

采用真空柱状接收器的碟式集热器光热特性研究

伍 纲¹, 郑宏飞¹, 王秋实¹, 葛洪川²

(1. 北京理工大学机械与车辆工程学院, 北京 100081; 2. 北京金阳科创太阳能技术有限公司, 北京 100083)

摘 要: 提出利用柱状真空管作为碟式太阳能聚光系统的接收器, 强化碟式抛物面太阳能聚光器的接收效率、降低系统对跟踪精度的要求, 进而降低整个系统的工程造价, 实现系统低成本运行。对系统结构进行光学和传热性能分析, 给出几何聚光比随接收器几何参数的变化规律。结果表明, 接收器在跟踪误差为 0.5° 时, 几何聚光比仍可达到理想情况时的80%。结合传热学计算和Tracepro光学仿真, 得到接收器热损失系数随接收表面温度, 以及局部能量聚光随跟踪误差的变化规律, 为此类碟式太阳能聚光集热器的优化设计提供依据。

关键词: 碟式太阳能; 真空管; 聚光比; 热效率

中图分类号: TK513.3

文献标识码: A

0 引 言

目前光热应用的发展趋势正转向中温工农业生产和高温热发电领域。如何提供低成本的中温集热系统是太阳能中温利用的关键^[1]。现有的中温偏低的温度范围为 $100\sim 150^\circ\text{C}$, 可采用低倍聚光的CPC系统和高性能真空管集热器等^[2]。对于中温偏高温度范围($150\sim 300^\circ\text{C}$), 主要趋势是采用线聚焦模式的槽式反射式和透射式集热器。线聚焦模式必须提高聚光比, 从而必须要求聚光器表面具有高精度和高强度, 因而制造成本大为提高^[3]。因此中温偏高温度范围内, 低成本的聚光与集热技术, 仍然是市场的空缺。

碟式太阳能聚光器是目前被广泛使用的太阳能产品之一, 在太阳灶领域已被大量使用^[4,5]。特别是中小型的碟式聚光器, 它具有合适的聚光比, 成本较低, 完全可被市场接受。因此, 开发一种与传统太阳能灶聚光器相匹配的接收器, 并能大规模产生中温热能的太阳能聚光集热系统, 具有很好的市场前景。

一些研究者对碟式聚光器接收装置的光学特性进行了分析。王云峰等^[6]分析采光口形状几何参数对聚焦能流分布的影响, 并考虑接收器的遮挡作用, 直观模拟接收面上的平均能流分布特性。成

珂等^[7]研究反射镜面形状误差对聚光性能的影响, 并指出切向角微小误差将导致聚光性能量级的变化。Jones等^[8]在考虑反射面和接收面的几何因素以及反射面的不精确度等因素后, 对圆柱形中心轴接收器上的能量分布作了分析和比较, 并给出此类聚光系统的设计建议。

本文开发出一种适用于小型碟式抛物面使用的柱状真空管接收器, 利用真空外管减少辐射和对流热损失, 将多个碟式系统串联, 实现大规模高温太阳热能的采集和输出。

1 柱状真空管接收器及聚光系统的描述

真空管接收器的优点是金属管与玻璃管之间不存在对流热损, 同时有选择性涂层的金属管壁对阳光的吸收率很高, 但发射率却较低。因此在碟式抛物面聚光器中使用带有真空夹层的接收器很有意义。

为此, 本文设计一种带真空夹层的柱状接收器用于对碟式抛物面聚光器的接收装置, 如图1所示。该真空接收器和旋转型抛物面聚光器固定安装在带配重的万向转动支架上, 如图2所示。实验的实物照片如图3所示。这种带真空夹层的柱状接收器, 包括有玻璃罩管、带有进出管道的圆柱

收稿日期: 2016-09-28

基金项目: 国家自然科学基金(51576017); 国家高技术研究发展(863)计划(2013AA102407-2)

通信作者: 郑宏飞(1963—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事太阳能热利用方面的研究。hongfeizh@bit.edu.cn

式金属吸热体和环形真空封接结构等重要部件。玻璃罩管和带有进出管道的金属吸热体为单端开口结构,金属吸热体的进出管道从玻璃罩管的单端开口处引出,环形真空封接结构将柱状金属吸热体密封与玻璃罩管之内,并使玻璃管内形成真空状态。金属吸热体外表面镀有一层太阳光谱选择性涂层。金属吸热体的进出管道从封接结构端盖处引出。金属吸热体在不能接收到聚光器反射光的部分与玻璃罩管之间加设辐射遮热板。在金属吸热体的进出管道与玻璃罩管之间也加设圆柱形保温遮热板。

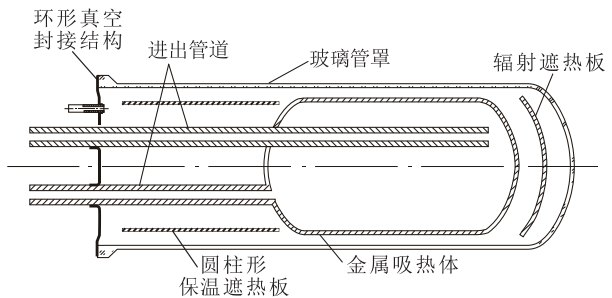


图1 双管型太阳能真空腔体式接收器
Fig. 1 Solar vacuum cavity receiver with double tubes

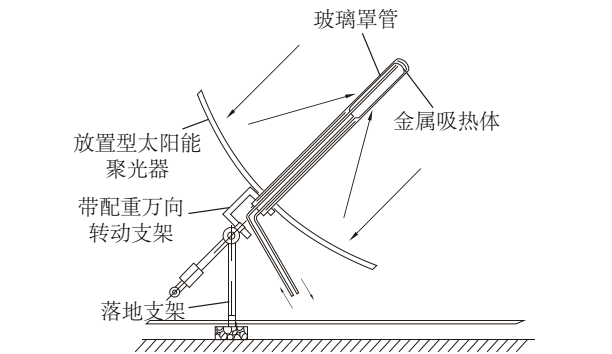


图2 真空腔体接收器的旋转型聚光器的结构示意图
Fig. 2 Structure diagram of rotating concentrator with vacuum cavity receiver



图3 碟式聚光器实物图
Fig. 3 Photo of dish concentrator

温遮热板。有效减少了接收器壁面向外界环境的辐射热损失。玻璃罩管是一条直管。环形真空封接结构采用热压封接式的真空封接结构。真空接收器安装在旋转型抛物面聚光器对称轴上。

利用金属真空管作为接收器的太阳能集热系统各部件的主要参数如表1。

表1 实验聚光系统的主要设计参数
Table 1 Main parameters of the dish solar collector

参数	数值
焦距 f/m	1
聚光器开口半径 R_d/m	1.2
聚光器反射率 ρ	0.8
金属管长度 l/m	0.3
金属管或遮挡板内径 D_2/m	0.076
金属管或遮挡板外径 D_3/m	0.08
玻璃管内径 D_4/m	0.09
玻璃管外径 D_5/m	0.094
导热管外径 D_6/m	0.01
玻璃导热系数 $W\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1.2
金属管导热系数 $W\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	40
金属管或导热管发射率 ε_p	0.08(80℃),0.13(500℃)
金属管吸收率 α_p	0.95
遮挡板发射率 ε_c	0.05
玻璃管发射率 ε_g	0.9
玻璃管透射率 τ_g	0.92
环境温度 $T_a/^\circ\text{C}$	20

2 聚光系统的光学分析

2.1 接收器边缘角的确定

聚光器在跟踪系统的带领下时刻对准太阳,将大部分近似平行入射的太阳直接辐射汇聚到一个很小的区域上,从而使该接收器表面上的能流密度增大来加热吸热器的工质。另一方面,在碟式太阳能热发电系统中,聚光器一般为旋转抛物面状,一般方程为 $4fz=x^2+y^2$,其中 f 为抛物面焦距,是抛物面中心点到焦平面之间的距离。 φ 是碟式聚光镜最边缘与焦点的连线和主轴之间的夹角,称为边缘角。如图4中,碟式聚光镜正对着太阳,入射光线经过抛物面上下端边缘 P 、 Q 两点后,形成边缘

角范围为 $[\varphi_{\min}, \varphi_{\max}]$ 。

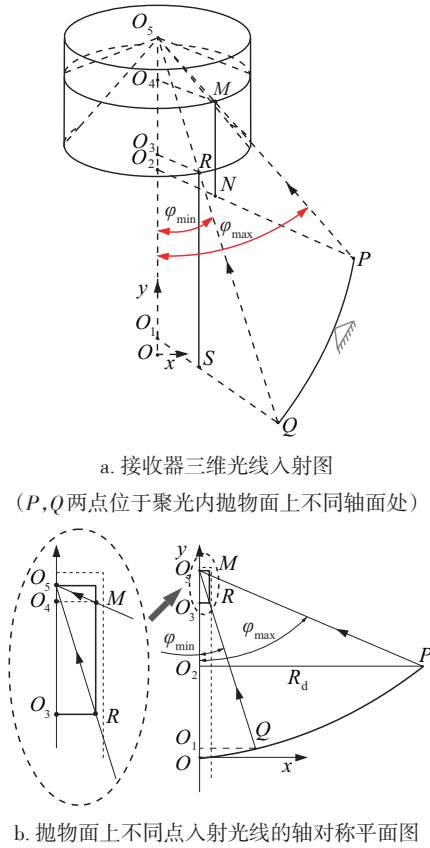


图 4 入射光线在金属圆柱管面上的光路图

Fig. 4 Beam path of incident rays on metal and cylindrical tube surface

在图 4 中,设抛物面上下端边缘 P 、 Q 两点横坐标分别为 R_d 和 R_l ,可计算得到两点坐标为 $P(R_d, R_d^2/4f)$, $Q(R_l, R_l^2/4f)$ 。点 O 为坐标轴原点,圆柱中心轴线为 y 轴方向。点 O_1 为经过点 Q 水平线与柱状接收器中心轴线的交点。点 O_2 为经过点 P 水平线与柱状接收器中心轴线的交点。点 O_4 为入射光线 PM 与接收器表面的交点 M ,在中心轴线的水平交点。点 O_3 和点 O_5 分别为圆柱接收器顶面和底面的圆心,同时点 O_5 也是该聚光器的焦点。根据几何关系可得:

$$\tan \varphi_{\max} = \frac{R_d}{f - R_d^2/4f} = \frac{4fR_d}{4f^2 - R_d^2} \quad (1)$$

$$\tan \varphi_{\min} = \frac{R_l}{f - R_l^2/4f} = \frac{4fR_l}{4f^2 - R_l^2} \quad (2)$$

在三角形 O_4O_5M 中,有:

$$O_4O_5 = \frac{O_4M}{\tan \varphi_{\max}} = \frac{r}{\tan \varphi_{\max}} \quad (3)$$

式中, r ——柱状接收器半径。同理,在三角形 O_3O_5M 中:

$$O_3O_5 = \frac{O_3R}{\tan \varphi_{\min}} = \frac{r}{\tan \varphi_{\min}} \quad (4)$$

这里设 $O_4O_5 = l$ 。可得到:

$$l = O_3O_5 - O_4O_5 = \frac{r}{4f} \left(\frac{4f^2 - R_l^2}{R_l} - \frac{4f^2 - R_d^2}{R_d} \right) \quad (5)$$

实际几何聚光比 (C_G) 指集热器采光面积 (A_a) 与吸收器聚焦面积 (A_r) 的比值,有:

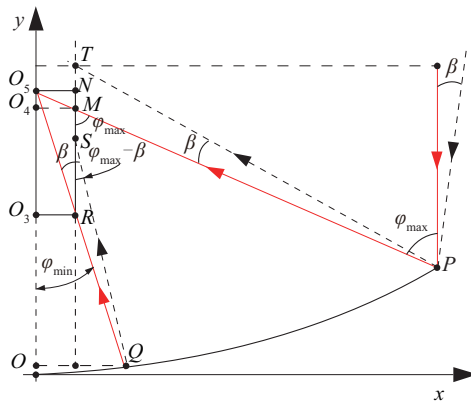
$$C_G = \frac{A_a}{A_r} = \frac{R_d^2 - R_l^2}{2rl} \quad (6)$$

分析式(5)中 R_l 与 l 的关系。在接收器有效长度 $l = 0.3 \text{ m}$, $r = 0.04 \text{ m}$ 时,计算 $R_l = 0.11 \text{ m}$ 。利用表 1 部分已知数值,可计算最大边缘角为 $\varphi_{\max} = 61.9^\circ$,最小边缘角为 $\varphi_{\min} = 6.3^\circ$ 。

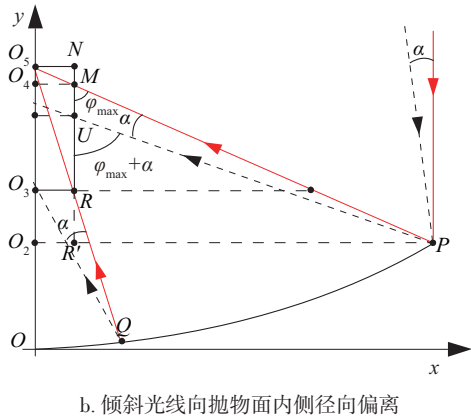
2.2 入射偏差对光学特性的影响

在实际应用中,如果碟式聚光器的跟踪系统发生误差,入射光线并不一直都是平行于光轴的直线,而可能会发生一定程度的倾斜,因此有必要对入射偏差的情况进行研究。考虑到偏离的方向,这里分为向内和向外沿径向偏离 α 和 β 角,其结构与坐标系如图 5 所示。这里假定偏差后接收器表面的焦斑面积不低于正入射条件下的 80%,对入射偏差的极限角度进行计算。

如图 5a 所示,当平行于 y 轴的入射光束向外偏离 β 时,反射的光束在圆柱壁面上形成的光斑也会发生一定的偏离。经过最高点 P 的光线反射到点 T 位置,而经过最低点 Q 位置的光线反射到点 S 位置。发生偏移之前,壁面上有效焦面为高度 MR 的



a. 倾斜光线向抛物面外侧径向偏离



b. 倾斜光线向抛物面内侧径向偏离

图5 倾斜入射时光线在接收器圆柱面上的光路图

Fig. 5 Beam path of inclined incident rays on receiver surface

一段。偏移后有效焦面变为 NS 的长度段。这里要求 $NS/MR \geq 0.8$, 经过一系列的 计算得到, $\angle \beta \leq 0.54^\circ$ 。

同理,如图 5b 所示,当平行于 y 轴的入射光束向内偏离 α 时。经过最高点 P 的光线反射到点 U 位置,而经过最低点 Q 位置的光线反射到点 R' 下方的无效位置。发生偏移后有效焦面变为 RU 的长度段。这里要求 $RU/MR \geq 0.8$, 经过一系列的 计算得到, $\angle \alpha \leq 2.61^\circ$ 。

α 、 β 分别是入射光线沿半径方向与轴向的夹角。比较 2 个方向的跟踪误差角,认为接收器在跟踪误差为 0.5° 时,几何聚光比仍可达到理想情况时的 80%。

本装置用太阳灶作为聚光器,是利用其便宜的价格和较低的跟踪精度要求。入射光线遇到太阳灶反射后,汇聚到焦斑处,形成高温。研究入射角与接收器表面的光线接收率关系,有利于该聚光集热系统的效率研究。图 6 为利用 Tracepro 光学仿真,

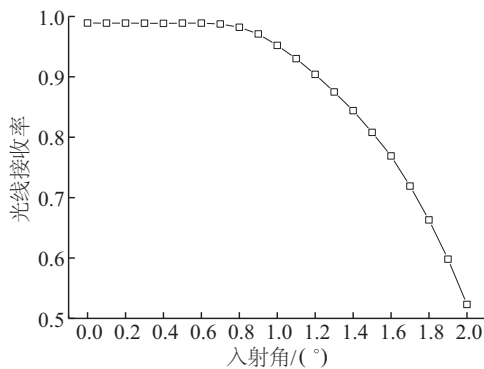


图6 不同入射角下在接收面上的光线接收率

Fig. 6 Variation of receiving rate of rays on receiver surface with incident angle

得到光线接收率随跟踪误差的变化规律。不难发现,当倾斜入射角为 1.2° 和 1.5° 时,光线接收率,即接收器表面的光线数与总入射光线数比值,分别达到 90% 和 80%。该仿真结果可用来进一步修正几何计算值,优化设计结果。

2.3 接收器表面的能流分布

为了研究接收器表面的能量分布,用光学软件 Tracepro 对系统进行光学仿真,仿真中做如下假设,太阳光为绝对平行光;不考虑结构误差、追踪偏差以及能量传递过程的损失;设置镜面的反射率为 1,接收器外圆柱面的吸收率也为 1;取太阳直接辐射强度为 1 kW/m^2 ,这也是太阳能热电系统设计计算中普遍采用的数值。

局部聚光比是描述局部聚光效果的重要参数,接收器上任一点的局部能量聚光比 C 定义为该点能流密度与聚光器口径上的能流密度的比值,即:

$$C = \frac{I_r}{I_a} \quad (7)$$

式中, I_r ——接收器任意一点的能流密度; I_a ——聚光器口径的太阳辐射度。

在上述给定的几何尺寸下,利用 Tracepro 软件对系统进行了模拟计算,得到偏离原始焦点为 x 处的接收器表面的能流密度,随 x 的变化关系如图 7 所示。模型焦点位置设置在圆柱接收体的顶面圆心处,相对于几何坐标原点,该点几何高度 1 m。从图 7 中可发现表面最大能流密度出现在距离焦点 28 mm 处,值为 $1.588 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ 。即该系统局部最大能量聚光比为 1588。当入射光线发生倾斜角度增大时,原有的最大值处能流密度下降明显,说明中心焦斑位置发生了偏离。距离焦点 50 mm 以外的区域,能流密度值并无明显变化。

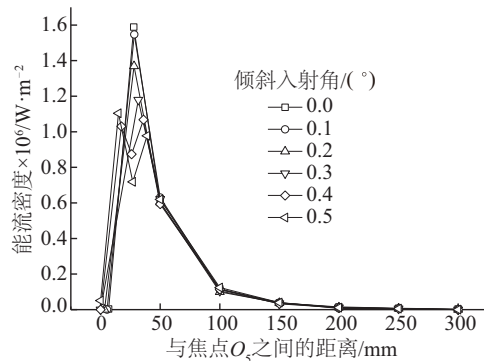


图7 接收体表面能流密度分布图

Fig. 7 Flux density distribution on the surface of receiver

2.4 几何特征对聚光比的影响

如图 1 所示,对该真空金属管接收器来说,金属管位于真空管的顶部的一段。金属管的进出管路,被圆柱形保温遮热板覆盖,之间填充保温材料。金属管接收器顶部有辐射遮热板覆盖。这样是为了减少高温接收器向环境的热量散失。接收器的外圆柱壁面,正是反射光接收面。

由几何聚光比式(6)可知,当聚光器几何尺寸确定以后,接收面面积由 2 个特征参数控制,分别是金属管半径 r 和高度 l 。不难发现,如半径增加,接收器的光线入射数目会减小,减少了系统的有效输入。如增加金属管高度,接收器向环境的辐射热损失则会进一步增大。下面研究接收器特征参数对该系统效能的影响。

分析式(5)中 R_L 与 l 的关系。在接收器有效长度 $l=0.3\text{ m}$, $r=0.04\text{ m}$ 时,计算 $R_L=0.11\text{ m}$ 。代入表 1 的已知数值,可得到 $C_G=59.94$ 。

通过对式(5)进行变换,得到:

$$rR_L^2 + 2.12rR_L - 4r + 4R_Ll = 0 \quad (8)$$

将关于 R_L 的表达式(8)代入(6)中,可得实际几何聚光比,即:

$$C_G = \frac{1}{8lr^3} [-8.1244r^2 - 32l^2 - 33.92lr + (4.24r + 8l)\sqrt{9.39r^2 + 16l^2 + 16.96lr}] \quad (9)$$

由方程(9)并利用 Matlab 软件,可得到 r 及 l 对 C_G 的影响如图 8 所示。 C_G 会随着 2 个变量 r 和 l , 同时减小而增大。在所选定的接收器半径与长度条件下, C_G 为 58.94。同时在 r 和 l 趋近 0 的情况下, C_G 的理论最大值可达 7012。

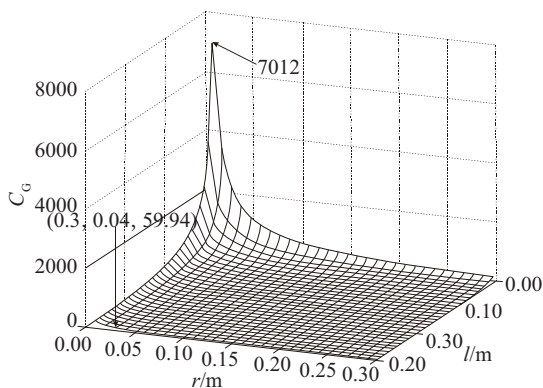


图 8 几何聚光比 C_G 随接收器半径 r 和长度 l 的变化关系

Fig. 8 Variation of geometric concentrating ratio with radius and length

3 传热特性的理论分析

3.1 金属管接收器的热损系数

为便于对带真空夹层的金属管接收器进行传热计算,做以下假设:1)系统处于热稳定状态;2)忽略真空管与金属管之间的空气对流热损失;3)真空管与周围环境的传热系数为常数。

以内层金属吸热管为研究对象,吸热管温度记为 T_p ,热源为太阳有效辐射热 Q_{in} 。吸热管获得的热能部分被导热油吸收转化成为有用能 Q_u ,部分被集热器储存起来(在热稳态假设下该部分热量通常忽略不计),部分通过外罩玻璃管(管面温度 T_g)与周围环境(环境温度 T_a)进行热交换,形成热损 Q_{lp} 。在热损中,由于真空管内空气对流热损失和传导热损可忽略,因此金属内管与玻璃外管间的热损失主要是辐射热损;而玻璃外管罩则通过对流和辐射与周围环境进行热交换。根据传热学原理,设接收器总热损失系数为 U_{lp} 。

图 9 为真空玻璃金属管接收器的热网络图。真空管玻璃外管与金属内管之间由于真空的阻隔,真空管内、外管之间只有辐射换热,其热阻为:

$$R_{pg} = \frac{1}{h_{pg,r}} \quad (10)$$

式中, $h_{pg,r}$ ——真空管内、外管之间的辐射换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, 并有:

$$h_{pg,r} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_g^2)(T_p + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{A_r}{A_g} \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \quad (11)$$

式中, A_R ——玻璃外管面积, m^2 ; ε_g ——玻璃外管辐射率; ε_p ——金属管外壁面的辐射率; σ ——斯蒂芬-玻尔兹曼常数, $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

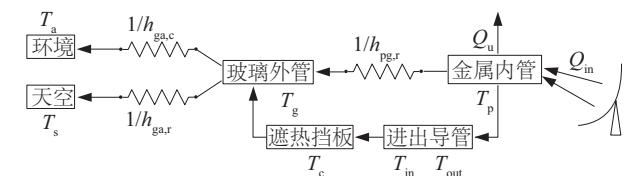


图 9 接收器的热网络图

Fig. 9 Thermic network simulacrum of vacuum tube receiver

玻璃外管与外界大气之间有对流换热,同时还与天空之间有辐射换热,因此其热阻为:

$$R_{ga} = \frac{1}{h_{gs,r} + h_{ga,c}} \quad (12)$$

$$h_{gs,r} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s)}{1/\varepsilon_g} \quad (13)$$

$$T_s = 0.0552T_a^{1.5} \quad (14)$$

式中, $h_{gs,r}$ ——玻璃外管到天空的辐射换热系数;
 T_s ——天空温度, K。

风的对流换热系数为:

$$h_{ga,c} = 5.7 + 3.8v \quad (15)$$

表2 利用PTR70实验数据计算接收器的热损失系数^[10]

Table 2 Heat loss coefficient of receiver calculated by PTR70 experimental data^[10]

测试	吸收管内壁温度/K	玻璃管外壁温度/K	环境温度/ K	总热损系数计算值/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
1	393	300	295	132.87
2	476	306	295	234.14
3	527	312	296	322.77
4	565	318	296	405.41
5	616	327	296	540.24
6	676	341	296	744.49
7	724	353	296	943.21
8	774	368	296	1194.34

3.2 真空管接收器的热平衡

在稳态热状态下,接收器金属内管的能量平衡方程:

$$\frac{Q_u}{A_r} + q_{pg,r} = q_{p,s} \quad (17)$$

式中, Q_u ——接收器得到的有用能, W; $q_{pg,r}$ ——金属内管与玻璃外管之间的辐射换热, W/m^2 ; $q_{p,s}$ ——金属内管吸收的太阳辐射, W/m^2 ;

金属内管与玻璃外管之间的辐射换热是典型的同轴管辐射换热, 所以, 有:

$$q_{pg,r} = \frac{A_r(E_{p,b} - E_{g,b})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + 1 + \frac{A_r}{A_R}\left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)} = \frac{5.67A_r\left[\left(\frac{T_p}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_g}{100}\right)^4\right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + 1 + \frac{A_r}{A_R}\left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)} \quad (18)$$

式中, $E_{p,b}$ ——金属内管辐射力, W/m^2 ; $E_{g,b}$ ——玻璃外管辐射力, W/m^2 ; T_p ——金属内管管壁温度, K; T_g ——玻璃外管管壁温度, K。

当接收器处于稳态运行时, 金属管壁面温度以

式中, v ——周围环境的风速, m/s。

因此该接收器总热损失系数 U_{lp} 如式(16), $W/(m^2 \cdot K)$ 。

$$U_{lp} = \frac{1}{A_r} \left(\frac{1}{h_{pg,r} A_r} + \frac{1}{(h_{gs,r} + h_{ga,c}) A_R} \right)^{-1} \quad (16)$$

采用 Schott 2008 PTR70 真空集热管的相关温度数据对以上热损失模型进行验证。环境风速取 2 m/s 进行计算^[9]。得到不同温度下接收器总热损失系数如表 2 所示。

及玻璃外管壁面温度均应为一个常数, 因此玻璃外管壁面的能量平衡方程为:

$$q_{g,s} + q_{pg,r} = q_{gs,r} + q_{ga,c} \quad (19)$$

式中, $q_{g,s}$ ——玻璃外管吸收的太阳辐射, W/m^2 ; $q_{gs,r}$ ——玻璃外管与天空的辐射换热, W/m^2 ; $q_{ga,c}$ ——玻璃外管与环境的对流换热, W/m^2 ;

其中, 玻璃外管吸收的热量^[11]:

$$q_{g,s} = s(t)[\alpha_g + \alpha_g \tau_g \rho_g \rho] \frac{A_r}{A_R} \quad (20)$$

金属内管吸收的能量:

$$q_{p,s} = s(t)\rho\tau_g[\alpha_p + \alpha_p \rho_p \rho] \frac{A_r}{A_R} \quad (21)$$

式中, $s(t)$ ——实际吸收的太阳能, W/m^2 ; ρ ——碟式抛物面的反射率。

在接收器达到较高温度情况下, 遮热板温度由于接收器对其辐射散热会急剧增大, 从而对外产生较为可观的热损。此处对接收器内部遮热板部分的热损进行计算。

如图 10 所示, 将遮热罩表面称为 c, 设导热管 pi 进口导热油温度 T_{in} 为常温 20 °C, 导热油出口温度 T_{out} 按

表 2 中,吸收管内壁温度 T_p 计算。并认为 2 导热油进出管都位于同心圆心处,计算两者热辐射之和,来简化计算。则遮热罩条件下,辐射换热量为:

$$q_{lc} = \frac{5.67A_{pi} \left\{ \left[\left(\frac{293}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right] + \left[\left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right] \right\}}{\left(\frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p A_{pi}} + \frac{1}{A_{pi} X_{pi,c}} + 2 \frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c A_c} + \frac{1}{A_R X_{g,c}} + \frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g A_R} \right) A_R}$$

$$= \frac{0.13 \left\{ \left[\left(\frac{293}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right] + \left[\left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right] \right\}}{\frac{9(1-\varepsilon_p)}{\varepsilon_p} + 52.86} \quad (22)$$

式中, A_{pi} ——导热油管表面积, m^2 ; X ——视角系数。

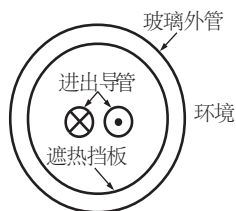


图 10 遮热罩的结构示意图

Fig. 10 Thermal shield structure diagram

真空管接收器的能量损失为:

$$q_{loss} = q_{lc} + q_{pg,r} = q_{lc} + q_{gs,r} + q_{ga,c} \quad (23)$$

代入部分 Schott 2008 PTR70 真空集热管的相关温度数据,可求得真空管接收器能量损失 q_{loss} 与接收器壁面温度 T_p 的变化规律如图 11 所示。可看出真空管接收器的能量损失随表面温度增加而快速增加。这对控制真空管接收器温度范围,提高聚光装置热效率有参考意义。

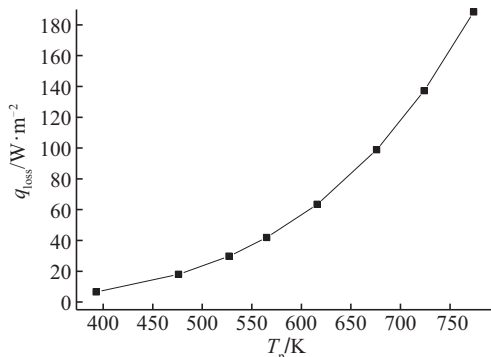


图 11 真空管接收器的能量损失随表面温度的变化

Fig. 11 Variation of heat loss of vacuum tube receiver with surface temperature

4 结 论

本文详细分析利用柱状金属真空管作为碟式聚光器的热接收器,稳态工作下的光学及热学特征。得到以下结论:

1)在给定的尺寸条件下,通过计算可得到,几何聚光比约为 60。接收器在跟踪误差为 0.5 时,几何聚光比仍能达到理想情况的 80%。通过 Tracepro 进行光学分析,倾斜入射角为 1.2° 和 1.5° 时,接收器表面的光线数与总入射光线数比值,分别达到 90% 和 80%。

2)通过对接收器的热耗散计算,当接收器壁面温度为 774 K 时,热损失系数和能量损失分别为 $180.06 W/(m^2 \cdot K)$ 和 $75.35 W/m^2$ 。

[参考文献]

- [1] 马光柏,倪超,周玲. 太阳集热器中温应用的热性能试验初探[J]. 太阳能学报, 2010, 31(5): 588—591.
- [1] Ma Guangbai, Ni Chao, Zhou Ling. Preliminary experiments of thermal performance of solar collector for medium temperature applications. [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2010, 31(5): 588—591.
- [2] Tang Runsheng, Wang Jinfu. A note on multiple reflections of radiation within CPCs and its effect on calculations of energy collection[J]. Renewable Energy, 2013, 57(3): 490—496.
- [3] 李明,夏朝凤. 槽式聚光集热系统加热真空管的特性及应用研究[J]. 太阳能学报, 2006, 27(1): 90—95.
- [3] Li Ming, Xia Chaofeng. Study on the characteristics and applications of evacuated tube heated by trough concentration system[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2006, 27(1): 90—95.
- [4] Thomas M, Peter H. Dish-Stirling systems: An overview of development and status [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(5): 135—151.
- [5] 帅永,张晓峰,谈和平. 抛物面式太阳能聚能系统聚光特性模拟[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 484—486.
- [5] Shuai Yong, Zhang Xiaofeng, Tan Heping. Simulation for concentrating characteristic of parabolic solar collector system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(3): 484—486.

- [6] 王云峰, 季 杰, 何 伟, 等. 抛物碟式太阳能聚光器的聚光特性分析与设计[J]. 光学学报, 2012, 32(1): 1—8.
- [6] Wang Yunfeng, Ji Jie, He Wei, et al. Performance analysis and design of paraboloidal dish solar concentrators [J]. Acta Optica Sinica, 2012, 32(1): 1—8.
- [7] 成 珂, 韩 迪. 旋转抛物面误差对聚光性能的影响[J]. 太阳能学报, 2009, 30(4): 445—450.
- [7] Cheng Ke, Han Di. Errors influence of spinning paraboloidal on concentrating performances [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2009, 30(4): 445—450.
- [8] Jones Peter D, Wang Lili. Concentration distributions in cylindrical receiver/paraboloidal dish concentrator systems[J]. Solar Energy, 1995, 54(2): 115—123.
- [9] 龚广杰, 王 军, 黄鑫炎, 等. 槽式太阳能真空集热管的热损失研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(4): 517—522.
- [9] Gong Guangjie, Wang Jun, Huang Xinyan, et al. Heat loss of parabolic trough evacuated tubular collector [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2011, 32(4): 517—522.
- [10] Burkholder F, Kutscher C. Heat loss testing of schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver[EB/OL]. <http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/45633.pdf>, 2009- 05-07.
- [11] Hsieh C. K. Thermal analysis of CPC collector[J]. Solar Energy, 1981, 27(19): 19—29.

INVESTIGATION ON OPTICAL AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC OF DISH CONCENTRATORS WITH A CYLINDRICAL VACUUM TUBE ABSORBER

Wu Gang¹, Zheng Hongfei¹, Wang Qiushi¹, Ge Hongchuan²

(1. School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. Beijing Jindu Solar Energy Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China)

Abstract: Using the column vacuum tube as the receiver of the dish solar concentrating system is proposed to enhance the receiving efficiency of the dish parabolic solar concentrator, reduce the tracking accuracy requirements of the system, and then reduce the engineering cost of the entire system and realize low-cost operation of the system. The optical and heat transfer performance of the system structure is analyzed, and the variation of the geometric concentration ratio with the geometric parameters of the receiver is given. The results show that when the tracking error is 0.5° , the geometric concentrating ratio can still reach 80% of the ideal case. Combining heat transfer calculations with Tracepro optical simulations, the variation laws of the heat loss coefficient of receiver with the receiving surface temperature, as well as local concentrating energy with tracking error is obtained, which provides a basis for the optimal design of such dish-type solar concentrating collectors.

Keywords: dish solar power; evacuated tube; concentration ratio; thermal efficiency