

环套结构腔体式吸收器的数值分析

李进, 叶宏

(中国科学技术大学热科学与能源工程系, 安徽合肥 230027)

摘要:建立了一种环套结构腔体式吸收器模型,对吸收器集热过程进行了稳态分析,讨论了典型工况下各参数的变化对腔体式吸收器效率及工质出口温度的影响,得出当聚光器开口宽度为5 m的时候,腔体开口圆心角、内壁半径、流道外壁半径的优化值分别为 24° , 0.168 m和0.20 m.计算得出工质出口温度相同时,真空管吸收器的热转换因子要高于管簇式和环套式,管簇式高于环套式.

关键词:槽形抛物镜;腔体式吸收器;吸收器效率

中图分类号:TK519 **文献标识码:**A

Numerical investigation on the eyelet thimble cavity absorber

LI Jin, YE Hong

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: A model was constructed for the cavity absorber of the eyelet thimble structure, and the heat collecting process of the absorber was analyzed under steady state. The influence of the variation of several parameters on the efficiency of the cavity absorber and the outlet temperature of the working media was discussed in typical operation mode. The following conclusion was obtained: when the aperture width of the concentrator is 5 meters, the optimized values for the centre angle of the aperture, the inner and the outer radius of the flow passage are 24° , 0.168 m and 0.20 m, respectively. The computed result shows that when the outlet temperature is the same, the heat conversion factor of the vacuum tube absorber is the highest, with that of the tube bundle absorber higher than that of the eyelet thimble cavity absorber.

Key words: parabolic trough concentrator; cavity absorber; absorber efficiency

0 引言

槽式太阳能电站由槽式集热、热交换、汽轮机、热存储等几个系统组成.集热区域通常是由若干组南北排列的单轴跟踪的槽式太阳能集热器组成.吸收器中的流体介质在接收太阳辐射后被加热至高温,先经过一组热交换器再循环至吸收器中.传送到热交换器中的热量,可用于产生高压过热蒸汽,再将

后者输送到蒸汽轮机中就可发电^[1].

槽式太阳能集热装置由金属支架、槽式反射镜、吸收器及跟踪系统组成^[2].线性吸收器是影响槽式电站效率的重要部件之一.根据结构,可将吸收器分为真空管式和腔体式两种.

腔体式吸收器为一槽形腔体,外表面裹以隔热材料;腔体具有黑体效应,能充分吸收聚焦后的阳光.其特点为:经聚焦的辐射热流几乎均匀地分布在

腔体内壁,具有较低的投射辐射能流密度,开口的有效温度较低,热损也较小^[3]. Barra 等人设计并研制了由腔体式吸收器和槽型抛物面聚光器构成的集热器^[4]. 由于其管簇与腔体内壁不相联,而且腔体开口对管簇的视角系数较小,因此大部分聚焦后的阳光直接照射到腔体内,使得内壁温度较高,热损较大. 针对该点不足,国内研究者提出了将管簇与腔体内壁相联的结构方式,可使得腔体内壁的温度降低,从而减少热损. 并对这种管簇式吸收器进行了数值研究,分析了一定工况下管簇式吸收器的性能^[5]. 这里我们则对一种环套式吸收器进行了稳态数值分析,探讨了重要几何结构对这种吸收器性能的影响,分析了热镜对吸收器效率等的影响,并计算比较了真空管式、管簇式和环套式吸收器的热转换因子.

1 模型

如图1所示,吸收器主要包括热镜腔体窗、工作介质流道、隔热层3个部分. 热镜属于光谱选择性透射材料,对长波热辐射具有较高的反射率. 工作介质流道由两个半径不同的圆管(无缝钢管)围成,它们分别构成腔体内壁和流道外壁. 隔热层采用玻璃纤维材料,其外表面裹以铝箔.

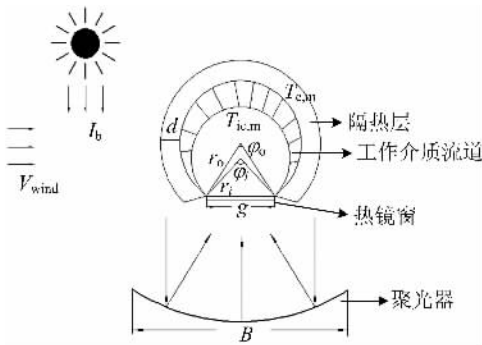


图1 吸收器和聚光器模型的剖面图

Fig. 1 The section plane of the absorber and concentrator model

采用的计算参数如表1所示.

为简化模型,作如下假设:①稳态过程;②忽略腔体内表面周向的温度分布;③腔体内表面上具有等表面热流密度;由此可得各部分的能量方程.

吸收器的能量平衡方程为

$$Q_{ab} + Q_f = Q_{use} + Q_{loss}. \quad (1)$$

式中, Q_f 表示粘性耗散功率, Q_{use} 表示有用收益, Q_{loss} 表示损失功率, Q_{ab} 表示腔体内壁吸收的太阳辐射功率.

表1 设计工况^[6,7]

Tab. 1 Design of working conditions

名称	符号	数值
抛物镜开口宽度/m	B	4
抛物镜长度/m	L	49
采光面积/m ²	F	196
抛物镜焦距/m	L_f	1.80
抛物镜反射率	ρ	0.90
抛物镜光学修正系数	f	0.90
热镜窗宽度/m	g	0.07
热镜窗透过率	τ_g	0.90
热镜窗发射率	ϵ_g	0.20
腔体内表面的吸收率	α_{ic}	0.50
腔体内表面发射率	ϵ_{ic}	0.90
隔热层厚度/m	d	0.06
隔热层外表面铝箔发射率	ϵ_s	0.05
隔热材料导热系数/(W·m ⁻¹ ·°C)	k_s	0.043
工质入口温度/°C	$T_{fm,i}$	27
环境空气温度/°C	T_a	20
有效天空温度/°C	T_{sky}	1
风速/(m·s ⁻¹)	V_{wind}	2.6
接触热阻/(m ² ·°C·W ⁻¹)	$10^4 R'_{t,cl}$	50
抛物镜方程	$Z=Y^2/4L_f$	
工质出口温度/°C	$T_{fm,o}$	可调节
工质质量流率/(kg·s ⁻¹)	\dot{m}	可调节

$$Q_{ab} = FI_b \eta_{op}. \quad (2)$$

式中, F 表示采光面积, I_b 表示太阳辐照度, η_{op} 表示光学效率,

$$\eta_{op} = \rho f \tau_g \alpha_{re} \left[1 - \frac{2(r_o + d)}{B} \right]^{[6]}. \quad (3)$$

式中, ρ 表示抛物镜反射率, d 表示隔热层厚度, f 表示抛物镜光学修正系数, τ_g 表示热镜窗透过率, α_{re} 表示吸收器内部腔体的有效吸收率,

$$\alpha_{re} = \frac{1}{1 + \frac{1 - \alpha_{ic}}{\alpha_{ic}} \cdot \frac{\varphi_i}{2\pi - \varphi_i}}. \quad (4)$$

式中, φ_i 表示腔体内壁开口圆心角.

式(1)中的 Q_{use} 可表示为

$$Q_{use} = \dot{m} c_p (T_{fm,o} - T_{fm,i}). \quad (5)$$

式中, $T_{fm,o}$ 和 $T_{fm,i}$ 分别表示工质的出口和入口温度.

吸收器的效率 η_{tot} 定义为有效收益与接收的总太阳辐射之比,

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{m} c_p (T_{fm,o} - T_{fm,i})}{FI_b}. \quad (6)$$

简化后的环套结构腔体式吸收器热阻网络如图2所示.

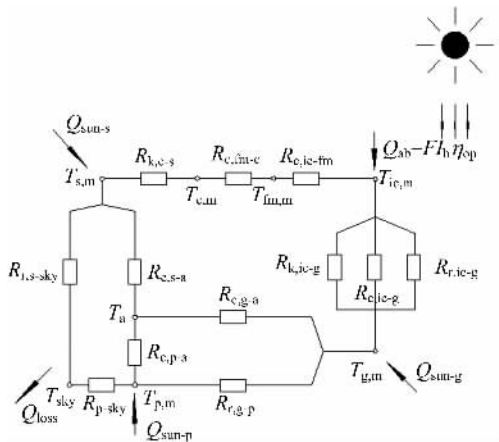


图 2 环套结构腔体式吸收器的热阻网络图

Fig. 2 The thermal resistance network of the eyelet thimble cavity absorber

热镜窗的能量平衡方程为

$$Q_{\text{sun-g}} + Q_{k,\text{ic-g}} + Q_{c,\text{ic-g}} + Q_{r,\text{ic-g}} = Q_{c,g-a} + Q_{r,g-p}. \quad (7)$$

式中, $Q_{\text{sun-g}}$ 表示热镜窗吸收的太阳辐射, $Q_{k,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的导热, $Q_{c,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的对流换热, $Q_{r,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的辐射换热, $Q_{c,g-a}$ 表示热镜窗与环境空气之间的对流换热, $Q_{r,g-p}$ 表示热镜窗与聚光器之间的辐射换热。

聚光器的能量平衡方程为

$$Q_{\text{sun-p}} + Q_{r,g-p} = 2Q_{c,p-a} + Q_{r,p-sky}. \quad (8)$$

式中, $Q_{\text{sun-p}}$ 表示聚光器吸收的太阳辐射, $Q_{c,p-a}$ 表示聚光器与环境的对流换热, $Q_{r,p-sky}$ 表示聚光器与天空之间的辐射换热。

隔热层的能量平衡方程为

$$Q_{\text{sun-s}} + Q_{k,c-s} = Q_{r,s-sky} + Q_{c,s-a}. \quad (9)$$

式中, $Q_{\text{sun-s}}$ 表示隔热层吸收的太阳辐射, $Q_{k,c-s}$ 表示流道外壁与隔热层之间的传导换热, $Q_{r,s-sky}$ 表示隔热层与天空之间的辐射换热, $Q_{c,s-a}$ 表示隔热层与环境空气之间的对流换热。

腔体内壁的能量平衡方程为

$$Q_{\text{ab}} = Q_{c,\text{ic-fm}} + Q_{k,\text{ic-g}} + Q_{c,\text{ic-g}} + Q_{r,\text{ic-g}}. \quad (10)$$

式中, Q_{ab} 表示腔体内壁吸收的太阳辐射, $Q_{c,\text{ic-fm}}$ 表示腔体内壁与工质之间的对流换热, $Q_{k,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的导热, $Q_{c,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的对流换热, $Q_{r,\text{ic-g}}$ 表示腔体内壁与热镜窗之间的辐射换热。

工质的能量平衡方程为

$$Q_{c,\text{ic-fm}} - Q_{c,\text{fm-c}} = \dot{m}c_p(T_{\text{fm,o}} - T_{\text{fm,i}}). \quad (11)$$

式中, $Q_{c,\text{fm-c}}$ 表示工质与流道外壁之间的对流换热。

流道外壁的能量平衡方程为

$$Q_{c,\text{fm-c}} = Q_{k,c-s}. \quad (12)$$

式中, $Q_{k,c-s}$ 表示流道外壁与隔热层之间的导热。

根据热阻网络图,对以上所有方程进行联立求解,在给工质入口温度的条件下,可以计算出各个节点如腔体内壁、热镜窗等的温度,从而计算出各个节点之间传递的各种能量的大小以及吸收器的效率。根据式(2)~(4)还可以得出腔体内壁吸收的太阳辐射与腔体内壁开口圆心角的关系。

2 计算结果与分析

下面首先讨论模型中重要参数的优化,如腔体内壁开口圆心角、流道外壁半径等,随后分析了流率、热镜窗对工质出口温度的影响,并对不同类型吸收器的热转换因子进行了计算比较。

2.1 腔体内壁开口圆心角对腔体内壁吸收太阳辐射的影响

图 3 表示的是腔体内壁开口圆心角对单位长度腔体内壁吸收太阳辐射的影响。从图 3 可以看出,随着开口圆心角的增大,单位长度腔体内壁吸收的太阳辐射总量是先逐渐增加到一峰值,之后又逐渐减少,当开口圆心角在 20° 到 30° 之间时,吸收辐射总量存在着一个极值。原因在于随着开口圆心角度的增加,内壁面积减少,导致腔体内壁吸收的太阳辐射的总量减少,另一方面,由于聚光器的开口宽度是固定的,随着腔体内壁半径的降低,对太阳光的遮挡会减少,聚焦到集热器里面的总的太阳辐射会增加,两个因素同时制约着腔体内壁吸收的辐射总量,因此

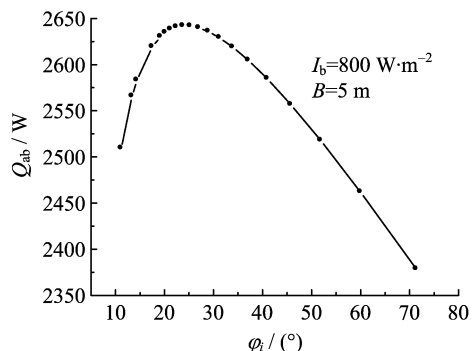


图 3 腔体内壁开口圆心角对单位长度腔体内壁吸收太阳辐射的影响

Fig. 3 Influence of the centre angle of the aperture of the cavity absorber per length on absorption of solar radiation

图3中腔体内壁吸收的总太阳辐射会存在一个极值.在此模型中,我们取腔体内壁开口圆心角为 24° ,对应的腔体内壁半径为 0.168 m ,此时腔体内壁吸收的总太阳辐射较多.

2.2 流道外壁半径对环套式吸收器效率及工质出口温度的影响

图4表示的是流道外壁半径对环套式吸收器效率的影响.可以看出,当腔体内壁半径为定值时,随着流道外壁半径的增大,环套式吸收器效率是在逐渐降低的.原因在于流道外壁半径增加的同时,热损是增大的,导致其效率降低.所以流道外壁半径不宜过大.

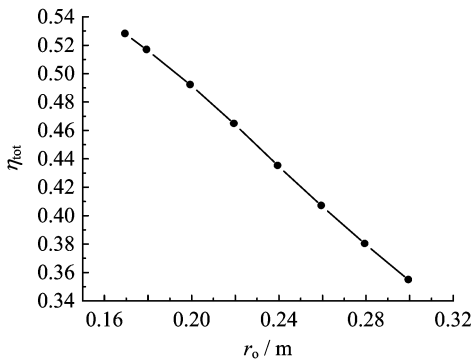


图4 流道外壁半径对环套式吸收器效率的影响

Fig. 4 Influence of flow duct radius on absorber efficiency

图5表示的是在不同的太阳辐照度条件下流道外壁半径对工质出口温度的影响.当太阳辐照度为 650 W/m^2 ,工质出口温度为 $283\text{ }^\circ\text{C}$ 时,其对应的流道外壁半径为 0.23 m ;工质出口温度为 $321\text{ }^\circ\text{C}$ 时,对应的流道外壁半径应为 0.18 m .参考现有的太阳

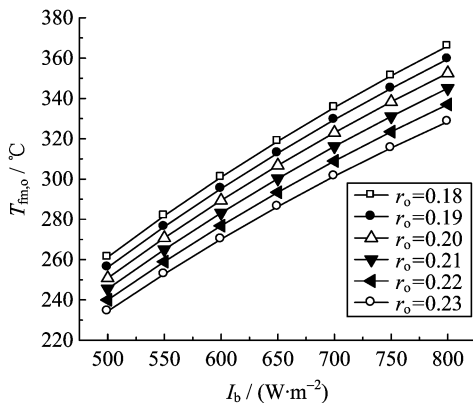


图5 在不同的太阳辐照度条件下流道外壁半径对工质出口温度的影响

Fig. 5 Influence of flow duct radius on the outlet temperature under different solar radiation

能电站的集热器^[1],其流道面积有 0.0038 m^2 (聚光器开口宽度为 5 m)和 0.001256 m^2 (聚光器开口宽度为 2.3 m)两种,本模型中采用的聚光器开口宽度为 5 m ,所以我们取流道面积为 0.0038 m^2 ,由于腔体内壁半径为 0.168 m ,计算可得流道外壁半径为 0.20 m .

2.3 热镜窗对环套式吸收器效率及工质出口温度的影响

图6表示的是热镜窗对环套式吸收器效率及工质出口温度的影响.从图6可以看出,在采用热镜窗之后,吸收器效率一定时,出口温度会相应增加;出口温度一定时,效率较高.原因在于腔体内壁吸收太阳辐射之后,温度可达 $400\sim 500\text{ }^\circ\text{C}$ 左右,此时辐射热损主要以红外部分为主.热镜窗可以较大程度地阻止红外热损,提高吸收器效率.

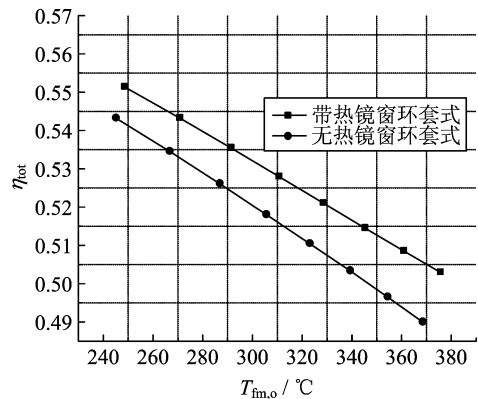


图6 热镜窗对环套式吸收器效率及工质出口温度的影响

Fig. 6 Influence of heat mirror on the absorber efficiency and the working substance outlet temperature

图7表示的是在不同太阳辐照度条件下,工质流率的变化对工质出口温度的影响.从图7可以看出,通过调节工质流率可以改变工质的出口温度以适应各种辐照度条件.例如,当太阳辐照度为 400 W/m^2 时,工质流率低于 0.06 kg/s 就可使出口温度达到 $350\text{ }^\circ\text{C}$ 以上.

2.4 不同类型吸收器的热转换因子的计算比较

图8表示的是在管长和太阳辐照度条件相同的情况下,不同类型吸收器的热转换因子与工质出口温度之间的关系.从图8可以看出,真空管式吸收器、管簇式吸收器和环套式吸收器的热转换因子均随着工质出口温度的提高而逐渐降低,当工质出口温度为 $380\text{ }^\circ\text{C}$ 时,真空管式吸收器的热转换因子要比管簇式和环套式的分别高 0.16 和 0.19 .

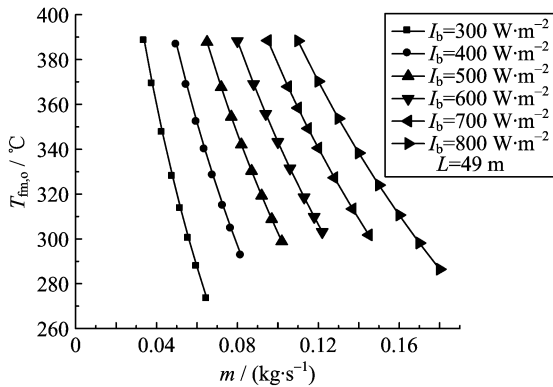


图 7 不同太阳辐照度条件下,工质流率变化对工质出口温度的影响

Fig. 7 Influence of working substance flow rate on working substance outlet temperature under different solar radiations

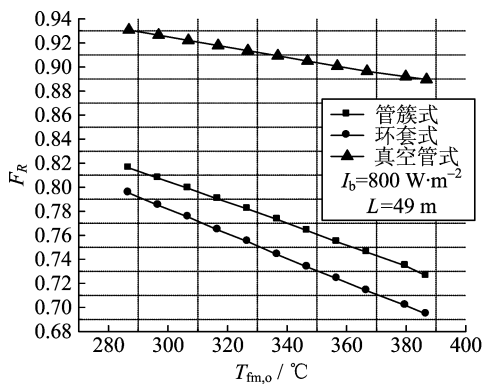


图 8 不同类型吸收器的热转换因子与工质出口温度之间的关系

Fig. 8 The relation between heat conversion factor of three different absorbers and working media outlet temperatures

热转换因子 F_R 的定义式为

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p(T_{fm,o} - T_{fm,i})}{[S - U_L(T_{fm,i} - T_a)]} \quad [8]$$

式中, U_L 表示热损系数, S 表示接收的太阳辐照量. U_L 的定义式为

$$U_L = \frac{Q_{loss}}{A_r(T_r - T_a)}$$

式中, Q_{loss} 表示集热器损失的能量, A_r 表示接收器的面积, T_r 表示接收器的温度, $T_{fm,i}$ 表示工质的入口温度.

热转换因子是表示集热器热性能的一个重要指标,它定义为集热器实际有用能量收益与设想整个集热器表面处于流体进口温度下获得的有用收益的

比值,比值越大,说明实际有用能量收益越高,集热器性能越好.所以真空管式吸收器要优于管簇式和环套式,而管簇式的热性能要比环套式的略好.

3 结论

我们建立了环套结构腔体式吸收器的模型,进行了稳态传热的数值分析,得出了以下的结论:

(I) 当聚光器的开口宽度为 5 m 的时候,腔体开口圆心角、腔体内壁半径、流道外壁半径的优化值分别为 24° , 0.168 m 和 0.20 m. 加入热镜窗之后,吸收器的效率提高约 2%.

(II) 当工质出口温度相同时,真空管式吸收器的热转换因子要高于管簇式和环套式,而管簇式要略高于环套式. 当工质出口温度为 380°C 时,真空管式吸收器的热转换因子要比管簇式和环套式的分别高 0.16 和 0.19.

参考文献 (References)

- [1] Price H, Lüpfer E, Kearney D, et al. Advances in parabolic trough solar power technology[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(2): 109-125.
- [2] Kalogirou S A. Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus[J]. Energy, 2002, 27(9): 813-830.
- [3] Harris J A, Lenz T G. Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems [J]. Solar Energy, 1985, 34(2): 135-142.
- [4] Barra O A, Franceshi L. The parabolic trough plants using blackbody receivers: experimental and theoretical analyses[J]. Solar Energy, 1982, 28(2): 163-171.
- [5] Chou Qiao-li, Ge Xin-shi, Chen Shu-xia, et al. Numerical analysis of thermal characteristics of solar cavity receiver with absorber of a bundle of tubes[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 1995, 16(1): 21-28. 丑乔力, 葛新石, 程曙霞, 等. 管簇结构腔体式吸收器热性能的数值分析[J]. 太阳能学报, 1995, 16(1): 21-28.
- [6] Incropera F P, Dewitt D P 著. 葛新石, 王义方, 郭宽良, 译. 传热的基本原理[M]. 合肥: 安徽教育出版社, 1985.
- [7] 达菲 J A, 贝克曼 W A 著. 葛新石, 龚堡, 陆维德, 译. 太阳能-热能转换过程[M]. 北京: 科学出版社, 1980.
- [8] 葛新石, 龚堡, 陆维德, 等. 太阳能工程: 原理和应用[M]. 北京: 学术期刊出版社, 1988.