天平	JA5003	0~1000 g	±1 mg
秒表	RESEE	0~10 h	±0.01 s
温度传感器	T型 热电偶	-200~400 °C	±0.1 °C
风速仪	9535-A	0~30 m/s	±3%/±0.015 m/s
太阳总辐射表	TBQ-2-B	0~2000 W/m ²	±2%

实验环境条件如图 5 所示,法向直接日射辐照度在上午约 10:00 出现最大值,约 650 W/m²,随后缓慢下降;环境温度随时间逐渐升高,最大值约 32.4 °C,出现在下午约 14:00,滞后于法向直接日射辐照度最大值出现时间;环境风速在 0.5~2.5 m/s 之间,在中午 13:20 后出现明显提升。将随时间变化的环境参数输入到模型中,模拟结果与实验结果的对比如图 6 所示,系统中传热流体温度随时间逐步提升,到正午约 12:20 出现最大值,约 105 °C,随后逐渐下降;集热器效率曲线呈现倒 V 形,主要原因在于系统沿东西向水平轴连续调节跟踪太阳,正午太阳入射角可达到 0°,而距正午越远,入射角越大,余弦损失与光学末端损失就越大,效率下降越多。结果显示模拟值与实验值随时间变化的趋势基本相同,模拟值略大于实验值。

实验测试中传热流体温度在 100 °C 以上,集热器效率在正午达到最大值,接近 45%,验证了新型

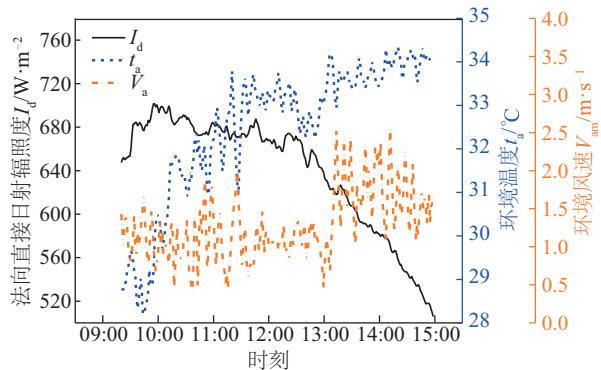


图 5 实验环境条件

Fig. 5 Environmental conditions of experiment

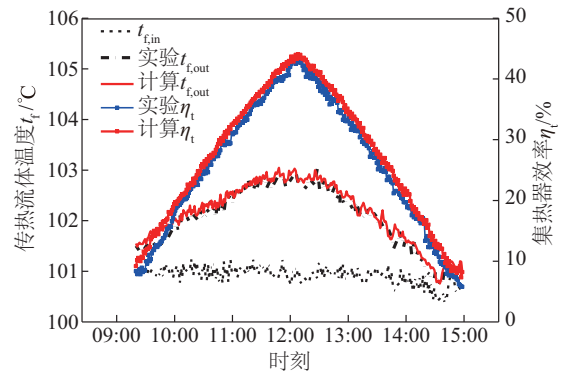


图 6 模拟与测试计算结果对比

Fig. 6 Comparison of simulation and test results

腔式吸热器的实用性;集热器效率的模拟值与实验值最大误差为 5.36%,平均误差为 1.90%,模拟结果与实验结果高度吻合,进一步证明建立的一维传热模型是准确的。

4 传热模型不同地区全年集热性能分析

按照年太阳总辐照量可将中国划分为 4 个太阳能资源带^[6]:资源丰富带、资源较富带、资源一般带、资源缺乏带;按照月平均温度及相应日平均温度范围内的天数可将中国划分为 5 个建筑热工分区:严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、夏热冬暖地区、温和地区^[7]。现基于全年逐时气象数据,运用上述一维非稳态传热模型,分析采用该种新型腔式吸热器的抛物槽集热器在不同地区的全年集热性能,为其推广应用提供理论基础。

对于该槽式太阳能新型腔式吸热器具有较大改善空间,笔者课题组已研究了材料导热系数、发射率以及光学参数对该吸热器的热性能影响,并分析了导热系数、发射率以及光学参数改善后该吸热器的热性能情况^[3]。该模拟过程中,模型采用改善的导热系数、发射率以及光学参数,吸热器的传热流体入口温度设为 150 °C,质量流量为 0.15 kg/s,长度为 10 m,这里仅分析集热器在全年逐时气象参数下的集热性能,而不考虑与其串联的具体系统形式。这里定义年集热量 Q_a 及年集热效率 η_a 分别为式(7)、式(8)^[6],其中集热量 Q_a 表示集热器运行期间在太阳辐照下全年各时刻集热量的总和, η_a 的分子为 Q_a ,分母为与其对应各时刻入射在聚光器采光口面积上的太阳法向直接日射辐照量之和。若将

式(7)、式(8)中求和符号的下界和上界分别换成某月份的第1天和最后1天,则可定义该月份的月集热量 Q_m 及月集热效率 η_m 。

$$Q_a = \sum_{n=1}^{365} \int_{\tau_{on}}^{\tau_{off}} \rho_f(\tau) V_f(\tau) c_{p,f}(\tau) [t_{f,out}(\tau) - t_{f,in}(\tau)] d\tau \quad (7)$$

$$\eta_a = \frac{\sum_{n=1}^{365} \int_{\tau_{on}}^{\tau_{off}} \rho_f(\tau) V_f(\tau) c_{p,f}(\tau) [t_{f,out}(\tau) - t_{f,in}(\tau)] d\tau}{\sum_{n=1}^{365} A_p \int_{\tau_{on}}^{\tau_{off}} I_d(\tau) d\tau} \times 100\% \quad (8)$$

该次模拟涉及全国共13个地区,分别为托托河、拉萨、呼和浩特、昌都、昆明、沈阳、石家庄、定海、厦门、楚雄、成都、河池和兴义,覆盖大部分太阳能资源带和建筑热工分区,计算出各地区的年集热效率如表1所示,各地区的全年及各月集热量分布如图7所示。从总体上看,这里研究的13个地区中,年集热效率相差并不大,并未呈现明显的规律性。昆明的年集热效率最高(53.33%),定海的年集热效率最低(45.08%),两者相差8.25%。

表2 各地区的年集热效率

Table 2 Annual collection efficiency in each region				
地区	资源 丰富带	资源 较富带	资源 一般带	资源 缺乏带
严寒地区	托托河	呼和浩特	沈阳	—
	48.77%	47.39%	48.20%	
寒冷地区	拉萨	昌都	石家庄	—
	48.91%	48.22%	47.25%	
夏热冬冷地区	—	—	定海	成都
			45.08%	47.17%
夏热冬暖地区	—	—	厦门	河池
			47.32%	47.63%
温和地区	—	昆明	楚雄	兴义
		53.33%	47.52%	48.12%

虽然各地区的年集热效率相差不大,但年集热量相差较大。如图7所示,从太阳能资源丰富带到资源缺乏带,年集热量整体上呈现出逐渐降低的趋势,太阳能资源丰富地区的年集热量可达55.02 GJ(拉萨),而资源缺乏地区的年集热量只有8.52~11.40 GJ(成都8.52 GJ,河池11.29 GJ,兴义11.40 GJ),资源丰富地区年集热量可达到资源缺乏地区的5~6倍。同一太阳能资源带下,不同建筑热工分

区的各地区年集热量虽然存在差异,但并不像太阳能资源丰富地区与缺乏地区年集热量之间相差的那样悬殊。因此在分析集热器在某地区的适用性时,应首先考虑该地区所在的太阳能资源带,其次考虑其所在的建筑热工分区。

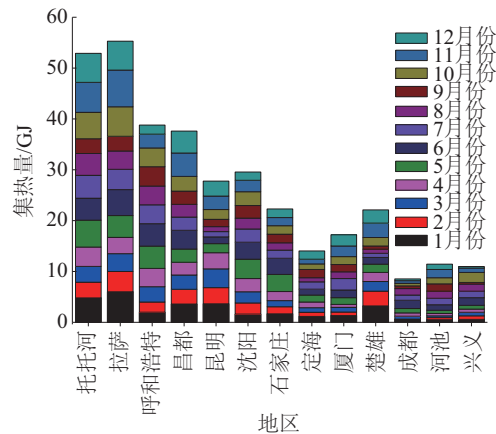


图7 各地区的全年集热量及各月集热量分布
Fig. 7 Annual and monthly heat gain in each region

5 结 论

本文针对一种槽式太阳能新型腔式吸热器建立一维非稳态传热模型,采用Matlab软件进行模拟计算。搭建槽式太阳能集热器实验平台,对新型腔式吸热器的热性能进行测试,并将模拟计算结果与实验测试结果相比较:两者最大相对误差为5.36%,平均相对误差为1.90%,验证了该腔式吸热器的一维非稳态传热模型的准确性。为了研究该种腔式吸热器在全国不同地区的适用性,根据中国太阳能资源和建筑热工分区,选取13个典型地区进行全年集热性能分析。结果表明各地区的年集热效率差异较小,当吸热器入口流体温度为150℃时,集热效率在45%~55%之间,但年集热量相差较大,从太阳能资源丰富带到资源缺乏带,整体上呈现出年集热量逐渐降低的趋势,资源丰富地区年集热量可达到资源缺乏地区的5~6倍,而同一太阳能资源带下,不同建筑热工分区的各地区年集热量差异并不明显。

[参考文献]

[1] 殷志强. 探讨太阳能热利用发展[J]. 太阳能, 2009, (6): 6—9.
[2] 英国石油公司. BP世界能源统计年鉴2017[EB/OL].

- https://www.bp.com/zh_cn/china/reports-and-publications/_bp_2017-.html, 2018-03-16.
- [2] British Petroleum Corporation. BP Statistical Review of World Energy 2017 [EB/OL]. https://www.bp.com/zh_cn/china/reports-and-publications/_bp_2017-.html, 2018-03-16.
- [3] Liang Hongbo, Zhu Chunguang, Fan Man, et al. Study on the thermal performance of a novel cavity receiver for parabolic trough solar collectors [J]. *Applied Energy*, 2018, 222: 790—798.
- [4] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣, 等. 传热学(第五版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 20, 160—172, 231, 287—288, 325—326, 332.
- [4] Zhang Ximin, Ren Zepei, Mei Feiming. et al. Heat transfer (Fifth edition) [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007: 20, 160—172, 231, 287—288, 325—326, 332.
- [5] Liang Hongbo, You Shijun, Zhang Huan, et al. Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors [J]. *Applied Energy*, 2015, 148: 105—114.
- [6] 喜文华, 魏一康, 张兰英, 等. 太阳能实用工程技术 [M]. 兰州: 兰州大学出版社, 2001: 62—63, 164—165.
- [6] Xi Wenhua, Wei Yikang, Zhang Lanying, et al. *Solar Energy Engineering Technologies* [M]. Lanzhou: Lanzhou University Press, 2001: 62—63, 164—165.
- [7] GB 50176—2016, 民用建筑热工设计规范[S].
- [7] GB 50176—2016 Code for thermal design of civil building[S].

SIMULATION AND APPLICABILITY STUDY OF NOVEL CAVITY RECEIVER FOR PARABOLIC THROUGH COLLECTOR

Gao Xinlei¹, You Shijun¹, Zhang Huan¹, Zheng Wandong¹, Song Zixu¹, Cao Rongguang²

(1. *School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;*

2. *China Architecture Design & Research Institute Co., Ltd., Beijing 100044, China*)

Abstract: Based on the novel cavity receiver of the parabolic trough collector, a one-dimensional unsteady-state heat transfer model is established. A thermal performance experiment has been carried out to validate the accuracy of the proposed heat transfer model for the novel heat receiver. As the results, the maximum error between the simulated and experimental collector thermal efficiency is 5.36%. According to the distributions of solar energy resource and thermal design of civil buildings in China, 13 areas are selected to analyze the thermal performance of the cavity receiver. The results show that the difference in annual collector efficiency of each region is not obvious. When the fluid inlet temperature of the cavity receiver is 150 °C, the annual collector efficiency of each region achieves 45%-55%. However, the difference in annual heat gain is significant, which shows that the annual heat gain in resource-rich areas can reach 5-6 times of that in the resource-poor area. In the same solar resource zone, the difference in annual heat gain of all building thermal design zones is not notable.

Keywords: solar collectors; experimental design; collector efficiency; unsteady-state heat transfer model; applicability study