DOI: 10.19666/j.rlfd.202601018

碟式光热系统新型旋转腔式吸热器研究

吴家荣[1]，顾正萌[1,2]，蒋世希[1]，杨 玉[1,2]，李红智[1,2]，姚明宇[1,2]
（1. 西安热工研究院有限公司，陕西 西安 710054；
2. 高效灵活煤电及碳捕集利用封存全国重点实验室，北京 102200）

［摘 要］【目的】为提高光热发电的效率，提出碟式光热系统新型旋转腔式吸热器。【方法】采用蒙特卡洛方法建立了光线从发射到吸收的光线追迹模型，以常压空气为吸热介质，将热边界条件通过用户自定义函数的方法导入计算流体力学（CFD）软件，建立了吸热器及周围空间的数值模拟模型，分析了无风条件下，直接法向辐照度（DNI）700~900 W/m^2、采光口轴线与吸热管轴线夹角（γ角）0~75 °范围内，新型旋转腔式吸热器的光学特性和传热特性，并对其中一个工况进行了实验验证。【结果】结果表明：光学效率不受 DNI 的影响，γ角从 0 °到 75 °，光学效率由 98.5%减小到 97.8%；随着γ角增大，更多的光线入射到腔内壁，吸热器内外温度分布不均，腔内壁高温区域面积和管壁最高温度增大；导热、对流和辐射热损失随 DNI 和γ角增大而增大，辐射热损失和对流热损失受γ角的影响更加明显；γ角较大时，辐射和对流热损失显著增大，导致集热效率和总效率大幅减小。【结论】新型旋转腔式吸热器，能够实现 97%以上的光学效率，80%以上的集热效率和 70%以上的总效率，具有较好的聚光集热效果，为大规模碟式光热发电系统的设计提供了参考。

［关 键 词］腔式吸热器；碟式；光学效率；聚光太阳能发电

［引用本文格式］吴家荣，顾正萌，蒋世希，等. 碟式光热系统新型旋转腔式吸热器研究[J]. 热力发电, 2026, 55(9): 64. Wu J R, Gu Z M, Jiang S X, et al. Research on a novel rotating cavity receiver for solar dish thermal systems[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(9): 64.

Research on a novel rotating cavity receiver for solar dish thermal systems

Wu Jiarong[1], Gu Zhengmeng[1,2], Jiang Shixi[1], Yang Yu[1,2], Li Hongzhi[1,2], Yao Mingyu[1,2]
(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China;
2. State Key Laboratory of High-Efficiency Flexible Coal Power Generation and Carbon Capture, Utilization and Storage, Beijing 102200, China)

Abstract: [Objective] To improve the efficiency of concentrated solar power (CSP), a novel rotating cavity receiver was proposed for dish-type solar thermal systems. [Methods] The Monte Carlo method was adopted to develop a precise ray-tracing model that comprehensively simulated the entire process of solar rays from initial emission to final absorption. Based on the ray-tracing results, the solar radiant energy absorbed by the inner wall of the receiver and the outer wall of the heat absorption tube was mapped onto each grid cell of the corresponding wall surfaces via a user-defined function, thus obtaining the thermal boundary conditions of the wall surfaces for subsequent import into computational fluid dynamics (CFD) software. Accordingly, a three-dimensional numerical simulation model of the receiver with its surrounding computational domain was established regardless of wind effects. The optical and heat transfer characteristics of the novel rotating cavity receiver, including optical efficiency, heat flux, temperature distribution, and various losses, were systematically analyzed under different operating parameters, in which the direct normal irradiance (DNI) ranges from 700 to 900 W/m ²and the angle (angle γ) between the aperture axis and the spiral coil axis varies from 0 to 75 °. Finally, to validate the reliability of the numerical simulation results, an experimental setup was constructed and tests were carried out under several typical operating conditions, followed by a comparison between the experimental data and the simulation results. [Results] The results show that

收 稿 日 期：2026-01-07 修 回 日 期：2026-02-05 接 受 日 期：2026-02-10
基 金 项 目：国家重点研发计划项目（2023YFB4102201）；陕西省重点研发计划项目（2025CY-YBXM-616）
Supported by: National Key Research and Development Program (2023YFB4102201); Key Research and Development Program of Shaanxi Province (2025CY-YBXM-616)
第一作者简介：吴家荣（1996），男，硕士，工程师，主要研究方向为超临界二氧化碳发电技术，dearwujr@163.com。
通信作者简介：顾正萌（1977），男，博士，高级工程师，主要研究方向为光热发电、火电厂仿真机技术，guzhengmeng@tpri.com.cn。

the optical efficiency is independent of DNI but decreases from 98.5% to 97.8% as the angle γ increases. With a larger angle γ, more solar rays are incident on the inner wall of the rotating cavity, leading to an uneven temperature distribution inside and outside the receiver, accompanied by a significant increase in both the area of the high-temperature region on the rotating cavity inner wall and the maximum temperature of the tube wall. Heat losses via heat conduction, convection, and radiation increase with DNI and γ, among which the radiation and convective heat losses are markedly more sensitive to variations in γ. When γ is relatively large, the radiation and convective heat losses increase considerably, resulting in a substantial decline in both the heat collection efficiency and the overall efficiency. [Conclusion] The novel rotating cavity receiver exhibits superior solar-thermal conversion performance, achieving optical efficiency above 97%, heat collection efficiency above 80%, and overall efficiency above 70%. These research findings provide a valuable reference for the design of large-scale dish-type solar power systems.

Key words: cavity receiver; dish-type; optical efficiency; concentrated solar power

中国是全球碳排放大国之一，电力行业是碳排放的主要来源，电力行业向低碳方向转型已成为主流趋势[1]。开发和利用太阳能是实现低碳电力的有效途径。目前，大规模太阳能发电技术主要包括聚光太阳能发电（concentrated solar power，CSP）和光伏发电。CSP 利用反射镜汇聚低能量密度的太阳光线，加热吸热介质实现光—热转换，再通过热力循环实现热—功转换，是集发电和储能于一体的可再生能源发电方式和支撑新型电力系统难得的绿色灵活调节电源[2]。CSP 分为 4 条技术路线：槽式、塔式、线性菲涅尔式和碟式。其中，碟式具有最大的聚光比（1 000~3 000[3-7]），最高的运行温度（>700 ℃）和最大的光—电转换效率（18%~25%[8]），发展潜力巨大。然而，由于太阳光线并非平行光，且随着反射镜面积的增大，镜面变形引起的光学误差增大，使聚光比不能无限增大。另一方面，为匹配更大反射镜面积和更高热流密度，更大体积和质量的斯特林发电机使反射镜的支撑结构承受很大的载荷，进一步限制了单机功率的增大。截至 2024 年底，我国建成的 838.2 MW 装机容量光热电站中，塔式为 481.0 MW，槽式为 191.0 MW，线性菲涅尔式为 166.0 MW，其他仅占 0.2 MW[9]。

为解决碟式光热发电系统单机功率小、规模化困难和普遍未配备储热的问题，国内外研究者提出了焦点固定的碟式光热发电系统。吸热器和斯特林发电机固定在地面或塔架上，使焦点的空间位置不随反射镜运动而变化，将多个焦点固定的碟式单元吸热器并联后连接储热罐，实现了储热功能。朱顺敏等[10]提出并测试了一种焦点固定的碟式—自由活塞斯特林太阳能热发电系统，验证了低成本多碟聚光器的可行性。Xu 等人[11]提出了一种焦点固定的二次反射式聚光系统，比较了采用平面和双曲面 2 种类型二次反射镜吸热器的能流密度和光学效率。梁成竹等[12]设计了一套旋转抛物面镜和旋转双曲面镜相结合的二次反射式聚光系统，研究了双曲面形状、大小、相对位置对光学效率的影响。尽管碟式光热发电技术的理论发电效率最高，其较高的运行温度也适配以超临界二氧化碳为代表的高温发电系统，但关注度远不如塔式、槽式和线性菲涅尔式。然而，进一步提升发电效率需要继续提高运行温度。美国国家可再生能源实验室[13]的光热发电路线报告指出，以塔式为代表的第 3 代光热发电技术光—电转换效率偏低，难以达到每度电 6 美分成本的目标，要实现 700 ℃的超临界二氧化碳发电，吸热器表面温度在 800 ℃以上，塔式吸热器在高温下热损失也将急剧增大。

为解决碟式 CSP 储热并适配高温发电系统，本研究结合塔式和碟式的特点，采用“分散吸热，集中储热发电”的思路，提出了一种类焦点固定的碟式光热系统及其配备的新型旋转腔式吸热器。

1 新型旋转腔式吸热器

新型旋转腔式吸热器的抛物面反射镜由滑轨和转台控制其追随太阳高度角和方位角的变化（图 1）。新型旋转腔式吸热器的外壳为 2 个具有旋转自由度，且旋转轴倾斜相交的半球壳（图 2）。2 个旋转半球壳围绕各自转轴旋转的角度为α和β，采光口位于转角α的半球壳上，2 个半球壳旋转时，一个α和β对应一个采光口中心轴线空间方向。建立采光口中心轴线空间方向与α、β的函数关系，协调旋转半球壳的运动控制并与反射镜跟踪太阳运动轨迹的高度角和方位角运动相配合，使采光口轴线始终与反射镜轴线重合。旋转半球壳内的吸热管与台架相连，不随反射镜和旋转半球壳运动，相对于传统非焦点固定的碟式光热系统，其焦点仅在小范围运动。



图 1 聚光集热系统
Fig.1 Schematic diagram of the concentrated solar thermal system

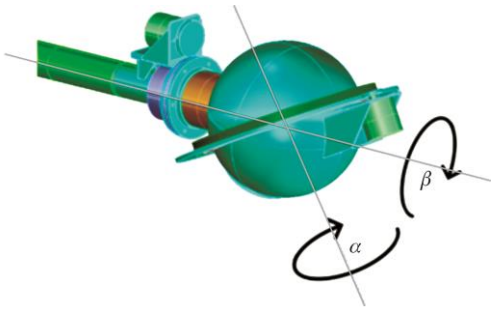


图 2 旋转腔式吸热器
Fig.2 Schematic diagram of the rotating cavity receiver

目前，碟式光热发电系统普遍配备腔式吸热器，基本几何形状包括圆柱形、圆锥形、圆台形、球形等，选择和优化合适的腔式吸热器结构能有效提高吸热器的光学效率。毛青松等[14]比较了球形、圆柱形、圆锥形及圆台形腔式吸热器内辐射能流分布，球形能流分布最均匀，辐射峰值最小，反射光损失最小。Daabo 等人[15]实验研究了圆柱形、圆锥形及球形腔式吸热器光学效率和能流分布，认为圆锥形具有最大的光学效率。Xie 等人[16]的实验和模拟研究表明，相同孔径尺寸下锥形具有最大热效率和最均匀的温度分布。龙新峰等[17]对 6 种几何形状吸热器的二维模拟显示球形吸热器的热损失最小。芮明奇等[18]比较了相同采光口和内壁面积的球形、六棱柱、椭球形、圆台形及圆柱形腔式吸热器温度分布，球形内部高温区域的平均温度最大，说明保温效果最好。Zhou 等人[19]模拟研究显示球形腔式吸热器光学效率 88.9%，略高于其他形状。罗华平等[20]对球形空腔实际发射率的计算表明，球形空腔存在空腔效应，即辐射在空腔内多次反射和吸收使表面吸收率和发射率都增大。此外，一些研究还对改进半球形[21-22]、复合圆台形[23-24]、带石英窗的圆柱形[25-26]、球形[27]和圆台形[28]等基础几何形状的改进型进行了研究。考虑到本研究中吸热器结构的旋转运动以及球形在几何特征上的各向同性有利于热应力的均匀分布，因此，新型旋转腔式吸热器以球形腔为基础。

虽然上述研究中已不乏对球形腔式吸热器的研究，但都是针对非焦点固定的碟式光热系统，其吸热管随反射镜同步运动，入射光线始终入射在吸热管和吸热器腔内壁的固定区域。本研究的旋转腔式吸热器，入射光线的入射区域随反射镜和旋转半球壳的运动变化，导致光学效率、热流分布、热损失等关键指标变化。为此，以旋转腔式吸热器为研究对象，建立了光线从光源发射到吸热管内介质吸收过程的光线追迹模型和流动传热数值模拟模型，分析了不同直接法向辐照度（direct normal irradiance，DNI）和采光口轴线与吸热管轴线夹角下，吸热器光学效率、热流密度、温度分布、热损失、集热效率和总效率的变化。

2 模型构建

2.1 光学模型

光学模拟在 Trace Pro 软件中进行，该软件基于蒙特卡洛方法对光线进行追踪。光源面发射出大量独立携带相同能量的离散光线，每根光线的入射位置和方向以及在传播过程中的反射、散射、吸收等作用被认为是一系列独立的子过程，建立每个子过程的概率模型，跟踪统计每根光线的归宿，得到接收面的光线分布结果。

光学模型如图 3 所示，包括反射镜、光源面和吸热器 3 个基本部分。其中，反射镜为理想抛物面反射镜，直径 1 500 mm，焦距 909 mm，厚度 2 mm，反射率为 0.9。环形格点光源面位于反射镜上方 2 474 mm 处，外径 1 700 mm，内径 200 mm，光线环数为 100，半角为 0.52°，DNI 为 700、800、900 W/m^2。吸热器位于反射镜和光源面之间的反射镜焦点附近。根据旋转半球壳和反射镜的运动规律，定义吸热器内采光口轴线与吸热管轴线夹角为 γ。图 3 中采光口垂直向下时的 γ 角为 0°，确定 γ 角的变化范围是 0°~75°，对 γ 为 0°、15°、30°、45°、60°和 75°的情况分别进行模拟。

旋转腔式吸热器外壳和吸热管的模型如图 4 所示，将 2 个旋转半球壳视为一个整体，旋转运动造成的影响由 γ 的变化体现。吸热器外壳直径 130 mm，保温层厚度 45 mm，材料为纳米气凝胶

毡，导热系数 0.03 W/(m·K)。吸热器腔内壁面视为漫反射表面，吸收率为 0.9。锥形采光口直径 50 mm，保温层开口 110 mm。吸热管为 4 圈单螺旋排列的螺旋盘管，管外壁与吸热器腔内壁留有一定间隙，管外径 12 mm，内径 10 mm，管间距 15 mm，材料为 316L 不锈钢，表面覆盖有吸收率为 0.9 的涂层。

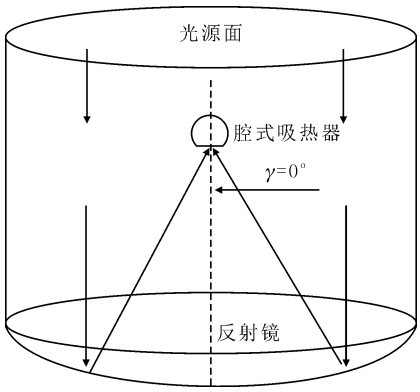


图 3 光学模型
Fig.3 Schematic diagram of the optical model

光学模拟过程中反射镜焦平面始终位于采光口平面，光通量阈值为 0.01，即反射光线能量值低于入射能量的 1%时忽略不计。

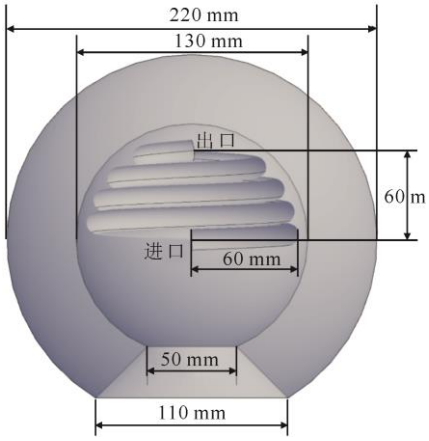


图 4 吸热器外壳与吸热管
Fig.4 Model of the receiver shell and spiral coil

2.2 流动传热模型

光学模型分析吸热器捕捉光线的能力，流动传热模型分析吸热器将热能转化为有效热能（介质带走热能）的能力，两者构成完整的光—热转换过程。完成 Trace Pro 软件中光学模拟后在 CFD 软件里进行流动和传热过程的模拟。

为模拟真实大气氛围，假设环境空间为一个 1 000 mm×1 000 mm×600 mm 充满空气的立方体空间，建立包含环境空间和吸热器的模型如图 5 所示。不考虑风的影响，仅考虑吸热器周边环境空气在无风情况下的自然对流，设置重力加速度为 9.8 m/s^2。立方体空间边界面设为压力入口，表压为 0 Pa，温度为 300 K。吸热管内的吸热介质为常压空气，从靠近采光口的端面流入，远离采光口的端面流出，进口边界为速度入口，出口边界为压力出口。吸热管内壁面与管内空气，吸热管外壁面与腔内空气，腔内壁面与腔内空气，腔外壁面与环境空气均为耦合壁面。

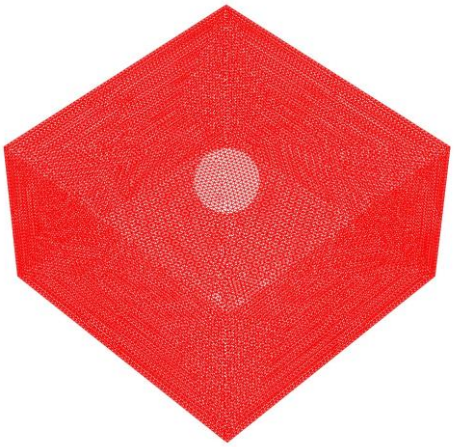


图 5 吸热器和环境空间
Fig.5 Model of the receiver and surrounding domain

根据光线追踪的结果，将吸热器腔内壁和吸热管外壁吸收的光线能量，通过用户自定义函数功能引入到对应壁面的每个网格上，得到壁面热边界。采用 DO 辐射模型计算辐射传热，通过标准 *k-e* 模型计算湍流。采用 SIMPLE 算法耦合压力和速度。梯度、压力、动量、湍动能、湍流耗散率等空间离散格式保持默认，残差收敛标准保持默认。划分四面体网格，网格尺寸设置时从远离吸热器的区域到靠近吸热器区域逐渐加密，由于几何模型的变化会导致网格数量轻微改变，通过网格无关性检验，确定网格数量在 2 070 000 附近时可较好平衡模拟精度和计算成本。

2.3 关键指标定义

假设反射镜初次反射的每根光线携带的能量为 q_0，腔内壁和吸热管吸收率为 a，腔内光线经 n 次反射后携带的能量 q_n：

$$q_n = q_0(1-a)^n \tag{1}$$

将光线接收表面离散为多个区域，统计到达每个区域的入射光线，则该区域吸收的能量 Q 为：

$$Q = a\sum_{1}^{n} q_n N_n \tag{2}$$

式中：N_n 为到达该区域第 n 次反射光线的数量。

该区域的热流密度 I 为：

$$I = \frac{Q}{S} \tag{3}$$

式中：S 为区域面积，m^2。

定义吸热器的光学效率 η_{op}：

$$\eta_{op} = \frac{Q_{re}}{Q_{mi}} \tag{4}$$

式中：Q_{re} 和 Q_{mi} 分别为吸热器（腔内壁面和吸热管外壁面）吸收的光线能量和反射镜反射的光线能量，W。

定义吸热器的集热效率 η_{th}：

$$\eta_{th} = \frac{Q_{ab}}{Q_{re}} \tag{5}$$

式中：Q_{ab} 为吸热管内介质吸热量，W。

光—热转换的总效率 η_{to}：

$$\eta_{to} = \eta_{re}\eta_{op}\eta_{th} \tag{6}$$

式中：η_{re} 为反射镜反射率。

3 结果与讨论

3.1 光学效率

图 6 所示为 DNI 为 700、800、900 W/m^2，吸热器光学效率随 γ 的变化。

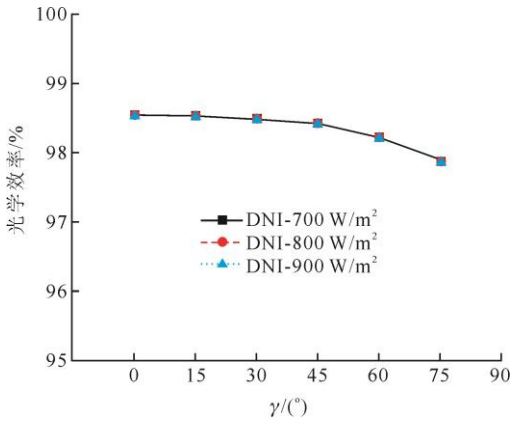


图 6 吸热器光学效率随 γ 的变化

Fig.6 Variations of the receiver optical efficiency with γ

由图 6 可知，同一角度下光学效率不受 DNI 的影响。这是因为光学效率与吸热器结构以及吸热器与反射镜的相对位置有关。随着 γ 的增大，光学效率逐渐减小，γ 从 0°到 75°光学效率由 98.5%减小到 97.8%。吸热器腔内壁面积与采光口面积比值为 26，配合腔壁和管壁 0.9 的高吸收率，以及光线的多次漫反射与吸收，使得吸热器的光学效率大于 97%，表明旋转腔式吸热器具有很高的光学效率。

图 7 给出了 0°和 75°，入射光线在吸热器内的分布。γ 为 0°，绝大部分入射光线入射在吸热管外壁面，这与非焦点固定的球形腔式吸热器内光线分布相同。γ 为 75°，超 50%的入射光线入射在了腔内壁面，有一小部分入射光线入射在靠近采光口的吸热管外壁面，这部分光线经反射后容易从采光口逸出，导致光学效率下降。

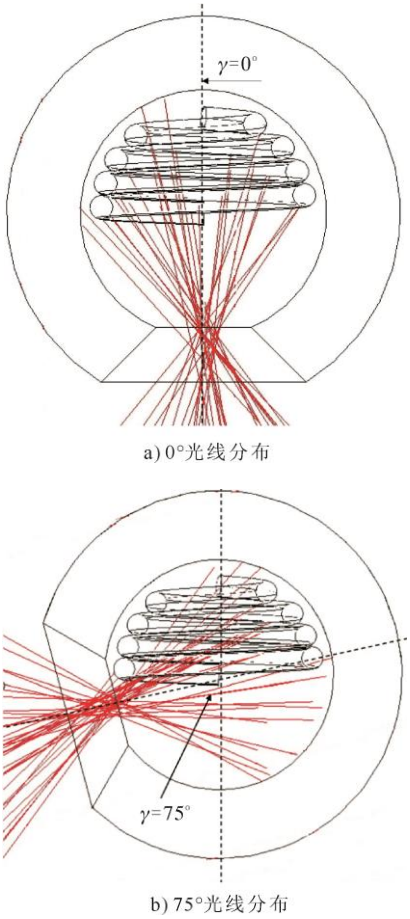


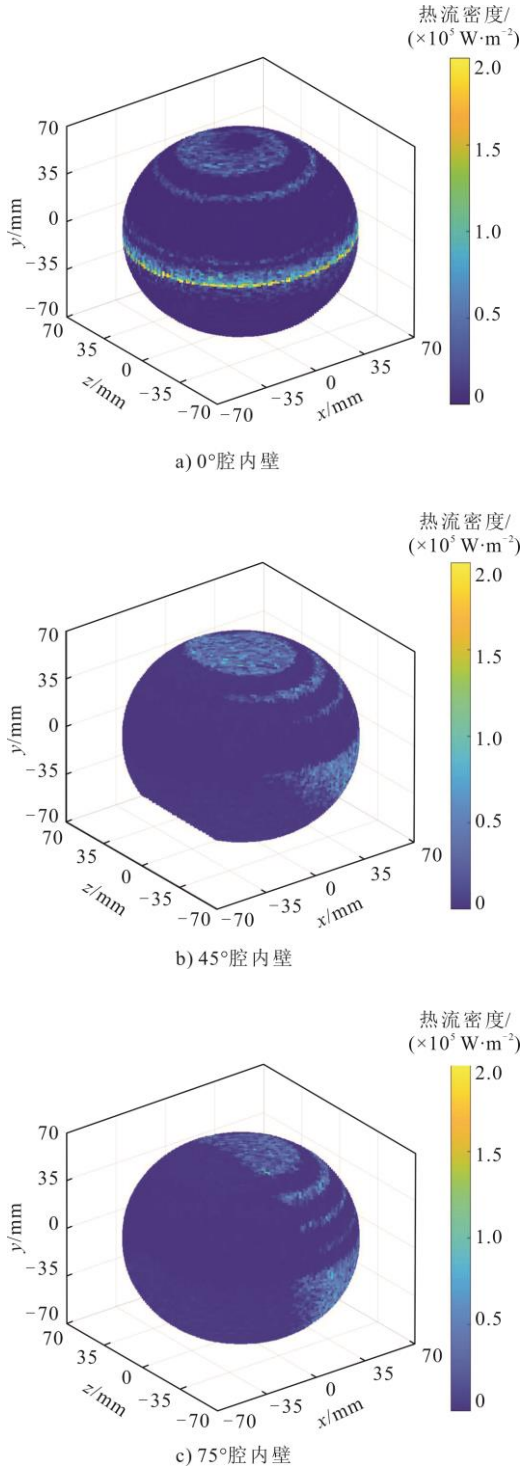
图 7 0°和 75°入射光线在吸热器内的分布

Fig.7 Distributions of incident rays at 0° and 75° within the receiver

3.2 热流密度

图 8、图 9 给出了 DNI 为 700 W/m^2，吸热器腔内壁和吸热管外壁热流密度随 γ 的变化。由图 8 可知，γ 为 0°时，由于腔内壁上半部分大面积被吸热管遮挡，入射光线汇聚在焦点后呈发散状透过管间隙入射到腔内壁，热流密度呈环状分布。随着 γ 的增大，更多的光线入射到腔内壁的一侧，形成片状的高热流密度区域，当 γ 为 75°，该区域面积达到最大

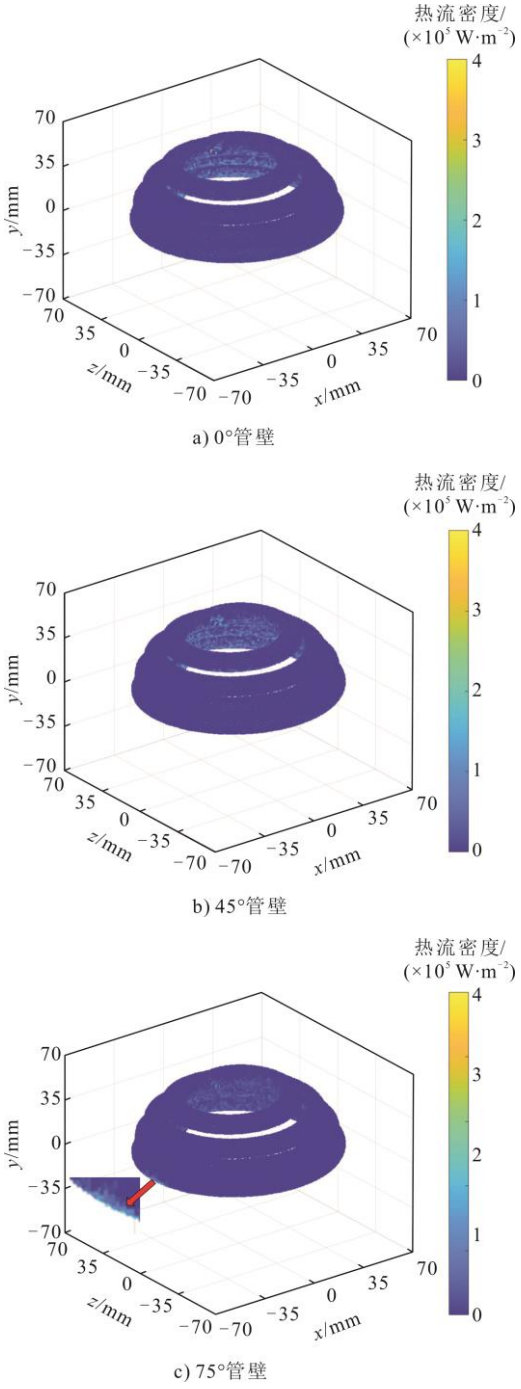
值。图 9 中吸热管外壁热流密度分布与图 8 相对应，γ 为 0°，绝大多数入射光线均匀入射在吸热管远离腔壁的外壁一侧，γ 逐渐增大，吸热管外壁热流密度分布变得不均匀，γ 为 75°，靠近入射光线焦点处出现热流密度很高的热斑。



a) 0°腔内壁　b) 45°腔内壁　c) 75°腔内壁

图 8 吸热器腔内壁热流密度随γ的变化

Fig.8 Variations of inner wall heat flux density of the receiver with γ



a) 0°管壁　b) 45°管壁　c) 75°管壁

图 9 吸热器管外壁热流密度随γ 的变化

Fig.9 Variations of outer wall heat flux density of the receiver with γ

3.3 温度分布

图 10 为 DNI 为 700 W/m^2，吸热器中间剖面及周围空气温度分布。γ 为 0°时，如前文所述，大部分光线入射在吸热管外壁，携带的能量被吸热管内的空气吸收带走，管内空气温度沿着螺旋管圈方向逐渐增大，吸热器内外温度分布比较均匀。γ 不为 0°时，更多的光线入射到吸热器内壁，形成局部高温区域，随着γ的继续增大，高温区域的面积逐渐增

大，并随γ沿顺时针移动。由于这部分吸热器内壁没有吸热管覆盖，附近的空气被加热后密度减小，热空气沿着采光口上缘逸出吸热器，腔外的冷空气则沿着采光口下缘进入吸热器填补热空气逸出的区域。当γ为 75 ℃时，靠近采光口上缘吸热管外壁周围的空气也存在局部高温。

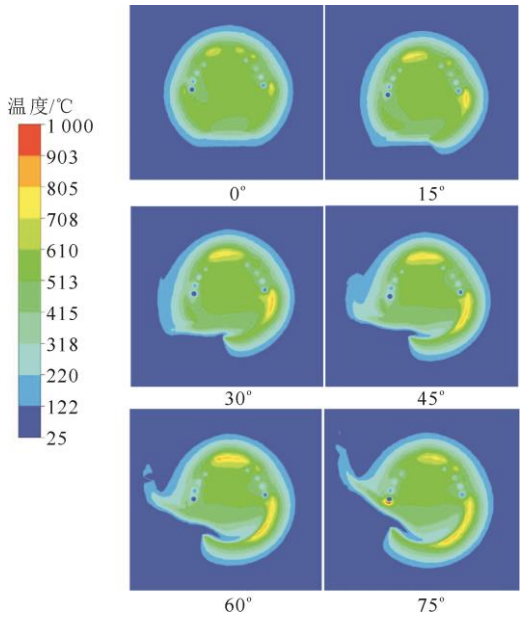


图 10 吸热器及周围空气温度随γ的变化

Fig.10 Variations of the receiver and surrounding air temperature with γ

图 11 给出了管壁最高温度随 DNI 和γ的变化。DNI 越大，管壁最高温度值越大。当γ小于 60 °，管壁最高温度缓慢增大；γ为 75 °，管壁最高温度跃升至 1 000 ℃以上，超出了装置的设计温度，相比于 0 °增幅超过 80%。吸热管外壁的高热流密度使管壁局部温度急剧增大，温度分布极不均匀，易导致热应力增大，管壁破坏。

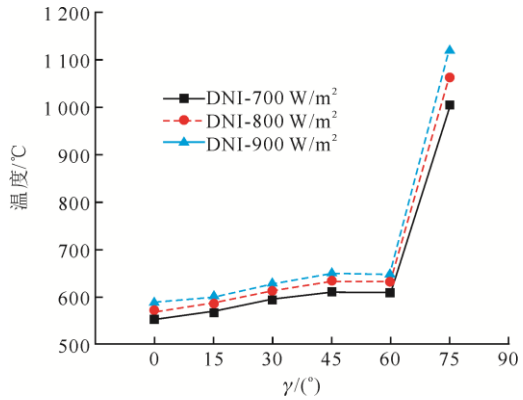


图 11 吸热器管壁最高温度随 DNI 和γ的变化

Fig.11 Variations of the maximum wall temperature of the receiver with DNI and γ

3.4 热损失

图 12 给出了 DNI 为 700、800、900 W/m² 吸热器导热损失、对流热损失和辐射热损失、总热损失的变化。吸热器导热损失、对流热损失和辐射热损失 3 种热损失都随γ和 DNI 增大而增大。从数值大小来看，辐射热损失始终最大，导热损失在一定角度内大于对流热损失；随着γ的增大，导热损失与对流热损失差距逐渐减小；当γ进一步增大，对流热损失大于导热损失。从增长率来看，同一 DNI 下，对流和辐射热损失随γ增大较快，而导热损失增大缓慢。这是因为同一 DNI，随着γ角的增大，更多携带高能量的光线入射到了腔内壁，使腔内壁温升高，同时造成了腔内壁温分布的不均匀，采光口周围空气自然对流增强，对流热损失增大，而辐射热损失与温度的四次方成比例，因此增大速率很大。总热损失随着 DNI 和γ的增大而增大，其中辐射热损失和对流热损失增大的影响更加明显。

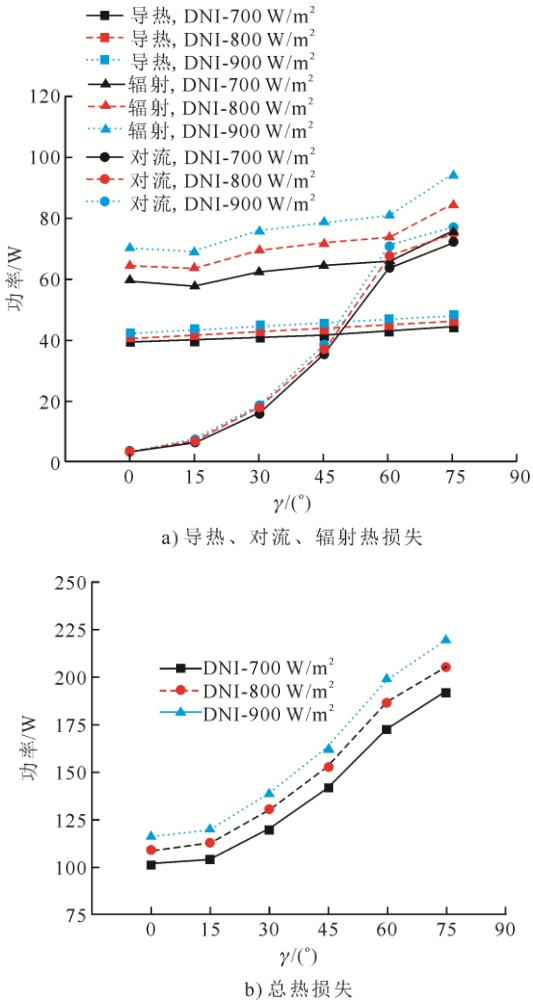


图 12 吸热器热损失

Fig.12 Heat losses of the receiver

3.5 集热效率和总效率

图 13 反映了吸热器的集热效率和总效率随 DNI 和γ的变化。γ相同，DNI 越大，集热效率越大，表明有更多的能量被吸热管内的介质吸收。DNI 相同，γ从 0 °增大到 75 °，吸热管内介质吸收的能量减小超 10%，导致集热效率降至 90%以下。总效率反映了光热系统从光源入射至吸热管内介质吸收整个光−热转换过程的能量转化效率，受镜面反射率、光学效率和集热效率的共同影响。其中，镜面反射率 0.9 保持不变，光学效率和集热效率随γ增大而减小。然而如图 6 所示，光学效率始终保持较高值，且随γ增大而减小的幅度不大，因此，总效率主要受集热效率的影响，特别是γ较大时，辐射和对流热损失显著增大，使总效率大幅减小。

比较新型旋转腔式吸热器与传统非焦点固定的球形腔式吸热器差异：传统碟式吸热器与反射镜固定连接，γ始终保持在 0 °，光线主要投射在管壁上，吸热器内部的热流密度分布较为均匀，不易出现高温区域和温度不均匀分布。而新型旋转腔式吸热器出现了热斑及管壁高温，因此需要更加合理的优化设计，以降低光线在管壁与腔内壁分布不均所带来的超温和热损失增大。

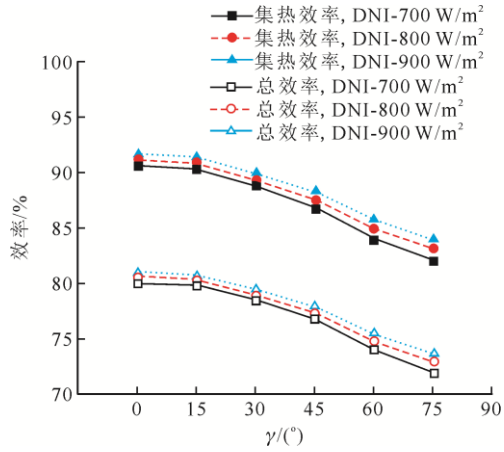


图 13 吸热器集热效率和总效率随 DNI 和γ的变化
Fig.13 Variations of heat collection efficiency and overall efficiency of the receiver with DNI and γ

3.6 实验结果

根据前文的模拟结果，搭建了一套实验装置如图 14 所示，将其置于楼顶，在晴朗无风的天气测试了 1 个模拟工况。实验时压缩且除水后的空气经过中空的吸热器支架进入吸热器内的吸热管。PLC 系统负责机械控制，提供模拟量监视和流量的 PID 调节，工控机负责太阳位置的实时计算、机械协调运动的计算和所有模拟量的采集与记录。表 1 为主要参数实测及模拟值。由于反射镜边缘部分曲率存在问题，实验时遮盖了边缘 50 mm 宽度，同时考虑到吸热器的阴影和支撑结构的遮挡，实际的有效反射面积约 1.41 m²；镜面因粗糙度、洁净度及镀层对光线吸收等因素，实测反射率约 0.75；由于专业涂层材料价格昂贵，实验时选择了一款耐高温黑漆涂敷在吸热腔内壁，该涂料的浸润性欠佳，使得实际吸收率约 0.8。因此，表 1 中模拟的各项参数不同于前文设置，而是根据实测修正得到。由表 1 可知，模拟结果已经非常接近实测值，表明模拟建立的光−热转换模型可较好地指导实验。由于修正前的各项参数是装置的设计目标，下一步，将围绕此目标对装置结构和材料进行改进，以实现更高的光−热转换效率。



图 14 新型旋转腔式吸热器实验装置
Fig.14 Photo of the new rotary cavity receiver experimental setup

表 1 新型旋转腔式吸热器主要实验参数
Tab.1 Key experimental parameters of the new rotary cavity receiver

参数	实验值	模拟值
反射镜有效面积/m²	1.41	1.41
镜面反射率	0.75	0.75
涂层吸收率	0.80	0.80
γ/(°)	15.00	15.00
DNI/(W m^{-2})	700.00	700.00
总效率/%	61.70	63.50

4 结　论

为探究碟式光热系统中新型旋转腔式吸热器的光−热转换特性，建立了光线从发射到吸收过程的光线追迹模型和吸热器及周围空间的流动传热数值模拟模型，研究了 DNI 为 700~900 W/m² 和γ为 0~75 °条件下，吸热器光学效率、热流密度、温度分

布、热损失、集热效率和总效率的变化，得到如下结论。

1）新型旋转腔式吸热器能够实现 97%以上的光学效率，80%以上的集热效率和 70%以上的总效率。由于采用了旋转半球壳和固定吸热管的设计，该吸热器具有不均匀的光线分布、温度分布和变化较大的传热特性。

2）该吸热器光学效率不受 DNI 的影响。当γ为 0 ℃时，仅有少数入射光线能透过吸热管的间隙入射到腔内壁；随着γ增大，更多的光线入射到腔内壁的一侧，γ为 75 °，管外壁出现热流密度很高的热斑。

3）γ为 0 ℃时，该吸热器内外温度分布较均匀；随着γ增大，高温区域面积和管壁最高温度增大，热空气沿采光口上缘逸出吸热器，冷空气沿采光口下缘进入吸热器。

4）导热损失、对流热损失和辐射热损失随 DNI 和γ增大而增大。DNI 相同，辐射热损失最大，辐射热损失和对流热损失受γ的影响更明显。

5）光学效率、集热效率和总效率随γ增大而减小。总效率主要受集热效率的影响，特别是γ较大时，辐射和对流热损失显著增大，使总效率大幅减小。

[参 考 文 献]

[1] 任晨星, 任清洁, 高翔. “双碳”背景下我国低碳电力发展研究[J]. 热力发电, 2024, 53(2): 1.
Ren C X, Ren Q J, Gao X. Research on low-carbon electric power development in China under “carbon neutralization and carbon peak” background[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(2): 1.

[2] 龙潇, 张晋宾, 陈令特. 未来能源技术展望[J]. 发电技术, 2025, 46(4): 651.
Long X, Zhang J B, Chen L T. Prospects for future energy technologies[J]. Power Generation Technology, 2025, 46(4): 651.

[3] Ummadisingu A, Soni M S. Concentrating solar power–technology, potential and policy in India[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(9): 5169.

[4] Ziuku S, Seyitini L, Mapurisa B, et al. Potential of concentrated solar power (CSP) in Zimbabwe[J]. Energy for Sustainable Development, 2014, 23: 220.

[5] Purohit I, Purohit P. Technical and economic potential of concentrating solar thermal power generation in India[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 78: 648.

[6] Stein W H, Buck R. Advanced power cycles for concentrated solar power[J]. Solar Energy, 2017, 152: 91.

[7] Belgasim B, Aldali Y, Abdunnabi M J R, et al. The potential of concentrating solar power (CSP) for electricity generation in Libya[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 90: 1.

[8] 孙丽平, 宋子恒, 马骏, 等. 中国太阳能光热发电技术研究综述[J]. 南方能源建设, 2025, 12(5): 70.
Sun L P, Song Z H, Ma J, et al. Research overview of solar thermal power technology in China[J]. Southern Energy Construction, 2025, 12(5): 70.

[9] 国家太阳能光热产业技术创新战略联盟, 中国可再生能源学会太阳能热发电专业委员会, 中关村新源太阳能热利用技术服务中心. 中国太阳能热发电行业蓝皮书 2024[R/OL]. 2025-01. https://www.docin.com/p-4926641652.html.
China Solar Thermal Alliance, Solar Thermal Power Generation Committee of Chinese Renewable Energy Society, Zhongguancun Xinyuan Solar Thermal Utilization Technology Service Center. Blue book of China's concentrating solar power industry 2024[R/OL]. 2025-01. https://www.docin.com/p-4926641652.html.

[10] 朱顺敏, 余国瑶, 马英, 等. 焦点固定型碟式-斯特林太阳能热发电系统实验研究[J]. 工程热物理学报, 2021, 42(8): 1925.
Zhu S M, Yu G Y, Ma Y, et al. Experimental investigation on a focus-fixed dish-stirling concentrated solar power system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(8): 1925.

[11] Xu H Y, Xu C, Li S K, et al. A beam-down solar concentrator with a fixed focus: design and performance analysis[J]. Solar Energy, 2022, 241: 428.

[12] 梁成竹, 盛昌栋, 王军, 等. 二次反射碟式太阳能系统光热模拟研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(11): 161.
Liang C Z, Sheng C D, Wang J, et al. Photothermal simulation study on secondary reflective dish solar energy system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(11): 161.

[13] Mehos M, Turchi C, Vidal J, et al. Concentrating solar power Gen3 demonstration roadmap: NREL/TP-5500-67464[R/OL]. 2017: 23. https://docs.nlr.gov/docs/fy17osti/67464.pdf.

[14] 毛青松, 龙新峰. 太阳能热发电系统中腔式吸热器的光学性能[J]. 可再生能源, 2012, 30(3): 1.
Mao Q S, Long X F. The optical performance of the cavity receiver in the solar thermal power system[J]. Renewable Energy Resources, 2012, 30(3): 1.

[15] Daabo A M, Mahmoud S, Al-Dadah R K. The effect of receiver geometry on the optical performance of a small-scale solar cavity receiver for parabolic dish applications[J]. Energy, 2016, 114: 513.

[16] Xie W T, Dai Y J, Wang R Z. Numerical and experimental analysis of a point focus solar collector using high concentration imaging PMMA Fresnel lens[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(6): 2417.

[17] 龙新峰, 于兴鲁, 毛青松. 太阳能腔式吸热器自然对流热损的数值研究[J]. 河北科技大学学报, 2012, 33(1): 44.
Long X F, Yu X L, Mao Q S. Numerical investigation of natural convection heat loss in solar cavity receiver[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2012, 33(1): 44.

[18] 芮明奇, 蔡德程, 关欣, 等. 聚光光热腔式集热器的结构优化[J]. 建模与仿真, 2021, 10(1): 10.
Rui M Q, Cai D C, Guan X, et al. Structure optimization of concentrating solar-thermal cavity receiver[J]. Modeling and Simulation, 2021, 10(1): 10.

[19] Zhou S Q, Long X F, Liu D, et al. A numerical study on optical and thermodynamic characteristics of a spherical cavity receiver[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 149: 11.

［20］罗华平, 杨高潮, 纪玉峰, 等. 球形开口空腔“实际”发射率的计算[J]. 应用光学, 2005, 26(2): 43.
Luo H P, Yang G C, Ji Y F, et al. Calculation of the “true” emissivity of the spherical cavity[J]. Journal of Applied Optics, 2005, 26(2): 43.
［21］Sendhil Kumar N, Reddy K S. Comparison of receivers for solar dish collector system[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(4): 812.
［22］Sendhil Kumar N, Reddy K S. Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator[J]. Solar Energy, 2007, 81(7): 846.
［23］李紫卫, 阴继翔, 王然, 等. 非均匀热流下复合圆台形吸热器换热性能研究[J]. 中国科技论文, 2019, 14(10): 1140.
Li Z W, Yin J X, Wang R, et al. Research on heat transfer performance of compound truncated cone heat absorber under non-uniform heat flux[J]. China Sciencepaper, 2019, 14(10): 1140.
［24］李紫卫, 阴继翔. 结构参数对复合圆台形吸热器光学性能影响的研究[J]. 太原理工大学学报, 2018, 49(5): 793.
Li Z W, Yin J X. Research on influence of structural parameters on optical properties of compound truncated cone heat absorber[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2018, 49(5): 793.
［25］颜健, 田勇, 聂笃忠, 等. 光学误差对带凹透镜窗能流均化碟式聚光系统的光学性能影响[J]. 太阳能学报, 2021, 42(11): 201.
Yan J, Tian Y, Nie D Z, et al. Influence of optical error on optical performance of flux homogenizing dish concentrator system with concave lens window[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(11): 201.
［26］颜健, 聂笃忠, 田勇, 等. 基于凹面透镜优化的太阳能碟式/腔体接收器系统聚焦能流均匀化研究[J]. 光学学报, 2021, 41(10): 153.
Yan J, Nie D Z, Tian Y, et al. Optimal design of concave lens for flux homogenization of solar dish/cavity collector system[J]. Acta Optica Sinica, 2021, 41(10): 153.
［27］聂笃忠, 颜健, 彭佑多, 等. 基于光学性能分析的太阳能腔式吸热器石英窗设计[J]. 太阳能学报, 2020, 41(12): 179.
Nie D Z, Yan J, Peng Y D, et al. Design of quartz window of solar cavity receiver based on optical performance analysis[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(12): 179.
［28］马鑫, 胡松, 张燕平. 基于石英螺旋管的腔式太阳能颗粒吸热器设计及传热性能模拟[J]. 热力发电, 2023, 52(12): 29.
Ma X, Hu S, Zhang Y P. Design and heat transfer performance simulation of cavity solar heat particle receiver based on quartz spiral tube[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(12): 29.

（责任编辑　杨嘉蕾）