

扁管式太阳能平板集热器的性能实验

方 铎 荣 冯 学 善

(中国科学院力学研究所)

摘 要

本文对管板式平板集热器集热板最优结构作了传热分析。提出了扁管式平板集热器的设计,进行了性能实验。实验表明,扁管式平板集热器具有高的集热板效率系数,验证了传热分析中得到的结论。实验测定了单层与双层玻璃盖板扁管式平板集热器的热损与热容。依据实验测定的 U_L 、 F' 、 α 、 τ 计算了集热器的效率。

提高平板集热器的效率,降低成本,是目前国内外研究的一个重要课题。本文为提高集热板效率系数进行了传热分析、设计,并作了集热器的性能实验。实验表明,扁管式平板集热器具有高的集热板效率系数。测定了不同盖板下集热器的热损与热容。依据实验测定的 U_L 、 F' 、 α 、 τ 计算了集热器的效率曲线。并对平板集热器的反热平衡实验方法作了一些探讨。

一、集热板最优结构理论分析

文献[3]给出了管板式平板集热器的理论分析。在稳定状态下,能量方程为

$$q_u = F' [HR(\tau\alpha) - U_L(\bar{T}_f - T_a)] \quad (1)$$

式中, q_u ——工作介质通过太阳能集热器,在单位时间单位面积上得到的有用热量;

F' ——集热板效率系数;

H ——任一方向单位表面积上的太阳总辐射率;

R ——集热器表面的辐射转换系数;

τ ——集热器盖板的透射系数;

α ——集热板的吸收系数;

U_L ——单位面积集热板表面对周围环境的热损失系数;

\bar{T}_f ——工作介质的平均温度;

T_a ——环境温度。

集热板效率系数的物理意义是,当集热板吸收太阳辐射能以后,传给集热管内工作介质的传热率。它反映了从集热板到工作介质传热过程中的热阻大小。它等于集热管内工作介质对周围环境的热损系数 U_0 与集热板对周围环境的热损系数 U_L 之比。

$$F' = U_0 / U_L \quad (2)$$

$$F' = \frac{1}{U_L} \frac{1}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_f} + \frac{1}{\pi D K' / \delta'} \right\}} \quad (3)$$

式中, W ——集热管中心距;
 D ——集热管外径;
 D_i ——集热管内径;
 C_b ——焊接导热系数;
 h_f ——工作介质对管壁平均换热系数;
 δ' ——集热管厚度;
 K' ——集热管的导热系数;
 F ——集热板肋片效率。

$$F = \frac{\tanh m(W-D)/2}{m(W-D)/2} \quad (4)$$

其中:

式中, K ——肋片(集热板)的导热系数;
 δ ——集热板的厚度。

从方程(3, 4)看到, 要集热板效率系数尽可能高, 甚至接近 1, 从结构上考虑, 为使肋片效率高, 焊接导热系数大, 采用圆管紧排列结构是理想的。为节约管材可采用扁管式结构。在此情况下, $F=1$; $C_b \rightarrow \infty$; $W = \frac{\pi}{2}D$ 。

则

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L D}{2D_i h_f} + \frac{U_L \delta'}{2K'}} \quad (5)$$

表 1 扁管式集热板效率系数计算值(自然对流)

材 料 名 称	F' K'	U_L	9	5	3
			瓦/米 ² ·°C	瓦/米 ² ·°C	瓦/米 ² ·°C
铜 管	384 瓦/米 ² ·°C		0.9834	0.9907	0.9944
钢 管	45.4 瓦/米 ² ·°C		0.9832	0.9906	0.9943
玻 璃 管	0.74 瓦/米 ² ·°C		0.9661	0.9809	0.9885
陶 瓷 管	1.03 瓦/米 ² ·°C		0.9710	0.9837	0.9901

管内换热系数 $h_f = 300$ 瓦/米²·°C⁽³⁾。

管壁厚度 $\delta' = 3$ 毫米。

表 2 扁管式集热板效率系数计算值(强迫对流)

材 料 名 称	F' K'	U_L	9	5	3
			瓦/米 ² ·°C	瓦/米 ² ·°C	瓦/米 ² ·°C
铜 管	384 瓦/米 ² ·°C		0.9966	0.9981	0.9989
钢 管	45.4 瓦/米 ² ·°C		0.9964	0.9980	0.9988
玻 璃 管	0.74 瓦/米 ² ·°C		0.9789	0.9881	0.9929
陶 瓷 管	1.03 瓦/米 ² ·°C		0.9838	0.9909	0.9945

管内换热系数 $h_f = 1500$ 瓦/米²·°C⁽³⁾。

管壁厚度 $\delta' = 3$ 毫米。

此处 D 为压成扁管前圆管的外径。

按方程(5)，经过计算分析，不难看出管壁热阻是很小的。它比管内自然对流时流体对管壁的热阻小二个数量级，它比管内强迫对流时小一个数量级。由此可进一步推论，对扁管集热器不需要追求高导热系数的铜、铝材料。在管内自然对流流动时，甚至可用薄壁的玻璃管与陶瓷管，也可以得到很高的集热板效率系数。同时，热损系数 U_L 对集热板效率系数的影响也是不大的。上述分析可从下面两个计算中清楚的看出(表 1、2)。

二、扁管式平板集热器结构

根据上述分析，为了得到高集热板效率系数的集热板，我们用外径为 28 毫米、内径为 25 毫米的无缝钢管，由专门模具冷压成宽 40 毫米、高 12 毫米、长 900 毫米的扁管，上、下集管是外径为 60 毫米、内径为 54 毫米钢管，经铣出扁管槽后与扁管铜焊连接，并经过检漏试验。集热板焊上 23 对热偶，然后喷涂无光黑漆(吸收系数 $\alpha=0.95$ 、发射系数 $\varepsilon=0.95$)，放入有 19 毫米高的软质聚醚型聚氨酯泡沫塑料与 49 毫米高的可发性聚苯乙烯泡沫塑料的木框内。木框侧边有 20 毫米厚的软泡沫塑料绝热。集热器外壳为金属框架。盖板可依据实验的需要，分别装单层或双层 3 毫米的平板玻璃。据文献[4]的分析，从热性能的观点看，集热板到玻璃盖板之间间距在 40—80 毫米，能使气隙传导对流传热系数趋向较小值。因此，采用第一层玻璃板与集热板之间的间距为 40 毫米，第二层玻璃与第一层玻璃板间距为 33 毫米。扁管式平板集热器结构图如图 1 所示。为了得到较完整的实验数据，在玻璃板、底、侧的绝热层上都焊有 $\phi 0.2$ 毫米的镍铬——镍铝热电偶。

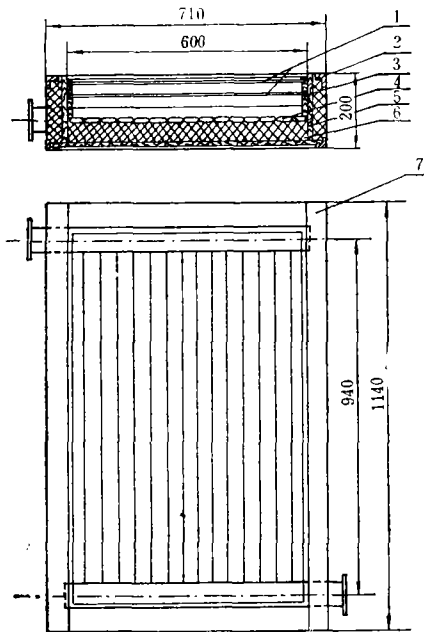


图 1 扁管式平板集热器结构图

1. 平板玻璃 2. 外框架 3. U 型橡胶垫 4. 集热板 5. 内框架 6. 绝热材料 7. 集热器盖板

三、扁管式平板集热器性能实验

扁管式平板集热器的性能实验，是用反热平衡实验方法进行的。实验系统如图 2 所示。目前，用这一方法如何更好地评价平板集热器的热性能，国内外均

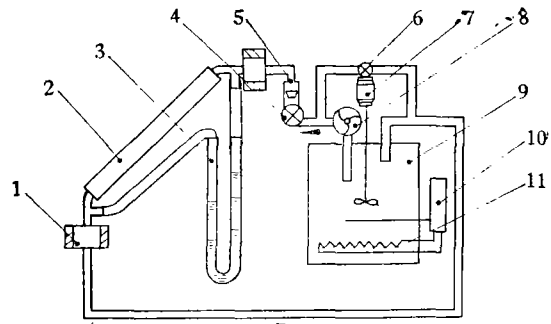


图 2 实验装置系统示意图

1. 工作介质温度测量混合器 2. 平板集热器 3. U 形管 4. 针型阀 5. 浮子流量计 6. 流量调节阀 7. 搅拌器 8. 水泵 9. 超级恒温器(包括 7、8、10、11) 10. 温度控制器 11. 电加热器

正在研究⁽⁵⁻⁷⁾。采用反热平衡实验方法测定热损系数 U_L 、集热板效率系数 F' 、热容 C_c 及时间常数 τ_c 的方法简述如下:

1. 热损系数 U_L 的测定

U_L 的测量是在室内无风、无散射光的条件下进行的。由超级恒温器来控制集热器进口温度的恒定,由浮子流量计测定流量。集热器进、出口装有工作介质的混合器及焊有四对热偶,并在集热扁管上焊有 15 对热偶,上下集管上焊有 6 对热偶来测定集热板的平均温度 \bar{T}_p , 则 U_L 可由下式得到:

$$U_L = GC_p(T_{fi} - T_{fo}) / (\bar{T}_p - T_a) \quad (6)$$

式中, G ——单位时间单位集热面上的流量;

C_p ——工作介质的比热;

T_{fi} ——工作介质的进口温度;

T_{fo} ——工作介质的出口温度;

\bar{T}_p ——集热板的平均温度;

T_a ——环境温度。

值得说明的是,在反热平衡实验方法的实验中,工作介质的流动方向,应该与集热器在室外工作时的流动方向相反。文献[6, 7]都明确地提出了这一看法。

2. 集热板效率系数 F' 的测定

依据集热板效率系数的定义,在反热平衡实验中可以得到

$$F' = U_0 / U_L = \frac{\bar{T}_p - T_a}{T_{fi} - T_a} \quad (7)$$

关于集热器工作介质的平均温度,目前大多采用进、出口温算术平均的方法。准确测定 F' 的关键是测定集热板温 \bar{T}_p 。

3. 集热器热容 C_c 及时间常数 τ_c 的测定

集热器热容是表征集热器起动特性的一个参数,它与热损失相类似,是使集热器集热量降低的主要原因之一。

据文献[5, 8]介绍,一个节点模型的热容可由下式求得

$$C_c = \frac{(F' U_L + GC_p / K)(t_2 - t_1)}{L_n \left(\frac{T_{fo}(t_1) - T_a}{T_{fo}(t_2) - T_a} \right)} \quad (8)$$

式中,

$$K = \frac{GC_p}{F' U_L} \left(\frac{F'}{F_R} - 1 \right);$$

t ——时间;

F_R ——集热器移热系数。

按文献[9], K 值近似为 $1/2$ 。在反热平衡实验中,集热器工作在一定温度下,达到稳定状态以后,出口温度 T_{fo} 稳定在 $T_{fo}(t_1)$, 然后把流入的流体以 $\pm 1^\circ\text{C}$ 的精度突变式地降到环境温度 T_a , 连续记录 $T_{fo}(t)$ 。如把时间 $(t_2 - t_1)$ 后的温度表示为 $T_{fo}(t_2)$, 则由方程 (8) 可得到热容 C_c 。其中 $F' U_L$ 为稳定状态时由实验测定之值。为使 $F' U_L$ 对 $(T_{fo} - T_a)$ 比较稳定,实验测定中,进口温度 T_{fi} 控制在 $T_a + 30^\circ\text{C} - T_a + 50^\circ\text{C}$ 范围内比较好。

集热器的时间常数 τ_c 是指集热器受到辐射断续影响使性能变化时,集热器在什么时间开

始反应的问题。效率实验中时间积分间隔的确定, 以及集热器起动特性的说明, 是很重要的。测定方法与测热容相同。文献[5]定义为

$$\frac{T_{f0}(t_2) - T_a}{T_{f0}(t_1) - T_a} = \frac{1}{e} = 0.3679 \quad (9)$$

时的 $(t_2 - t_1)$ 为 τ_c 。

把连续测定的 t 及 $T_{f0}(t)$ 数值, 作 $\frac{T_{f0}(t) - T_a}{T_{f0}(t_1) - T_a}$ 与 t 或 $T_{f0}(t)$ 与 t 的关系曲线, 并由(9)式所作定义可得 τ_c 。

值得指出的是, 时间常数的定义还不统一。文献[6]认为, 所谓时间常数就是集热器效率要达到工作状态热平衡时 99% 所需要的时间, 该情况下的时间常数可用下式计算:

$$\tau_c = \frac{C_c}{F' U_L + G C_p / K} \times \text{Ln}100 \quad (10)$$

由(10)式求出的时间常数比(9)式定义的大 4.6 倍。

四、实验结果及分析

1. 集热板效率系数

我们分别在扁管式平板集热器的裸板、有底部绝热材料无盖板及单层玻璃盖板三种情况下测定了集热板效率系数。并根据上述理论分析, 计算了扁管内水的流速。当流量为 60(公斤/小时)时, 流速为 0.44(厘米/秒)。当流量为 40(公斤/小时)时, 流速为 0.30(厘米/秒)。在此流速下, 流动为层流。考虑到自然对流的影响, 管内流动的换热系数采用文献[3]给出的强迫对流时管内换热系数 $h_f = 1500$ (瓦/米²·°C)。表 3 说明扁管式集热板效率系数实验值与计算值比较相符。从而验证了对管板式平板集热器集热板最优结构理论分析中所得到的结论。

表 3 扁管式集热板效率系数实验值与计算值

集 热 器 结 构 类 型	平 均 热 损 系 数 瓦/米 ² ·°C	实 验 值 %	计 算 值 %
裸体集热板	22.0	98.4	99.15
底部有绝热无盖板	13.0	98.0	99.50
单层玻璃盖板	6.5	99.7	99.75

2. 集热器热损系数

扁管式集热器热损系数随结构的变化曲线如图 3 所示。曲线说明, 热损系数随集热板温的增加而增加, 在单层与双层玻璃盖板时增加率很小, 同时说明背面绝热与盖板对热损系数的减少很显著。第三, 按文献[3, 11]给出的计算方法, 计算值比实验值稍为偏低。而热损系数随板温的增加率, 计算值与实验值基本相同。

图 4 说明, 实验范围内的流量变化对热损系数影响百分之十左右。这是因为在实验流量下, 扁管内的流速很低, 处于层流状态的原因。这一实验结果说明, 在作平板集热器实验时, 不同的实验工况, 流量稳定在某一个范围内时, 对测定热损系数的精度影响不大。

图 5 说明, 集热器热损系数随集热器上表面与水平夹角的增加而减小。实验值比用[3]的计算值要大一些。从实验结果看到, 集热器从水平到 90 度工作时的热损失减小 17.4%。

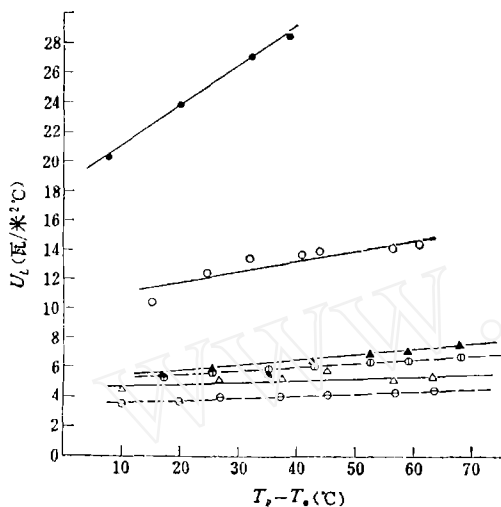


图3 集热器热损系数随结构的变化曲线
 倾角 $\theta=20^\circ$, 流量—96至102公斤/米²·小时, 风速—0。●裸体集热板 △双层玻璃 ○底部有绝热无盖板 ①单层玻璃计算值 ▲单层玻璃 ②双层玻璃计算值

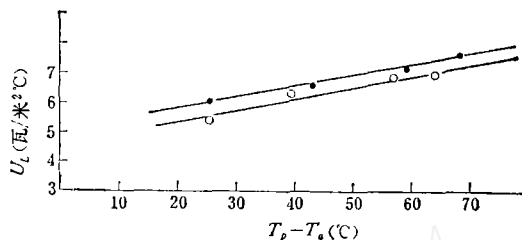


图4 集热器热损随流量的变化曲线
 流量 G (公斤/米²·小时), ●99—102, ○64±0.5, 倾角 $\theta=20^\circ$, 单层玻璃盖板平板集热器

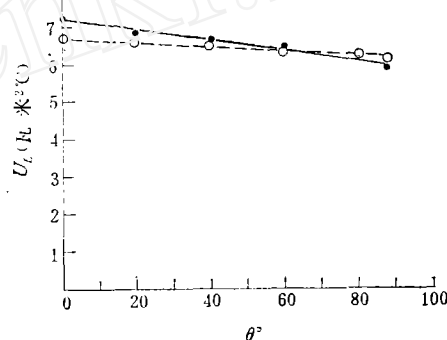


图5 集热器热损系数随倾角的变化
 ●实验值, ○理论值, 单层玻璃盖板平板集热器, 流量 $G=100$ 公斤/米²·小时, $T_p - T_a = 58 \pm 1^\circ\text{C}$, 水平时 $\theta=0^\circ$

因此, 集热器工作方位对热损系数影响也是不大的。

3. 集热器热容及时间常数

我们采用方程(8)得到热容 C_c , 并按方程(9)的定义, 在 $T_{f0}(t)-t$ 的曲线上求得时间常数 τ_c 。实验结果列于表4。

表4 集热器热容 C_c 与时间常数 τ_c

集热器结构类型	序号	倾角(度)	恒温器温度(°C)	流量(公斤/米 ² ·小时)	环境温度(°C)	热容 C_c (大卡/米 ² ·°C)	时间常数 τ_c (分)
单层玻璃盖板集热器	175	0	60	68.14	18.2	12.90	18.35
	176	0	50	65.59	19.6	12.70	17.85
	平均					12.80	18.10
双层玻璃盖板集热器	189	0	60	66.95	23.8	14.10	17.30
	190	0	60	65.60	23.2	15.40	19.70
	平均					14.75	18.50

从表 4 可以看到, 扁管式平板集热器热容与时间常数都偏大, 这与文献[8]中真空管集热器相类似。这是由于集热器内工作介质数量较多所致。必须在今后的设计中予以改进。

4. 集热器效率曲线的确定

由实验测定的盖板透射系数 τ (单层 3 毫米窗玻璃, 在入射角为 0 时的 τ 为 0.83; 双层为 0.67)、集热板吸收系数 α , 以及在不同的 \bar{T}_f 、 T_a 情况下的热损系数 U_L , 可以由(11)式确定集热器的瞬时效率曲线。

$$\eta = F' (a\tau)_e - \frac{F' U_L (\bar{T}_f - T_a)}{I} \quad (11)$$

式中, η ——集热器效率, $(a\tau)_e$ ——有效透射与吸收系数的乘积, I ——入射在单位集热器表面的太阳辐射率。

[10]指出, 有效的透射与吸收系数的乘积 $(a\tau)_e$, 要稍微大于盖板的透射系数与集热板吸收系数的乘积。我们以 $a\tau \cong (a\tau)_e$ 来处理。按上述方法得到的扁管式平板集热器瞬时效率曲线如图 6 所示, 从图可以看到, 当集热器使用在风速较小的地区, 如对温升只需 10°C 左右的游泳池加热, 用裸板集热器既有高的集热效率, 同时成本又低, 如果稍加底部绝热, 集热效率会有较大的提高。当在 $22^\circ\text{C} \leq \Delta T \leq 65^\circ\text{C}$ 情况下, 单层玻璃盖板最好。当温升大于 65°C 时, 必须要用双层玻璃盖板集热器(如平板式太阳能蒸汽灶、平板式热管海水淡化器等)。采用多层盖板时, 必须提高透射系数 τ 。目前采用的平板窗玻璃透射系数较低, 必须予以提高。

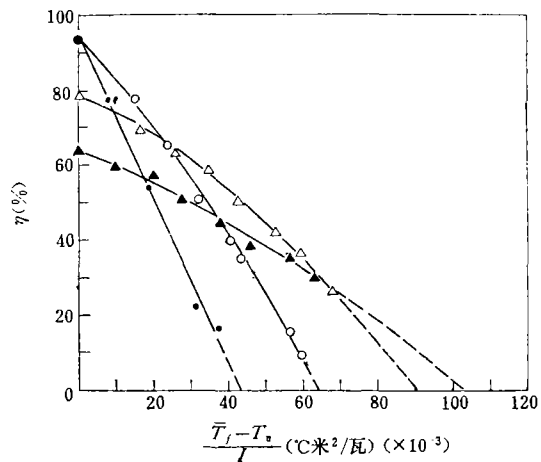


图 6 集热器瞬时效率曲线

● 裸板, △ 单层玻璃盖板, ▲ 双层玻璃盖板, ○ 有底部绝热无玻璃盖板, 风速为 0, $I = 1000$ 瓦/米²。

五、结 语

实验表明, 扁管式平板集热器有高的集热板效率系数, 验证了对管板式平板集热器集热板最优结构理论分析中得到的结论。实验结果与理论分析基本相符。

热损系数的实验值与计算值基本相符。为能否选用[3]给出的经验公式进行 U_L 的计算, 提供了实验依据。

不同结构的扁管式平板集热器的热损系数与效率曲线表明: 对于不同应用, 应合理选用不同结构类型的扁管式平板集热器。

本文的性能实验, 进一步探索了太阳能平板集热器性能的反热平衡实验方法。该方法用作相对地评价高集热板效率系数的平板集热器热性能参数是可行的。今后还需要进一步从理论与实验上分析正、反热平衡测定的 U_L 等参数的差别。

本文的扁管式平板集热器的热容与时间常数都偏高, 今后必须改进设计, 尽量减少集热器内工作介质的容量。

扁管式平板集热器虽具有高集热板效率系数、耐压等优点。但从成本效率观点看是否合理, 还需进一步分析与研究。

参 考 文 献

- [1] S. Lin, *Shining the Sun Solar Technology the Seventies*, Vol. 2, Solar Collectors, 1976, 129.
- [2] A. Whillier, G. Saluja, *Solar Energy*, Vol. 6, 1965, No. 1, 21.
- [3] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Energy Thermal Processes*, New York, 1974.
- [4] H. Buchberg, I. Catton, D. K. Edwards, *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 98, 1976, No. 2, 182.
- [5] 种村 荣, 山东睦夫, 名古屋工业技术试验所报告, 第 26 卷, 昭和 52 年, 第 4 号, 91.
- [6] E. Aranovitch, *Testing of Solar Collectors and Systems*, 49, International Solar Energy Society, U. K. Section, 1977.
- [7] W. B. Gillett, *Testing of Solar Collectors and Systems*, 31, International Solar Energy Society, U. K. Section, 1977.
- [8] F. F. Simon, *Solar Energy*, Vol. 18, 1976, No. 5, 451.
- [9] F. F. Simon, NASA Tech. Memo, TMX-3226, 1973.
- [10] C. C. Smith and T. A. Weiss, *Solar Energy*, Vol. 19, 1977, No. 2, 109.
- [11] S. A. Klein, *Solar Energy*, Vol. 17, 1975, No. 1, 79.

THE PERFORMANCE'S EXPERIMENTS OF THE SOLAR FLAT-PLATE COLLECTOR OF FLAT-PIPE ABSORBER

Fang Duo-rong Feng Xue-shan

(*Institute of Mechanics Chinese Academy of Sciences*)

Abstract

This paper analysed the optimal absorber plate structure from the heat transfer point of view. The performance tests of such absorber have been accomplished, they show that the flat-pipe absorber plate collector has higher flat-plate collector efficiency, and has proved the results attained in heat transfer analysis. The overall loss coefficients and heat capacities of single or double glass cover flat-plate collector with flat-pipe absorber plate have been measured. The collector efficiency has been calculated by means of measured values U_L , F' , α , τ .