

塔式太阳能腔体吸热器光热耦合模型与试验

许家鸣^{1,2}, 胡健^{1,3}, 陈冬¹, 肖刚^{1,2}

(1. 浙江省清洁能源与碳中和重点实验室, 杭州 310027; 2. 浙江大学嘉兴研究院, 嘉兴 314031;
3. 中节能国机联合电力(宁夏)有限公司, 银川 750004)

摘要: 基于蒙特卡洛方法建立光线追踪模型, 利用 CCD 相机和朗伯板展开聚光实验, 实验结果表明测量光斑与模拟光斑在大小、形状和能量分布上吻合良好。针对腔体吸热器提出光热耦合模型, 考虑腔内不同吸热管之间的辐射换热, 模拟结果与实验结果最大相对误差为 8.6%。

关键词: 太阳能; 聚光; 太阳能吸热器; 温度分布; 试验; 模拟

中图分类号: TK513.3

文献标志码: A

0 引言

塔式聚光空气布雷顿循环通过空气吸热器将太阳能转化为热能, 为微型燃气轮机提供热源。该系统启动速度快、可靠性高、清洁高效, 在分布式热电联供系统中具有广阔的发展前景^[1], 其中空气吸热器是该系统的关键设备之一^[2]。

腔体管式吸热器结构简单、适用工况范围广, 非常适合塔式聚光空气布雷顿循环。由于太阳能不稳定, 吸热器在高温下的安全高效运行至关重要, 因此吸热器内部的温度分布与效率优化需重点考虑。德国宇航局 DLR^[3]针对 Solugas 项目建立了全参数有限元分析模型, 细致分析了吸热器的温度分布, 并针对 Solhyco 项目^[4]进一步研究了吸热器的温度场分布、热效率以及压损等参数。邱坤赞等^[5]基于计算流体力学方法, 对腔式螺旋管吸热器展开仿真与实验研究, 研究吸热器流量、工质流动方向以及管径对换热效果的影响。

鉴于耦合塔式聚光镜场换热模型的复杂性, 许多研究者试图提出简化方法。Azzouzi 等^[6]提出一种腔式吸热器的能量分析模型, 基于能量平衡方程减少了计算复杂度, 实验结果与模型结果的最大误差为 12%; Samanes 等^[7]建立一种腔式吸热器的瞬态模型, 考虑了对流和辐射损失的换热机理, 吸热管采用一维模型; Traverso^[8]建立了二维模型, 将吸热器的热量传递方向分为轴向和径向两部分, 大大减少了吸热器模型的计算量。

本文基于蒙特卡洛光线追踪方法, 针对塔式腔体吸热器的腔内能流密度分布展开模拟研究与实验验证, 确定吸热器的辐射边界条件, 提出腔式吸热器光热耦合模型, 考虑吸热

管轴向和径向 2 个方向的热量传递和能量平衡, 同时考虑不同吸热管之间的辐射换热, 以获得腔内温度分布。

1 光线追踪模型

1.1 光线追踪模型

蒙特卡洛光线追踪 (Monte-Carlo ray tracing, MCRT) 能模拟光线产生、入射、反射再到接收全过程, 能较为准确地反映能流密度分布, 适用于复杂的光学模拟。

根据某地理位置的经纬度、时间等信息, 可计算太阳高度角和方位角, 确定太阳位置。太阳高度角和方位角的计算公式为^[9]:

$$\sin h_s = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (1)$$

$$\cos \theta_s = \frac{\sin h_s \sin \phi - \sin \delta}{\cos h_s \cos \phi} \quad (2)$$

式中: h_s —— 太阳高度角, $0^\circ \leq h_s \leq 90^\circ$; δ —— 太阳赤纬角, $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$; ϕ —— 观测点地理纬度; ω —— 太阳时角; θ_s —— 太阳方位角, 若取正北方向为起始方向, 自北向东向西为正, 则 $0^\circ \leq \theta_s \leq 360^\circ$, 此时需根据太阳时角对式(2)中方位角进行修正。

太阳形状采用 Pillbox 模型, 定日镜采用高度角-方位角双轴跟踪方式, 其高度角和方位角可由定日镜中心法线向量确定, 镜场入射光线和反射光线已知, 即可确定定日镜中心法线的单位方向^[9]:

$$\vec{N} = \frac{\vec{R} - \vec{L}}{|\vec{R} - \vec{L}|} \quad (3)$$

式中: \vec{N} —— 定日镜中心法线向量; \vec{R} —— 反射向量, 反射向

收稿日期: 2021-09-03

基金项目: 浙江省杰出青年基金(LR20E060001); 高等学校学科创新引智计划(B08026); 中央高校基本科研业务费专项资金(2022ZFJH004)

通信作者: 肖刚(1979—), 男, 博士、教授, 主要从事太阳能光热利用等方面的研究。xiaogangtianmen@zju.edu.cn

量由定日镜坐标和指向点坐标确定; \vec{L} ——入射向量。

$$\vec{R} = \vec{P}_{re} - \vec{P}_{field} \quad (4)$$

式中: \vec{P}_{re} ——指向点坐标; \vec{P}_{field} ——定日镜中心坐标。

全局坐标系分别绕 X 、 Y 、 Z 轴旋转得到局部坐标系,局部坐标系 $(x', y', z')^T$ 向全局坐标系 $(x, y, z)^T$ 的坐标变换公式为:

$$(x, y, z)^T = R_x R_y R_z (x', y', z')^T + (x_0, y_0, z_0)^T \quad (5)$$

式中: $(x_0, y_0, z_0)^T$ ——平移量。

R_x 、 R_y 、 R_z 表达式为:

$$R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$R_y = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$R_z = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: α ——全局坐标系 X 轴旋转的角度; β ——全局坐标系 Y 轴旋转的角度; γ ——全局坐标系 Z 轴旋转的角度。

斜率误差是定日镜理想法线与实际法线之间的偏差。在实际情况下,镜面上每点的斜率误差各不相同,在各个方向上的误差可视为相互独立的高斯分布,两者同时发生的概率密度为:

$$dP = dP_x dP_y = \frac{1}{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{x^2+y^2}{2\sigma^2}} dx dy \quad (9)$$

式中: σ ——高斯分布的标准差。

1.2 实验系统与结果分析

1.2.1 实验系统

采用朗伯板-CCD 相机的光斑测试方法,实验系统如图 1a 所示。朗伯板安装于吸热器下方,距离地面高度 17.2 m,尺寸为 2 m×2 m。CCD 相机位于镜场内,与图像采集电脑相连。定日镜将太阳辐射反射到朗伯板上形成聚光光斑,用 CCD 相机获取朗伯板上的灰度值分布。由于缺乏辐射计,无法获得绝对能流的数值,因此可假设太阳直射辐照度 I_{BN} 为定值,确定聚光光斑的总能量,此时得到相对能流分布,对于研究光斑大小和能量分布具有借鉴意义^[10]。

假设定日镜聚光光斑均反射到朗伯板上,则朗伯板上的光斑总能量应为:

$$P_h = I_{BN} \times A_h \times f_{at} \times \rho \times c_m \times f_0 \quad (10)$$

式中: P_h ——光斑总能量, kW; I_{BN} ——太阳直射辐照度, W/m²; A_h ——定日镜面积, m²; f_{at} ——大气透射率; ρ ——镜面反射率; c_m ——镜面清洁度; f_0 ——余弦效率。

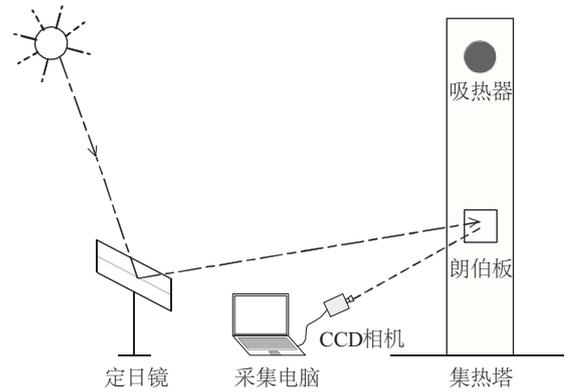
假设 $I_{BN} = 750$ W/m², 考虑定日镜反射率 0.94, 镜面清洁度 0.9, 大气透射率 0.98 以及余弦效率的影响, 此时镜面反射

的总能量为:

$$P_h = 12.4362 f_0 \quad (11)$$

1.2.2 实验结果与模型验证

在浙江大学青山湖能源研究基地开展太阳能塔式聚光试验,青山湖镜场为 10 行 10 列线性交错布置,共有 100 面定日镜,如图 1b 所示,每行定日镜与东西方向呈 25° 夹角,定日镜面积约为 20 m²;实验过程中,选择镜场边缘、中间和后部 3 个不同位置的定日镜进行光斑测试与模型验证。



a. 光斑测量系统



b. 青山湖镜场分布

图 1 青山湖光斑测量系统与镜场分布

Fig. 1 Concentrated flux measurement system and heliostat field arrangement

实验选择第 3 排第 1 面(3-1)、第 7 排第 5 面(7-5)和第 10 排第 5 面(10-5)定日镜,具体参数如表 1 所示,测试日期为 2021 年 3 月 22 日。3-1 定日镜位于镜场东部边缘,CCD 相机拍摄的光斑照片如图 2a 所示,对光斑照片进行灰度值处理后得到图 2b 所示的光斑能流分布,呈明显的中间高、边缘低的能流分布特点。图 2c 为蒙特卡洛光学模型在相同条件下得到的模拟结果,图 2d 为模拟结果与测量结果的对比如。从图 2 可看出,MCRT 模型与实际测量结果在光斑大小、形状和能流分布方面均具有良好的吻合性,以峰值能流为基准的平均相对误差约为 4.76%,能真实反映塔式聚光光斑的能流情况。但 MCRT 模型与实际测量光斑在局部位置仍有差异,这可能是由于镜面误差和型面变形导致的。

同样的,7-5和10-5定日镜的测量光斑及对比图如图2e~图2h所示,光斑局部位置有差异,但整体光斑大小、形

状能流分布均具有较高的吻合性,平均相对误差分别为6.89%和4.84%,证明该光学模型真实有效。

表1 测试定日镜具体参数

Table 1 Specific parameters of test heliostats

定日镜编号	北京时间	定日镜坐标/m	焦距/m	斜率误差/mrad
3-1	15:30	(36.03, -49.69, 1.85)	58	2
7-5	14:43	(7.22, -77.08, 2.21)	82	1.6
10-5	15:17	(18.00, -98.10, 0.33)	100	1.2

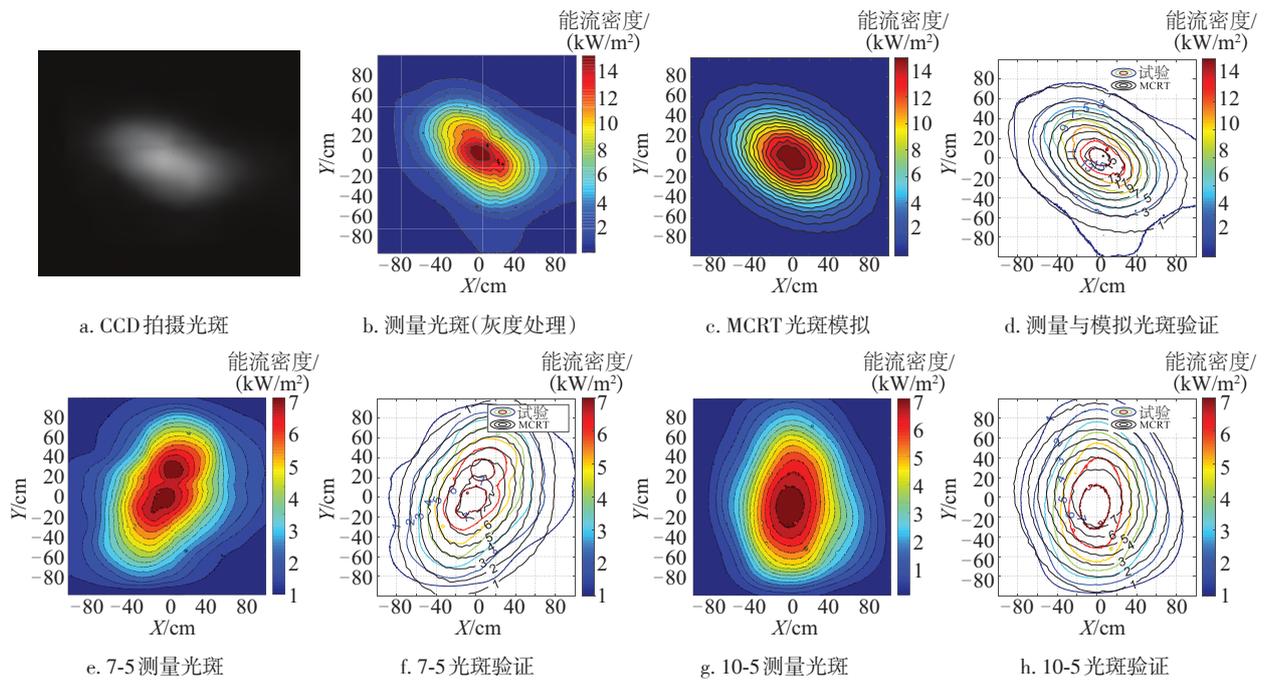


图2 定日镜光斑测量结果与模型验证

Fig. 2 Measurement results and model verification of concentrated flux

2021年3月25日对第3排第1面(3-1)定日镜进行重复试验,照片拍摄时间为14:23,测量光斑与验证结果如图3所示。光斑大小、形状能流分布仍具有较高的吻合性,证明模拟结果在不同时刻具有一定的可靠性,能为吸热器温度计算提供边界条件。

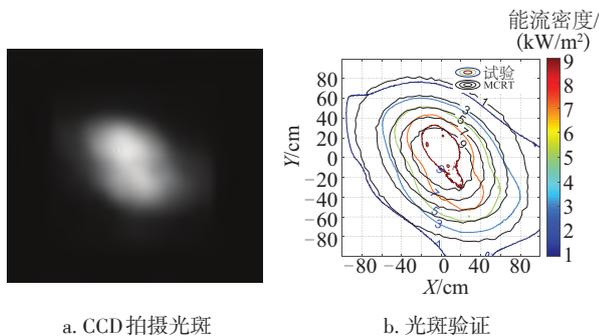


图3 3月25日测量光斑与模型验证(3-1)

Fig. 3 Measurement results and model verification on

March 25, 2021(3-1)

2 吸热器光热耦合模型

2.1 吸热管稳态辐射模型

吸热器结构和能量平衡如图4a所示,冷空气通过联箱分配至各个低温吸热管吸收太阳辐射,然后在采光孔联箱处混合,通过高温吸热管进一步升温,最后经出口联箱混合流出吸热器。吸热器入射能量 Q_{in} 是太阳辐射经镜场反射后进入采光孔的能量。吸热器热量损失主要包括辐射损失、自然对流损失和导热损失3部分,其中辐射损失 Q_{rad} 和自然对流损失 Q_{con} 占主要方面,导热损失相对较小,可忽略不计。

辐射损失简化为二表面的辐射换热,假设腔体内壁面与采光孔分别作为一个平面,腔体内壁面具有相同的发射率,采光孔视为黑体,构建二表面辐射换热,可计算辐射损失 Q_{rad} ^[11-12]:

$$Q_{rad} = \varepsilon_{eff} A_{ap} (T_w^4 - T_a^4) \quad (12)$$

$$\varepsilon_{\text{eff}} = \frac{1}{1 + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{A_{\text{ap}}}{A_w}} \quad (13)$$

式中: A_{ap} ——采光孔面积, m^2 ; A_w ——腔体内壁面面积, m^2 ; T_w ——腔内壁面温度, K ; T_a ——环境温度, K ; ε ——腔内壁面发射率。

自然对流损失主要受壁面温度、倾角和吸热器结构的影响,可通过经验公式计算^[13-14]:

$$Nu = 0.088Gr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{T_w}{T_a} \right)^{0.18} (\cos \theta)^{2.47} \left(\frac{d_{\text{ap}}}{L} \right)^8 \quad (14)$$

$$s = 1.12 - 0.98 \frac{d_{\text{ap}}}{L} \quad (15)$$

式中: θ ——吸热器倾角, ($^\circ$); d_{ap} ——吸热器内径, m ; L ——吸热腔深度, m 。

吸热器稳态辐射模型如图 4b 所示,将吸热管沿径向分为 3 个部分:吸热管迎光面 ($j=1$)、流体域 ($j=2$) 和吸热管背光面 ($j=3$)。吸热管背光面外部是保温材料,因此可简化为绝热状态。将吸热管沿轴向划分为 N 个网格单元,每个单元内部遵循能量守恒方程,其中 S_1 、 S_2 和 S_3 为各单元的径向传热面积, A_1 、 A_2 和 A_3 为各单元轴向传热面积。

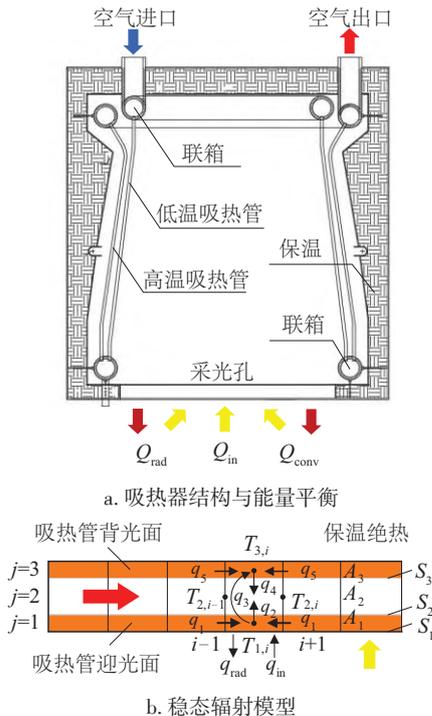


图 4 吸热器模型示意图

Fig. 4 Steady-state radiation model of receiver

$j=1$ 时,吸热管迎光面接收太阳辐射的能量 q_m ,假设能流密度在沿迎光面周向均匀分布,迎光面接收相邻固体单元的导热 q_1 ,并向管内流体传递对流换热 q_2 ,向吸热器背光面传递导热换热 q_3 。与此同时,吸热管迎光面还与其他单元壁面存在辐射传热 q_{rad} ,高温壁面会向低温壁面传递热量。 q_1 、 q_2 和 q_3 的表达式为:

$$q_1 = \frac{\lambda}{x} (T_{1,i-1} - 2T_{1,i} + T_{1,i+1}) \quad (16)$$

$$q_2 = -h_2 \left(T_{1,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) \quad (17)$$

$$q_3 = -\frac{\lambda}{l} (T_{1,i} - T_{3,i}) \quad (18)$$

式中: λ ——管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; x ——相邻单元间轴向距离, m ; h_2 ——迎光面壁面与流体的强制对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,可通过 Gnielinski 公式求得; l ——迎光面与背光面单元的周向距离, m 。

假设辐射换热只发生在吸热管迎光面,迎光面 ($j=1$) 的单元辐射换热量 q_{rad} 为该单元与其他所有迎光面单元的辐射换热量之和,设吸热管数量为 M ,则迎光面总单元数量为 $N \times M$,因此 q_{rad} 可表达为:

$$q_{\text{rad}} = \sum_{j=1}^{N \times M} \varepsilon_{i,j} F_{i,j} (E_{b,i} - E_{b,j}) \quad (19)$$

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{1}{1 + F_{i,j} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right) + F_{j,i} \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right)} \quad (20)$$

式中: $F_{i,j}$ ——微元角系数; ε_i 、 ε_j ——微元表面的发射率。

因此迎光面 ($j=1$) 的稳态能量方程为:

$$q_{\text{in}} S_1 + \frac{\lambda A_1}{x} (T_{1,i-1} - 2T_{1,i} + T_{1,i+1}) - h_2 S_2 \left(T_{1,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) - \quad (21)$$

$$\frac{\lambda A_r}{l} (T_{1,i} - T_{3,i}) - \sum_{j=1}^{N \times M} \varepsilon_{i,j} F_{i,j} S_1 (E_{b,i} - E_{b,j}) = 0$$

式中: A_r ——管壁周向导热面积, m^2 。

同样的,流体域 ($j=2$) 和背光面 ($j=3$) 的稳态能量方程可表达为:

$$h_2 S_2 \left(T_{1,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) + h_3 S_3 \left(T_{3,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) - \quad (22)$$

$$\dot{m} c_p (T_{2,i} - T_{2,i-1}) = 0$$

$$\frac{\lambda A_3}{x} (T_{3,i-1} - 2T_{3,i} + T_{3,i+1}) - h_3 S_3 \left(T_{3,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) + \quad (23)$$

$$\frac{\lambda A_r}{l} (T_{1,i} - T_{3,i}) = 0$$

式中: h_3 ——强制对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; \dot{m} ——流体质量流量, kg/s ; c_p ——流体定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.2 模型求解

稳态辐射模型含有辐射项,其求解过程涉及非线性方程和非线性方程组的求解。首先应用牛顿迭代法直接求解迎光面壁面温度、流体温度和背光面温度,之后在牛顿迭代法的基础上提出循环迭代法,避免了复杂矩阵的求解,能大幅减少计算成本。

2.2.1 牛顿迭代法

对于非线性方程组,牛顿迭代法的表达式为:

$$x_{k+1} = x_k + \Delta x_k \quad (24)$$

$$F'(x_k) \Delta x_k = -F(x_k) \quad (25)$$

式中: $F(x)$ ——方程组函数; $F'(x)$ —— $F(x)$ 的雅可比 (Jacobi) 矩阵。

稳态辐射模型将每根吸热管分为迎光面、流体域和背光面3层,每层分为 N 个网格单元,假设吸热器共有 M 根吸热管,则总共有 $3 \times N \times M$ 个单元,因此共有 $3 \times N \times M$ 个求解温度和能量守恒方程,雅克比矩阵的维度为 $(3 \times N \times M)^2$ 。在规规定初始吸热器温度后,可求得方程组和雅克比矩阵的数值,通过迭代公式获得新的温度,经过数次循环迭代后吸热器温度分布基本无变化,此时可认为计算收敛,此时的温度分布即为吸热器的稳态温度分布。

2.2.2 循环迭代法

牛顿迭代法每一次迭代均需计算维度庞大的雅克比矩阵,需占用较大的计算资源,求解速度较慢。因此在牛顿迭代法的基础上,提出一种循环迭代的方法,可避免雅克比矩阵的求解,从而大大提高计算效率。循环迭代法首先计算无辐射换热下的温度分布,流体域($j=2$)和背光面($j=3$)能量方程不变,迎光面($j=1$)能量方程变为:

$$q_m S_1 + \frac{\lambda A_1}{x} (T_{1,i-1} - 2T_{1,i} + T_{1,i+1}) - h_2 S_2 \left(T_{1,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) - \frac{\lambda A_r}{l} (T_{1,i} - T_{3,i}) = 0 \quad (26)$$

得到初步温度分布后,可取当前流体温度和背光面温度不变,计算迎光面轴向传热端差 $\Delta T_{1,i}$ 和周向传热端差 $\Delta T_{3,i}$,建立如式(27)所示的能量方程,即可求解在这一温度分布下的辐射换热量和稳态温度,将求解的稳态温度迭代回方程继续求解新的稳态温度。利用该方式,迎光面温度发生变化,其余温度用上一次解的数值,求解过程由非线性方程组转变为单个非线性方程组的求解,可减少计算量,提高计算效率。

$$f(T_{1,i}^k) = q_m S_1 + \frac{\lambda A_1}{x} \Delta T_{1,i} - h_2 S_2 \left(T_{1,i} - \frac{T_{2,i-1} + T_{2,i}}{2} \right) - \frac{\lambda A_r}{l} \Delta T_{3,i} - \sum_{j=1}^{N \times M} \varepsilon_{ij} F_{ij} S_1 (E_{bi} - E_{bj}) \quad (27)$$

$$T_{1,i}^{k+1} = T_{1,i}^k - \frac{f(T_{1,i}^k)}{f'(T_{1,i}^k)} \quad (28)$$

式中: $\Delta T_{1,i}$ 、 $T_{2,i-1}$ 、 $T_{2,i}$ 和 $\Delta T_{3,i}$ ——常数。

在获得新的迎光面温度后,将迎光面的聚光投射能量与辐射换热热量之差视为无辐射方程的边界条件 q_m^{k+1} ,即吸热管吸收的净能量。将净能量 q_m^{k+1} 代入式(29)求解新的温度分布和传热端差,进而求解新的辐射换热温度,不断迭代,最终求得稳定状态下吸热器温度分布。

$$q_m^{k+1} = q_m - \sum_{j=1}^{N \times M} \varepsilon_{ij} F_{ij} (E_{bi} - E_{bj}) \quad (29)$$

该方法借鉴了非稳态求解的思路,利用上一次求解结果作为下一次计算的已知量,通过改变净辐射能量不断迭代,虽减少了计算量,但计算过程相对复杂,且前后2次求解数值不宜差别过大,否则易计算发散。因此采用上一次计算的换热端差而不是壁面温度作为已知量,可保证传热的方向和数值更符合实际情况,取得更好的计算稳定性。

2.3 试验结果与模型验证

基于青山湖能源研究基地展开塔式腔体吸热器光热耦合试验,测量吸热器腔内温度分布。圆台型腔体吸热器的吸热管分布如图5a所示,由60根低温吸热管和60根高温吸热管交错布置,吸热管内径为12 mm,壁厚2 mm,长约0.86 m。从采光孔右侧水平位置开始沿逆时针编号,内侧低温吸热管编号为1~60,外侧高温吸热管编号为61~120。腔内热电偶分别安装于吸热器右上(编号70)、右下(编号110)、左上(编号80)和左下(编号100)4个位置。吸热器试验系统如图5b所示,主要包括空压机、缓冲罐、流量计、压力传感器、腔体吸热器和K型热电偶。图5b中, T_m 和 T_{out} 分别代表空气进出口温度, p_m 和 p_{out} 分别代表进出口压力。试验过程中,首先调节进气管阀门开度使空气质量流量保持0.09 kg/s,随后陆续投入定日镜,吸热器开始工作, I_{BN} 数据由小型气象站实时记录。吸热器出口阀门全开与大气直接相连,因此吸热器内压力可取常压。

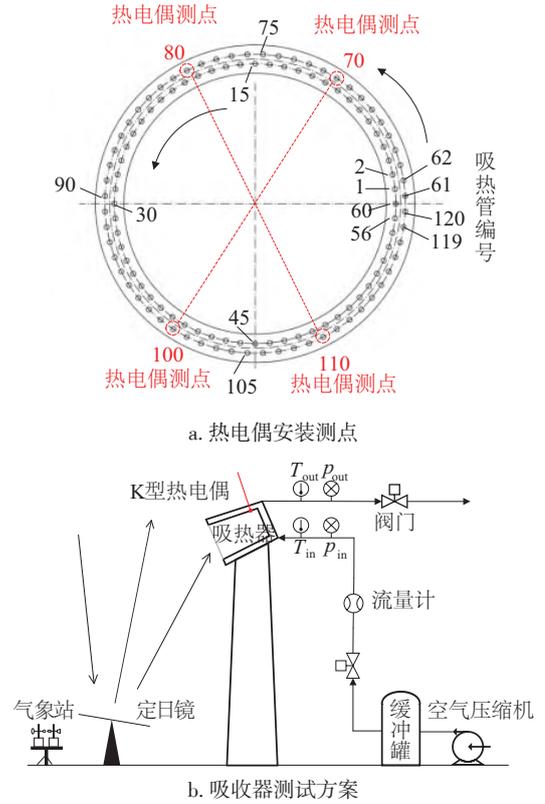


图5 吸热管温度测量系统

Fig. 5 Temperature measurement system of receiver tubes

在测试过程中,气象站于08:00时开始采集 I_{BN} 数据,09:15吸热器开始投入辐射,共计29面定日镜,此时吸热器逐渐升温,并于中午时刻趋于稳定。分别在12:15时增加10面定日镜和12:30时增加9面定日镜,吸热器继续升温。为防止吸热器超温,13:20撤走9面定日镜,继续运行一段时间后,于15:30撤走全部定日镜,吸热器开始降温。 I_{BN} 测量数据、吸热器进出口温度和腔内温度分布如图6a

所示。在 11:00—12:00 时间段内, I_{BN} 、吸热管温度和吸热器出口温度基本稳定, 可视为吸热器达到热平衡。利用 MCRT 模型获得 29 面定日镜在吸热腔内的能流分布, 并将此能流分布作为吸热器的边界条件, 验证吸热管的稳态辐射模型, 结果如图 6b 所示, 循环迭代法和牛顿迭代法求解的相对误差约为 0.26%, 试验与仿真结果的相对误差分别为 0.6%、3.7%、1.1% 和 8.6%, 说明光热耦合模型具有合理性, 误差可能是由于定日镜面型误差或指向点误差改变了腔内能流密度分布导致的。

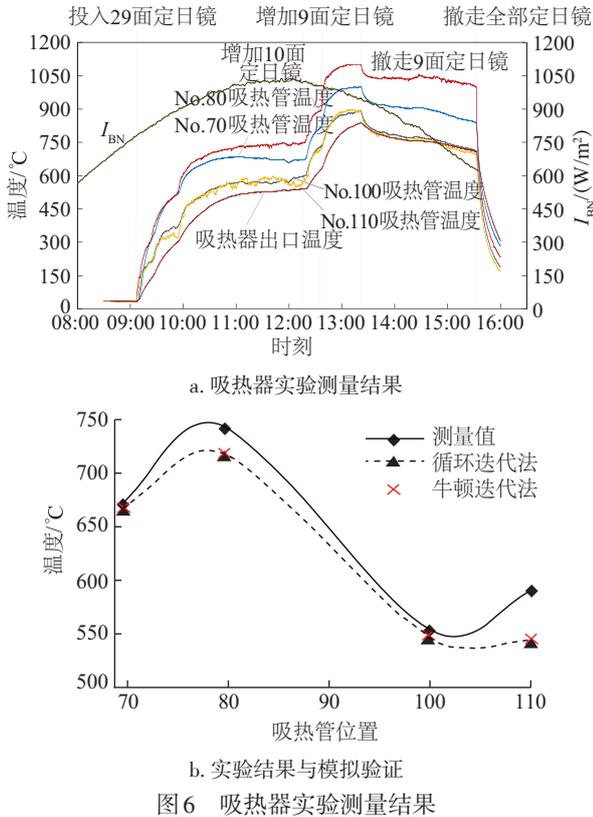


图 6 吸热器实验测量结果

Fig. 6 Experimental results and model validation

3 结 论

针对塔式太阳能腔体吸热器提出光热耦合模型, 包括蒙特卡洛光线追踪模型和腔内稳态辐射模型, 并利用浙江大学青山湖能源研究基地塔式聚光吸热试验平台开展试验研究, 所得主要结论如下:

1) 建立的蒙特卡洛光线追踪模型能较好地分析定日镜聚光光斑的形状、大小和能流密度分布, 在 3 个典型工况下的平均相对误差分别为 4.86%、6.89% 和 4.84%。

2) 基于光线追踪模型建立的吸热器耦合模型, 综合考虑了吸热管能量平衡和管间辐射换热, 模型结果与试验结果的最大相对误差为 8.6%, 能较为全面地反映腔内温度分布。

[参考文献]

[1] 刘焕磊, 陈冬, 杨天锋, 等. 太阳能燃气轮机发电技术

综述[J]. 热力发电, 2018, 47(2): 6-15.
 LIU H L, CHEN D, YANG T F, et al. Solar gas turbine power generation technology: a review[J]. Thermal power generation, 2018, 47(2): 6-15.
 [2] STEIN W H, BUCK R. Advanced power cycles for concentrated solar power[J]. Solar energy, 2017, 152: 91-105.
 [3] KORZYNIETZ R, BRIOSO J A, DEL RÍO A, et al. Solugas-comprehensive analysis of the solar hybrid brayton plant[J]. Solar energy, 2016, 135: 578-589.
 [4] AMSBECK L, BUCK R, HELLER P, et al. Development of a tube receiver for a solar-hybrid microturbine system [C]//Proceedings of the 14th Biennial CSP Solarpaces Symposium 2008, Las Vegas, USA, 2008.
 [5] QIU K Z, YAN L, NI M J, et al. Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver[J]. Energy conversion and management, 2015, 103: 847-858.
 [6] AZZOUZI D, BOUMEDDANE B, ABENE A. Experimental and analytical thermal analysis of cylindrical cavity receiver for solar dish[J]. Renewable energy, 2017, 106: 111-121.
 [7] SAMANES J, GARCIA-BARBERENA J. A model for the transient performance simulation of solar cavity receivers [J]. Solar energy, 2014, 110: 789-806.
 [8] TRAVERSO A. TRANSEO: a new simulation tool for transient analysis of innovative energy systems[D]. Liguria: University of Genoa, 2004.
 [9] 李浩. 塔式太阳能热发电传热储能系统建模与仿真研究 [D]. 北京: 华北电力大学, 2019.
 LI H. Modeling and simulation of heat transfer and energy storag system in solar power tower plant[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.
 [10] COLLADO F J. One- point fitting of the flux density produced by a heliostat[J]. Solar energy, 2010, 84(4): 673-684.
 [11] PRAKASH M, KEDARE S B, NAYAK J K. Numerical study of natural convection loss from open cavities[J]. International journal of thermal sciences, 2012, 51: 23-30.
 [12] JILTE R D, NAYAK J K, KEDARE S B. Experimental investigation on heat losses from differentially heated cylindrical cavity receiver used in paraboloid concentrator [J]. Journal of solar energy engineering, 2017, 139(3): 031013.
 [13] WU S Y, XIAO L, CAO Y, et al. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: a review [J]. Solar energy, 2010, 84(8): 1342-1355.

- [14] LEIBFRIED U, ORTJOHANN J. Convective heat loss from upward and downward facing cavity solar receivers: measurements and calculations [J]. *Journal of solar energy engineering*, 1995, 117(2): 75-84.

PHOTO-THERMAL COUPLING MODEL AND EXPERIMENT OF SOLAR TOWER CAVITY RECEIVER

Xu Jiaming^{1,2}, Hu Jian^{1,3}, Chen Dong¹, Xiao Gang^{1,2}

(1. *State Key Laboratory of Clean Energy Utilization of Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;*

2. *Jiaying Institute of Zhejiang University, Jiaying 314031, China;*

3. *Cecep Guoji United Power (Ningxia) Co., Ltd., Yinchuan 750004, China)*

Abstract: A ray tracing model is established based on the Monte Carlo method, and a CCD camera and a Lambertian plate are used to carry out the concentrated flux experiment. The experimental results show that the measured and the simulated spots are in good agreement in size, shape and flux distribution. A photothermal coupling model is proposed for the cavity receiver. Considering the radiation heat transfer between different heat absorbing tubes in the cavity, the maximum relative error between the simulation results and the experimental results is 8.6%.

Keywords: solar energy; concentration; solar absorber; temperature distribution; experiment; simulation