

平板集热器铁管板式集热板的最佳化

方铎荣

李元哲

(中国科学院力学研究所)

(清华大学)

摘要

本文利用平板集热器管板式集热板的最佳化数学模型, 计算得到了我国目前应用较广泛的铁管板式集热板的最佳化参数——在最小成本/效率参数时的最佳管间距、最佳板厚以及最佳管径。

一、引言

文献[1]对铜管板式集热板的最佳几何结构作了研究。北京市建筑设计院编制的“太阳能热水器”的设计说明中, 对管外径为20毫米、板厚为0.5毫米的集热板, 管之间的中心距一般定为150毫米左右。文献[2]中由0.5—1毫米黑铁皮制作的集热板, 排管间距(指中心距)定为80—120毫米, 一般取100毫米。显然, 这些数据可作为设计的参考, 但很难说是最佳的。本文利用板管式集热板最佳化的数学模型, 研究了具有选择性涂层与黑漆涂层的单、双层玻璃的铁管板式集热板平板集热器, 在自然对流与强迫对流时的最佳管间距与板厚, 并研究了管板间不同接触热阻对最佳化参数的影响。

二、管板式集热板最佳化的数学模型

管板式集热板如图1所示, 其最佳化的数学模型是由平板集热器的热交换模型⁽³⁾与经济数学模型⁽⁴⁾联合组成的。对于铁管板式集热板情况, 推导如下:

假定要求提供的热量为 Q 〔千卡/时(天、月或年)〕, 则

$$Q = \eta_o \eta_s F' A \bar{i} \quad (1)$$

式(1)中: η_o ——当集热板效率系数 $F' = 1$ 时的平板集热器瞬时效率, η_s ——除了平板集热器瞬时效率外的系统效率, A ——平板集热器的面积〔米²〕, \bar{i} ——平均太阳辐射强度〔瓦/米²〕或〔千卡/小时·米²〕, F' ——集热器效率因子。

从式(1)可求得集热器的面积:

$$A = Q / \eta_o \eta_s F' \bar{i} \quad (2)$$

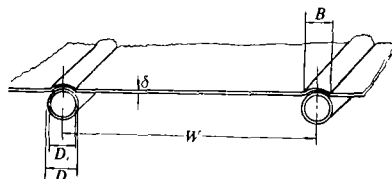


图1 管板式集热板

平板集热器的主要成本可表示为

$$C = [C_A + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \frac{\gamma_1 G}{W} + \delta \gamma_2 C_P] A \quad (3)$$

式(3)中: C ——平板集热器的主要成本[元], C_A ——除集热板以外的单位面积集热器的成本[元/米²], G ——集热直管成本[元/公斤], C_P ——集热板成本[元/公斤], W ——集热板中心距[米], D 、 d ——集热直管的外径和内径[米], γ_1 、 γ_2 ——管、板材料的比重[公斤/米³], δ ——集热板厚度[米]。

把式(2)代入式(3)得:

$$C = \frac{QC_A}{\eta_o \eta_s \bar{I}} \left\{ \frac{1}{F'} \left[1 + \frac{G}{C_A} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{\gamma_1}{W} + \frac{C_P}{C_A} \delta \gamma_2 \right] \right\} \quad (4)$$

又 因

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi d h_{fi}} \right]} \quad (5)$$

式(5)中: U_L ——平板集热器总的热损系数[瓦/米²·K], C_b ——板与管的结合热导系数[瓦/米·K], h_{fi} ——流体与管内壁换热系数[瓦/米²·K], F ——肋片效率, 对于矩形肋, 可由下式给出:

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2} \quad (6)$$

又

$$m^2 = U_L / K \delta \quad (7)$$

式中 K 为集热板的导热系数[瓦/米·K]。

$$\text{令 } \xi = \frac{1}{F'} \left[1 + \frac{G}{C_A} \frac{\pi \gamma_1}{4W} (D^2 - d^2) + \delta \gamma_2 \frac{C_P}{C_A} \right] \quad (8)$$

ξ 为平板集热器集热板成本/效率的无量纲参数。从式(4)可知, 为使单位效率的成本达到极小值, 必须使 ξ 达到极小值。当给定集热器尺寸及集热板厚度时, 增大 W , 使得 ξ 的分子变小, 同时分母中集热器效率因子 F' 也变小。因此, 对于不同的集热管尺寸与集热板厚度, 都可以得到一个 W 的最佳值。比较上述一系列计算得到的 ξ 值, 其中的极小值便为最佳设计参数。

三、计 算

在自然循环热水器中, 流动阻力不允许过大, 我国目前采用的集热排管的直径一般为 20 毫米左右。因此, 我们对铁管板式集热板进行最佳化计算时, 采用了直径为 20 与 15 毫米两种排管。我们对有选择性涂层与黑漆涂层的单、双层玻璃盖板的平板集热器, 在自然对流与强迫对流以及三种不同的管板接触热导情况下, 计算了集热板的最佳化参数。上述计算中未考虑焊接时的成本参数, 管板之间的结合采用凹槽板结合方式。

四、计算结果及分析

我们对 20 种工况进行了计算。在每种工况下, 对应于 0.2—1.5 毫米任一集热板厚, 从管间距步长为 2 毫米的 60 组计算结果中, 得出最小成本/效率参数时的最佳管间距及肋片效

表 1 不同集热器工况输入参数及总热损系数

序号	玻璃层数	集热板发射率 ε	集热管外径 D (米)	集热管内径 D_i (米)	接触热导 C_b (瓦/米·K)	管内液体换热系数 $h_{f,i}$ (瓦/米 ² ·K)	C_A (元/米 ²)	集热器的总热损系数 U_L (瓦/米 ² ·K)
1	单层	0.95	0.02	0.0176	33.3	300	25.01	6.41839
2	"	0.1	0.02	0.0176	33.3	300	34.17	3.61309
3	"	0.95	0.02	0.0176	25.96	300	25.01	6.41839
4	"	0.95	0.02	0.0176	2.596	300	25.01	6.41839
5	"	0.1	0.02	0.0176	25.96	300	34.17	3.61309
6	"	0.1	0.02	0.0176	2.596	300	34.17	3.61309
7	"	0.95	0.02	0.0176	33.3	1500	25.01	6.41839
8	"	0.1	0.02	0.0176	33.3	1500	34.17	3.61309
9	"	0.95	0.015	0.0126	33.3	1500	25.01	6.41839
10	"	0.1	0.015	0.0126	33.3	1500	34.17	3.61309
11	双层	0.95	0.02	0.0176	33.3	300	30.15	3.80971
12	"	0.1	0.02	0.0176	33.3	300	39.31	2.61076
13	"	0.95	0.02	0.0176	25.96	300	30.15	3.80971
14	"	0.95	0.02	0.0176	2.596	300	30.15	3.80971
15	"	0.1	0.02	0.0176	25.96	300	39.31	2.61076
16	"	0.1	0.02	0.0176	2.596	300	39.31	2.61076
17	"	0.95	0.02	0.0176	33.3	1500	30.15	3.80971
18	"	0.1	0.02	0.0176	33.3	1500	39.31	2.61076
19	"	0.95	0.015	0.0126	33.3	1500	30.15	3.80971
20	"	0.1	0.015	0.0126	33.3	1500	39.31	2.61076

U_L 是计算得到的结果。

率与集热器效率因子。

计算中采用的参数为: 风速 $V=2.5$ 米/秒; 夹层距离 $L_1=L_2=4$ 厘米; 玻璃盖板的发射率 $\varepsilon_g=0.88$; 集热板温度为 318K; 环境温度为 283K; 平板集热器与水平面夹角 $\delta=40^\circ$; 铁的导热系数 $K=45.35$ 瓦/米·K, 其比重 $\gamma_1=\gamma_2=7900$ 公斤/米³; 背部热损, 单层玻璃时为 0.60、双层时为 0.65 瓦/米²·K; 集热管成本 1.1 元/公斤, 集热板成本 0.81 元/公斤。

首先讨论管板式集热板最佳化的数学模型的可靠性问题。若式(8)中集热器的效率因子

F' 与实验值相符较好的话, 则管板式集热板最佳化数学模型便是合理的。由式(5)来计算 F' 是经过严格的理论推导与实验验证的^(3,5)。澳大利亚一种用于太阳能热水的集热器, 其效率因子实验值⁽⁶⁾与本文工况 1 的计算值比较如表 2。

表 2 铁管板集热器效率因子计算值与实验值

板 厚 (毫米)	管 中 心 距									
	75 毫米		100 毫米		125 毫米		138 毫米		150 毫米	
	实 验	计 算	实 验	计 算	实 验	计 算	实 验	计 算	实 验	计 算
0.5	0.89	0.91	0.825	0.85	0.75	0.785	0.715	0.75	0.68	0.72
0.7		0.925		0.876		0.82		0.79		0.76
0.75	0.92		0.87		0.805		0.77		0.74	
0.8		0.93		0.88	0.83			0.80		0.78
1.0	0.93	0.935	0.885	0.895	0.835	0.845	0.81	0.82	0.775	0.80
1.5	0.95	0.94	0.89	0.91	0.84	0.87	0.81	0.85	0.795	0.835

从上表可知, 集热器效率因子 F' 的实验值与计算值基本上是一致的。这就证明了上述最佳化数学模型的可靠性。

其次, 从图 2 可以看到, 成本效率参数随管间距的变化是很明显的。因此, 管间距的最佳化是很重要的, 否则就会使单位效率的成本增加。

第三, 从图 3 可以看到, 成本/效率参数随板厚的变化不明显。这是由于这一曲线上所表示的值, 是各种板厚最佳管间距时的成本/效率参数。也就是当板厚增加时, 肋片效率增大, 则最佳管间距也增大, 这就使得成本/效率参数在这板厚时达到最小值。这样, 在设计集热板时对板厚的选择给出了一个较大的范围。

第四, 从图 4—7 说明, 不论是单、双层盖板或是否采用选择性涂层的平板集热器, 只要板管之间有良好的接触, 即 $C_b \geq 25.96$ 瓦/米·K, 最佳管间距随板厚按上述的曲线规律增加。从曲线 1 与 11 可以看出, 对于同是黑漆涂层的平板集热器, 采用双层盖板以后, 热损下降了, 而集热器效率因子增大, 管间距加大, 以达到成本/效率参数最小值。从曲线 1、2 和 11、12 的比较也可以看出, 由于采用选择性涂层以后, 平板集热器的热损又比黑漆涂层的下降了。所以最佳管间距又可加大。从曲线 1、7 与 11、17 可以看到, 在相同涂层的集热器里, 由于曲线 7 与 17 的工况采用强迫对流, 加大了管内的换热系数, 也促使集热器效率因子增大。因此, 也就使得最佳管间距可再增大一些。从上述所得的计算结果中, 值得注意的是, 当管板接触不良时, 如 $C_b \leq 2.596$ 瓦/米·K, 从曲线 4、14、6、16 可以清楚地看到, 集热板厚度的增加, 虽然使肋片效率增加, 然而由于接触热阻过大, 集热器效率因子几乎不增加, 故最佳管间距也几乎不增加。由此可知, 不良的管板接触, 导致较大的接触热阻, 在这种情况下考虑管间距与板厚的最佳化是没有意义的。

第五, 当平板集热器用于强迫流动的系统中时, 在泵的功率允许范围内, 选择较细的集

热管，都能使成本/效率参数下降。图 8 和图 9 中 7 与 9、8 与 10、17 与 19、18 与 20 四对曲线，清楚地说明了这一点。图 10 和图 11 说明，由于集热管径变小，为使集热管间距达到最佳值，管间距相应也要变小。因此，集热板的最佳化不仅要解决最佳管间距与最佳板厚的问题，而且还要使管径最佳。

五、讨 论

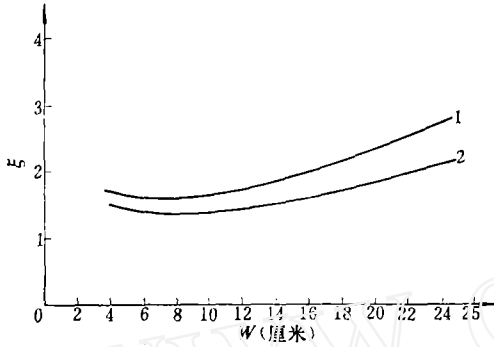


图 2 成本/效率参数与管间距的关系
(在最佳集热板厚时)
1. δ_0 : 0.3 毫米 2. δ_0 : 0.3 毫米

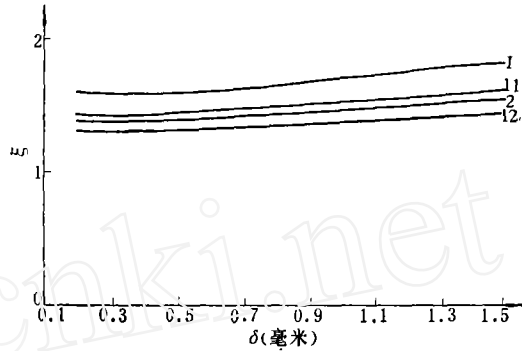


图 3 成本/效率参数与板厚的关系
(在最佳管间距时)

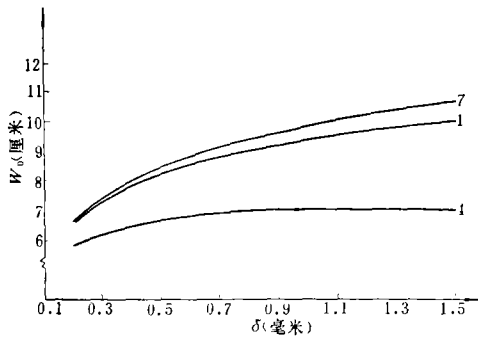


图 4 最佳管间距与集热板厚度的关系
(单层黑漆)

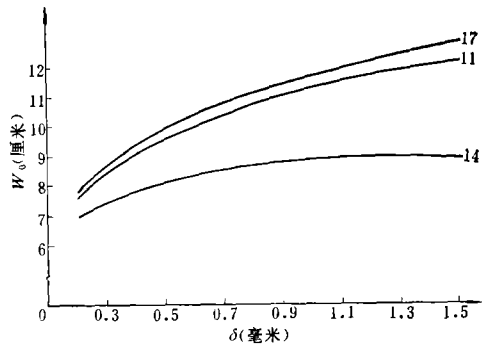


图 5 最佳管间距与集热板厚度的关系
(双层，黑漆)

通过本文对铁管板式集热板的最佳化研究可知：当铁管（20 毫米外径）与板接触良好时，采用黑漆涂层的单层玻璃盖板的平板集热器，用于自然循环热水器系统的最佳集热管中心距为 72 毫米，最佳的集热板厚是 0.3 毫米。罗运俊、刘仲梅所作的“管板式集热器管间距、板厚的最优设计”一文中，以某一肋片效率下，吸热板总的材料价格为最低时的管间距与板厚的最佳范围，是一种粗略的最佳设计方法。它给出，当 $F=0.95$ ，最佳管间距范围为 0.05—0.10 米，最佳板厚范围为 0.2—1.0 毫米。这与本文工况 1 的计算结果基本相符。这对于缺乏最佳化分析的经验参数来说是一个进步，但由于范围过宽，选用不准时，使成本相差

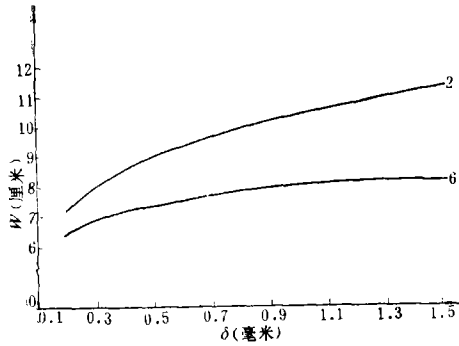


图 6 最佳管间距与集热板厚度的关系 (单层, 选择性涂层)

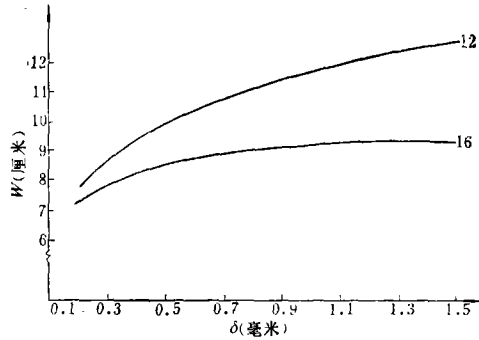


图 7 最佳管间距与集热板厚度的关系 (双层, 选择性涂层)

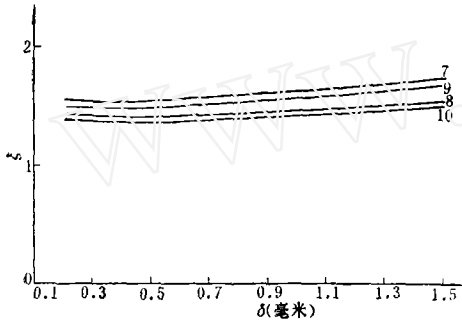


图 8 不同管径下成本/效率参数与板厚的关系 (单层)

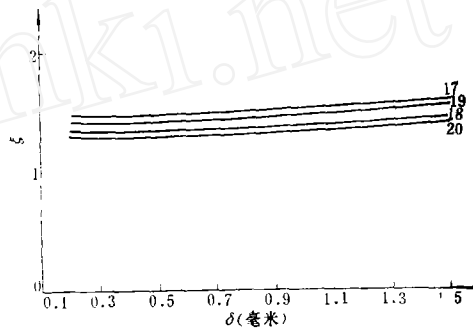


图 9 不同管径下成本/效率参数与板厚的关系 (双层)

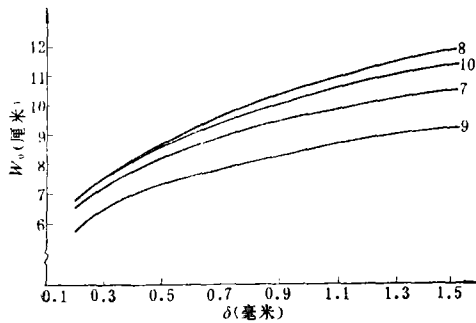


图 10 不同管径下最佳管间距与集热板厚的关系 (单层)

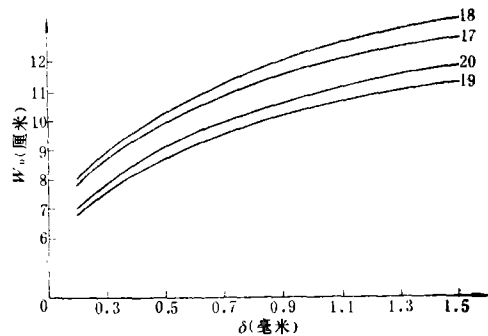


图 11 不同管径下最佳管间距与集热板厚的关系 (双层)

很大。为了说明这点, 本文与以下几种建议的数据作了比较:

(1) 文献[2]指出, 对于 15—20 毫米的金属管, 集热板厚为 0.5—1 毫米, 排管间距为 80—120 毫米, 一般取 100 毫米。

(2) 文献[7]给出, 采用 0.5 毫米的黑铁皮, 19 毫米外径的铁管, 中心距为 120 毫米。

(3) 北京市建筑设计院编制的“直管式太阳能热水器”图集中指出, 采用 20 毫米的钢管作直管, 0.5 毫米的钢板作集热板, 管间距为 150 毫米左右。

上述推荐的数值, 都偏离最佳化设计值, 这必定会造成成本增加与效率下降。仅以用作自然循环热水系统的平板集热器为例, 对上述(3)的推荐值与本文工况(1)最佳管间距下的各参数进行比较(表 3)。

表 3

数据来源	集热器热损 (瓦/米 ² ·K)	集热板厚度 (毫米)	集热管直径 (毫米)	管间距 (毫米)	肋片效率	集热器 效率因子	成本/效率 参数 ξ
建议(3)	6.41839	0.5	20	150	0.72988	0.718075	1.7994
最佳工况(1)	6.41839	0.3	20	72	0.905707	0.89701	1.58168

从表 3 可以清楚看到, 由于集热板未达到最佳化设计, ξ 值比最佳化时增加了 14%。

参 考 文 献

- [1] Francis de Winter, W. Stuart Lyman, "Optimum Collection Geometries for Copper Tube-Copper Sheet Flat Plate Collectors", Sun Mankind's Future Source of Energy, Edited by Francis de Winter and Michael Cox, Vol. Two, p. 895—899, 1978.
- [2] 张嵩英, 马光援, 太阳能热水器, 河南人民出版社, 1980.
- [3] J. A. DUFFIE and W. A. BECKMAN, Solar Energy Thermal Processes, JOHN WILEY & SONS, 1974.
- [4] D. K. Edwards, Solar Collector Design, The Franklin Institute Press, 1977.
- [5] 方铎荣、冯学善, 扁管式平板集热器的性能实验, 太阳能学报, 第 2 卷第 1 期, 87—94 页, 1981.
- [6] 史蒂文·维·索克莱, 太阳能与建筑, 中国建筑工业出版社, p. 35, 1980.
- [7] 纯亚纯编, 太阳能利用, 北京人民出版社, 1975 年.

OPTIMAL ABSORBER OF STEEL SHEET AND TUBE
FOR FLAT-PLATE SOLAR COLLECTOR

Fang Duo-rong

(Institute of Mechanics Chinese Academy of Sciences)

Li Yuan-zhe

(Qinghua University)

Abstract

This paper established a mathematical model of optimal absorber plate of sheet and tube for flat-plate solar collector. Also obtained a general computing program for optimal absorber plate of sheet and tube. Employing various coatings and various glass cover layers and various touch resistances and various flow manners, the optimal distance between the tubes and optimal sheet thickness and optimal tube dimension, when the cost efficiency parameter is minimal value, have been computed for wide use absorber plate of steel tube and sheet in China.