

基于熔盐换热的碟式太阳能聚光集热系统优化分析

李哲, 王伟, 吴玉庭

北京工业大学机械与能源工程学院, 传热与能源利用北京市重点实验室, 北京

收稿日期: 2024年11月22日; 录用日期: 2025年1月3日; 发布日期: 2025年1月10日

摘要

光热利用技术逐步走向成熟, 聚光集热是该技术的关键环节之一, 分点聚集和线聚焦两种形式, 以点聚焦为聚光方式的碟式太阳能系统, 具有非常多的优点, 如高聚光比、高效率等, 其后通常接斯特林发电机, 直接发电利用。本文试图在保证聚光集热效率的同时降低系统出口温度, 用熔盐换热的方式将碟式太阳能接收的热量导出, 并针对不同聚光器直径、聚光比、边缘角、熔盐进出口温度等参数对碟式聚光集热系统的效率和㶲值进行优化分析, 找到了最佳工况点, 为后续工作提供基础。

关键词

碟式太阳能, 聚光集热系统, 熔盐换热, 优化分析

Optimal Analysis of Dish Solar Concentrating Collector System Based on Molten Salt Heat Transfer

Zhe Li, Wei Wang, Yuting Wu

Beijing Key Laboratory of Heat Transfer and Energy Utilization, Institute of Machinery and Energy, Beijing University of Technology, Beijing

Received: Nov. 22nd, 2024; accepted: Jan. 3rd, 2025; published: Jan. 10th, 2025

Abstract

The technology of photothermal utilization is gradually becoming mature. Concentrating heat collection is one of the key links of this technology. The dish solar system with point focusing as the concentrating mode has many advantages, such as a high concentration ratio and high efficiency. It

文章引用: 李哲, 王伟, 吴玉庭. 基于熔盐换热的碟式太阳能聚光集热系统优化分析[J]. 应用物理, 2025, 15(1): 1-11.
DOI: 10.12677/app.2025.151001

is usually followed by a Stirling generator to directly generate electricity. This paper attempts to reduce the outlet temperature of the system while ensuring the thermal efficiency of the concentrating and collecting system. The heat received by the dish solar energy is derived by means of molten salt heat transfer. The efficiency and exergy value of the dish concentrating and collecting system are optimized and analyzed for different condenser diameters, concentrating ratio, edge angle, molten salt inlet and outlet temperature and other parameters, and the best operating point is found, which provides the basis for the follow-up work.

Keywords

Dish Solar Energy, Concentrating Collector System, Molten Salt Heat Transfer, Optimal Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

2020 年 9 月，我国明确提出“碳达峰”与“碳中和”的双碳目标，这是我国当前首要的能源战略，旨在减少二氧化碳等温室气体的排放，应对气候变化，保护生态系统，实现这一目标的必经之路是发展可再生清洁能源。我国可再生能源发展迅速，但占比仍然较低。2023 年我国累计风电装机 4.4 亿千瓦，占总装机容量的 15.1%；发电量 8858.7 亿千瓦时，占总发电量的 9.4%。同年我国太阳能装机 6.1 亿千瓦，占总装机容量的 20.9%；发电量 5841.5 亿千瓦时，占总发电量的 6.2%。太阳能作为技术较为成熟且装机规模较大的可再生清洁能源，是推动能源结构低碳转型的关键。我国太阳能资源丰富，可开发量为 45.6~58.9 太瓦[1]，太阳能发电主要分为光伏与光热发电两种技术手段，其中光伏发电是目前技术最为成熟、应用场景最为广泛的清洁电力之一，光伏发电利用光伏电池将光能直接转化为电能。其基本组件包括太阳电池板、控制器和逆变器，光伏发电的转化效率通常在 13%~18% 之间，2023 年，中国新增光伏装机达 2.16 亿千瓦，接近全球光伏新增装机的一半[1]。太阳能光热发电则通过聚集太阳光来加热工质，将太阳能转化为热能，并储存起来。在需要发电时，再将热能转化为电能。光热发电的电力输出平稳，适合作为基础电力或调峰电源，并且可以通过储能系统在夜间继续发电，还可以对太阳能全光谱利用，具有非常大的潜力。太阳能光热发电需配置聚光集热、储换热和循环发电系统，其中聚光集热系统对整个系统的效率有很大影响。以线聚焦为聚光方式的槽式太阳能光热发电系统和线性菲涅尔太阳能光热发电，其平均聚光集热效率为 30%~45% [2]，然而以点聚焦为聚光方式的碟式太阳能光热发电系统和塔式太阳能光热发电系统，其平均聚光集热效率为 55%~70% [3]。塔式集热系统聚光比高、运行温度高，是目前太阳能利用领域中发展最为迅速、最具研究价值的技术之一，但是系统占地面积大、投资成本高，而且镜场规模过大将导致聚光效率下降[4]。另一种点聚焦聚光方式的碟式太阳能光热发电系统，以高聚光比，高效率的优势为近年来的热点话题，其后接以较高温度运行的斯特林发电机，直接发电利用。

本文试图在不影响聚光集热效率的前提下，降低碟式接收器输出温度，用熔盐换热的形式将热量导出，并针对不同聚光器直径、聚光比、边缘角、熔盐进出口温度等参数对碟式聚光集热系统的效率和㶲值进行优化分析，得出最佳工况点，为后续工作提供基础。

2. 理论模型

本研究中提出了一种数学模型来优化碟式太阳能聚光集热系统的性能，所用的数学模型由两个子模

型构成，第一个子模型处理基于光学几何尺寸的计算，以获得几何参数，如接收器直径、几何聚光比、焦距等；第二个子模型计算接收器的热损失，如对流损失、传热损失，计算传递给熔盐的有用能。

2.1. 光学几何尺寸模型

首先，聚光器的焦距可以作为边缘角的函数来计算，并且聚光器直径可以计算为[5]：

$$\frac{f}{D_c} = \frac{1}{4 \tan\left(\frac{\phi_{\text{rim}}}{2}\right)} \quad (1)$$

接收器与聚光器表面之间的距离计算如下[6]：

$$P = \frac{2f}{1 + \cos(\phi_{\text{rim}})} \quad (2)$$

式中， f 代表聚光器焦距，m； ϕ_{rim} 代表聚光器边缘角，°； D_c 代表聚光器直径，m； P 代表接收器与聚光器表面之间的距离，m。

对于一定的聚光器直径，为了得到接收器的孔径大小，需要一些误差源，如跟踪驱动系统、物理结构、接收器校准和镜面反射率等，聚光器在碟式系统中的总光学误差由公式(3)给出[7]。关于碟式系统的辅助部件的误差，见表 1，

$$\sigma_t = \sqrt{(2\sigma_{\text{str}})^2 + (2\sigma_{\text{sen}})^2 + (2\sigma_{\text{align}})^2 + (2\sigma_{\text{ref}})^2 + (2\sigma_{\text{sun}})^2} \quad (3)$$

Table 1. The error of each auxiliary component of the disc system
表 1. 碟式系统各个辅助部件的误差

误差类型	标准偏差(mrad)
结构误差 σ_{str}	3.5
跟踪误差 σ_{sen}	2
接收器校准误差 σ_{align}	2
镜面反射误差 σ_{ref}	0.25
太阳宽度误差 σ_{sun}	2.8

然后，波束 $\Delta_{b,t}$ 在垂直于反射波束的平面上的总扩展由公式(4)给出[8]，

$$\Delta_{b,t} = 2P \tan\left(n \frac{\sigma_t}{2}\right) \quad (4)$$

接收器直径可以通过计算接收器焦平面上的波束扩展投影来确定，如公式(5) [8]，

$$D_c = \frac{\Delta_{b,t}}{\cos(\phi_{\text{rim}})} \quad (5)$$

焦点位置和该点与接收器之间的距离计算公式(6)，公式(7)所示[6]，

$$H_r = f - d_f \quad (6)$$

$$d_f = \frac{D_r}{D_c} \left(f - \frac{D_c^2}{16f} \right) \quad (7)$$

式中， D_r 代表接收器直径，m； H_r 代表接收器距离聚光器的距离，m； d_f 代表接收器与焦点之间的距离，m。

2.2. 接收器热损模型

绝大多数碟式太阳能聚光集热系统的接收器被绝缘材料覆盖，以减少传导热损失。因此，传导热损失通常被忽略，接收器的热损失主要由对流散热损失和辐射散热损失构成。

接收器热平衡表达式见公式(8)，

$$Q_s = Q_u + Q_{\text{loss}} \quad (8)$$

式中， Q_s 为聚光器反射的能量，W； Q_u 为接收器接收到的能量，W； Q_{loss} 为接收器的能量损失，W。其中，接收器的能量损失为对流散热损失和辐射散热损失，表达式见公式(9)，

$$Q_{\text{loss}} = Q_{\text{ccav}} + Q_{\text{rav}} \quad (9)$$

式中， Q_{ccav} 为接收器的对流散热损失，W； Q_{rav} 为接收器的辐射散热损失，W。

聚焦在圆柱形空腔内的太阳通量完全转换为空腔内壁的辐射通量，腔体内壁有效的发射率为公式(10)所示[9]：

$$\varepsilon_{\text{eff}} = \left[\frac{(1 - \varepsilon_w)/\varepsilon_w}{1 + (4L_{\text{cav}}/D_{\text{icav}})} + 1 \right]^{-1} \quad (10)$$

式中，其中 L_{cav} 是接收器空腔深度，m； D_{icav} 是接收器腔孔径直径，m； ε_w 为接收器腔体材料的发射率。

假设内腔壁的温度在其整个表面上是均匀的，则平均温度 T_{wicav} 的表达式为公式(11)所示[10]：

$$T_{\text{wicav}} = \left(\frac{Q_{\text{avg}} A_{\text{acav}}}{\sigma \varepsilon_{\text{eff}} A_{\text{icav}}} + T_{\text{amb}}^4 \right)^{1/4} \quad (11)$$

式中， Q_{avg} 为接收器底面平均热流密度，W/m²； A_{acav} 为接收器底面面积，m²； σ 为黑体辐射常数；W/(m²·K⁴)； A_{icav} 为接收器内腔面积，m²； T_{amb} 为环境温度，K。

空腔的 Nu_{ccav} 对流热损失数如公式(12)所示[10]：

$$Nu_{\text{ccav}} = 0.00106 Gr^{0.149} (2 + \cos \phi)^{7.228} (1 + \varepsilon_{\text{eff}})^{-0.0849} AR^{1.466} \quad (12)$$

式中， ϕ 为接收器的倾斜角，

Gr 数和体积热膨胀系数 β 分别由公式(13)，公式(14)所示：

$$Gr = \frac{L_{\text{cav}}^3 g \beta (T_{\text{wicav}} - T_{\text{amb}})}{v_{\text{air}}^2} \quad (13)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{amb}}} \quad (14)$$

式中， v_{air} 为空气的运动粘度，m²/s，

对流传热系数 h_{ccav} 为公式(15)所示：

$$h_{\text{ccav}} = \frac{Nu_{\text{ccav}} K_{\text{air}}}{D_{\text{icav}}} \quad (15)$$

式中， K_{air} 为空气热导率，W/(m·K)，

通过空腔孔径的自然对流热损失为公式(16)所示：

$$Q_{\text{ccav}} = h_{\text{ccav}} A_{\text{icav}} (T_{\text{wicav}} - T_{\text{amb}}) \quad (16)$$

圆柱形空腔的辐射热损失 Nu_{rav} 为公式(17)所示[11]：

$$Nu_{\text{rav}} = 0.000154 Gr^{0.627} (2 + \cos \phi)^{-1.154} (1 + \varepsilon_{\text{eff}})^{0.313} AR^{1.638} \quad (17)$$

其中 AR 为孔径比, 定义为接收器直径与接收器外径之比。

辐射传热系数 h_{rav} 为公式(18)所示:

$$h_{\text{rav}} = \frac{Nu_{\text{rav}} K_{\text{air}}}{D_{\text{icav}}} \quad (18)$$

通过空腔孔径的辐射热损失为公式(19)所示:

$$Q_{\text{rav}} = h_{\text{rav}} A_{\text{icav}} (T_{\text{wicav}} - T_{\text{amb}}) \quad (19)$$

2.3. 接收器热损模型碟式

为了获得接收器壁面上的非均匀热流密度, 本研究利用国家可再生能源实验室(National Renewable Energy Laboratory, NREL)开发的 SolTrace 软件获得接收器底面的太阳热通量值, 需要设定镜面的光学属性包括吸反射率、透射率和表面误差(包括斜率和镜面反射误差), 光学参数信息见表 2。

Table 2. Optical information of dish solar concentrating system
表 2. 碟式太阳能聚光集热系统光学信息

太阳形状	镜面属性	DNI
Pillbox 模型	反射率 = 94% 透射率 = 90% 斜率误差 = 3mrad 镜面反射误差 = 3mrad	1000 W/m ²

接收器的热效率为公式(20)所示:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{u}}}{Q_{\text{all}}} \quad (20)$$

式中, Q_{all} 为太阳输入到碟式聚光集热系统的总能量, W;

热量经导热介质导出的能量平衡式为公式(21)所示:

$$Q_{\text{u}} = mc_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (21)$$

式中, m 为导热介质的质量流量, kg/s; c_p 为导热介质的比热容, J/(kg·K); T_{in} , T_{out} 分别为导热介质的入口温度与出口温度, K。

接收器的热量熵为公式(22)所示[12]:

$$E_{\text{XR}} = mc_p \left[(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) - T_a \ln \frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} \right] \quad (22)$$

式中, T_a 为环境温度, 取 298 K。

碟式太阳能聚光器到接收器的热量熵为公式(23)所示[13]:

$$E_{\text{XD}} = \eta_{\text{opt}} I_b A_{\text{ap}} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4T_a}{3T_s} \right] \quad (23)$$

式中, η_{opt} 聚光器反射率, %; I_b 太阳辐射强度, W/m²; A_{ap} 聚光器面积, m²; T_s 太阳黑体温度, 取值 5762 K。

接收器的熵效率为公式(24)所示:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{XR}}}{E_{\text{XD}}} \quad (24)$$

2.4. 模型验证

2.4.1. 几何模型验证

为了检验本研究中实现的数值模拟模型的可靠性，仿真结果应与现有工作进行比较。因此，将本仿真结果与 Saurabh Jaywant Mohite 等[14]的数据进行对比，对模型进行验证。图 1 为本研究的接收器接受面的平均热流密度与 Saurabh Jaywant Mohite 等在相似条件下的结果。可以看出，本研究计算得到的接收面上的平均热流密度与前人的研究几乎相同，与前人的结果吻合较好。

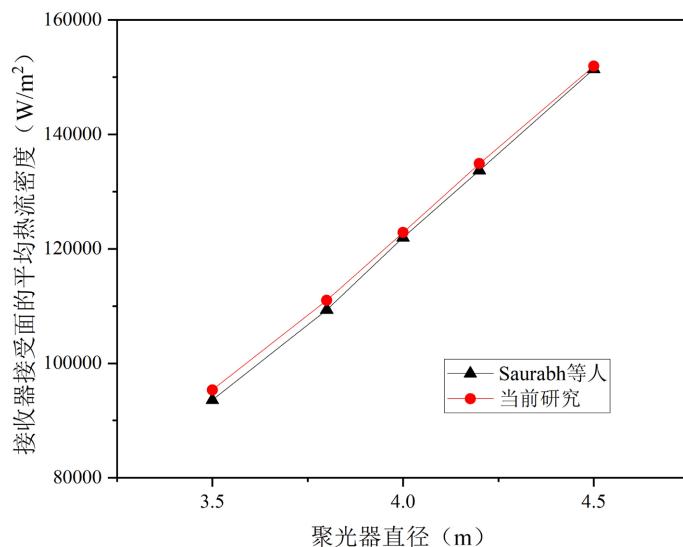


Figure 1. Geometric model verification of dish concentrating collector system
图 1. 碟式聚光集热系统几何模型验证

2.4.2. 热损模型验证

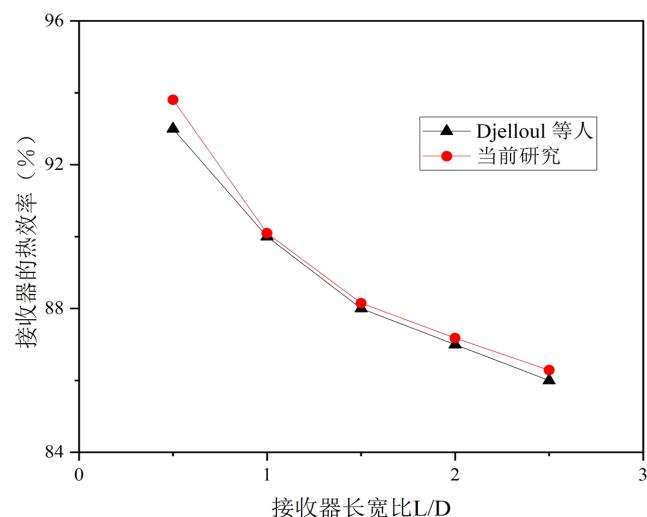


Figure 2. Verification of heat loss model of dish concentrating system
图 2. 碟式聚光集热系统热损模型验证

将本次研究的模型和数值分析结果与 Djelloul Azzouzi 等人[10]的数据进行比较, 以进行模型验证, 如图 2 所示, 本次研究计算得到的结果与前人平均误差较小, 与其吻合效果较好。

3. 结果与讨论

碟式太阳能热发电系统的聚光集热性能受到几何参数的影响, 如聚光器直径, 聚光器边缘角, 聚光器的聚光比等等, 因此本节提供了一个全面的参数分析。

3.1. 确定最佳边缘角

如图 3 所示, 在相同的焦距和聚光比下, 碟式太阳能聚光集热效率和接收器接收的能量随着聚光器边缘角的增加而逐渐增加, 在 45° 边缘角时聚光集热效率达到 78.2%, 接收器接收到的能量达到 49.6 kW, 这是由于 45° 的边缘角使接收器反射的光线被最小化, 而吸收的光线被最大化。

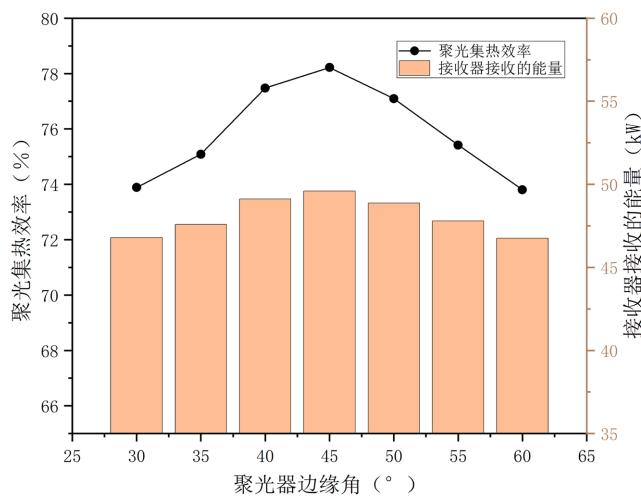


Figure 3. The variation law of concentrating efficiency and receiving useful energy under different edge angles
图 3. 不同边缘角下聚光集热效率和接收有用能的变化规律

3.2. 确定最佳聚光比

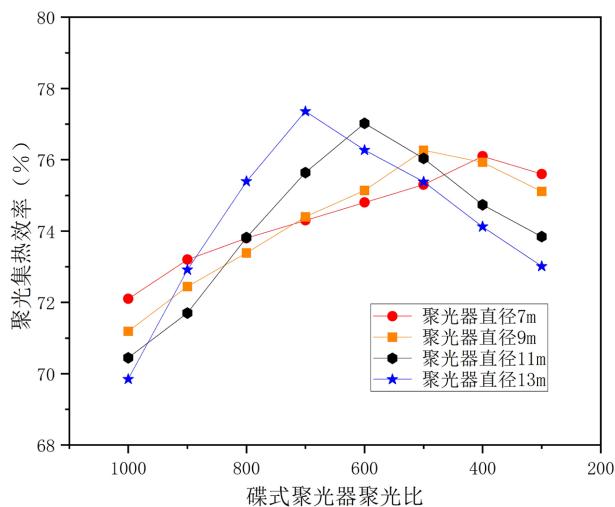


Figure 4. The variation law of concentrating efficiency under different concentration ratios
图 4. 不同聚光比下聚光集热效率的变化规律

在聚光器直径分别为 7 m、9 m、11 m、13 m，熔盐入口温度为 623 K 时，碟式聚光器聚光集热效率随聚光比变化如图 4 所示，聚光集热效率随聚光比的减少呈现先增大后减少的趋势，这是由于在固定直径下，不同聚光器都有一个最佳的接收器面积，直径小于它导致光线没完全被接收器吸收，直径大于它则导致接收器面积增大，有更多热损失，且随着聚光直径的增大，最佳聚光比也会增加。

3.3. 分析太阳辐射能对聚光集热系统的影响

由图 5 可以看出，太阳辐射能越高，系统聚光集热效率越高，这是因为传递到接收器的能量越高，接收器接收的有用能就越高，但是相同太阳辐射强度下，聚光集热效率随聚光器直径呈现先增加后减小的趋势，且辐射能越高，最高效率对应的直径越低。

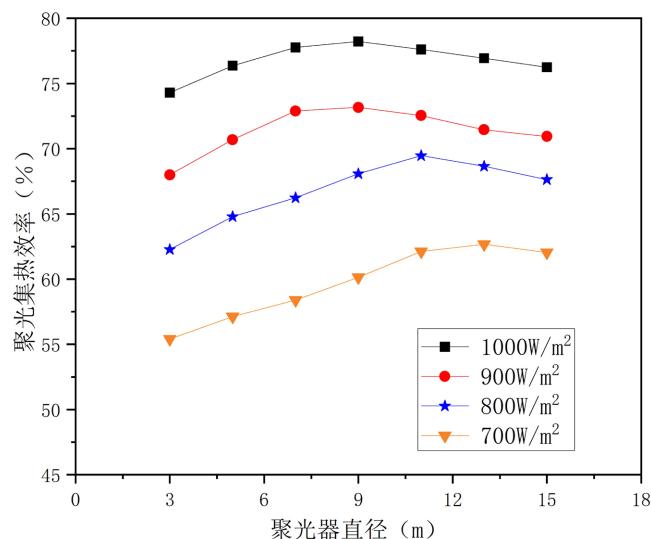


Figure 5. The variation law of concentrating efficiency under different diameters and solar radiation
图 5. 不同直径和太阳辐射下聚光集热效率的变化规律

3.4. 接收器热损失分析

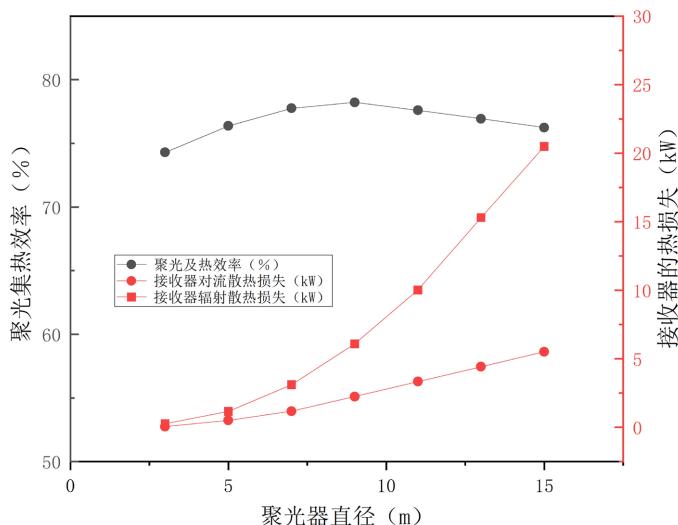


Figure 6. The variation law of concentrating efficiency and heat loss under different diameters
图 6. 不同直径下聚光集热效率和热损失的变化规律

当聚光器的直径从 3 m 增加到 15 m 时, 由图 6 所示辐射损失显著增加, 且明显高于对流热损失。聚光集热效率随着聚光器直径的增加出现先增加后减少的趋势, 这是因为在聚光器直径增加时, 聚焦到接收器的能量和接收器损失的能量都增加, 但是在聚光器直径 9 m 之后, 热损失的影响更大。

3.5. 分析不同熔盐出口温度下系统的效率

聚光器直径为 9 m, 熔盐进口温度为 573 K 时, 由图 7 可知, 随着熔盐出口温度的上升, 系统聚光集热效率不断下降, 但是接收器损失的热量不断提高, 这是因为熔盐出口温度的提高导致接收器的辐射和对流损失加剧, 因此出口温度为 675 K 时, 为最佳工况点。

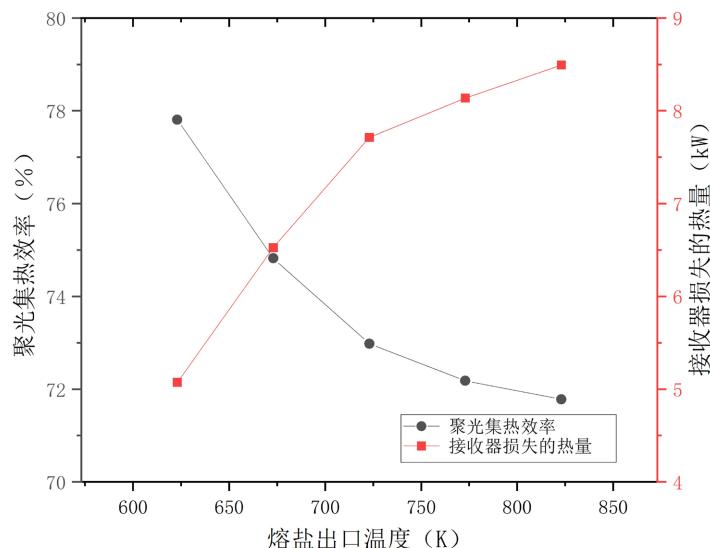


Figure 7. The variation of concentrating efficiency and energy loss of the receiver at different molten salt outlet temperatures
图 7. 不同熔盐出口温度下聚光集热效率和接收器损失的能量的变化规律

3.6. 分析接收器热量㶲和㶲效率的变化

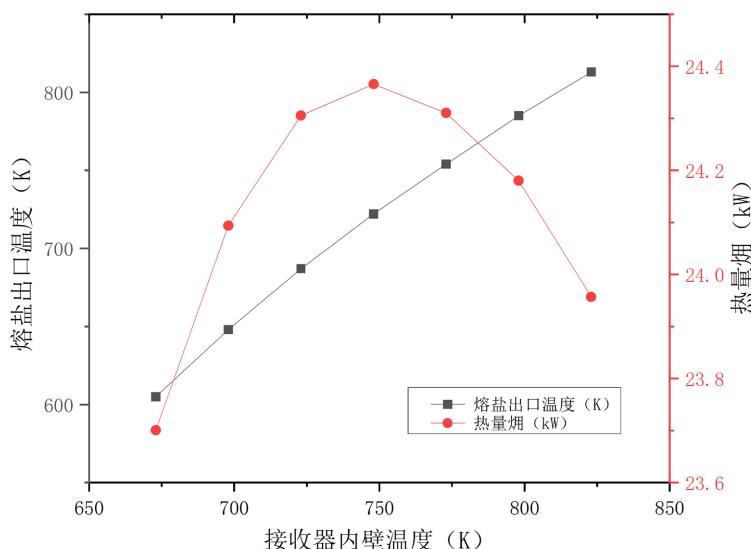


Figure 8. The variation law of molten salt outlet temperature and Exergy under different inner wall temperatures
图 8. 不同内壁温度下熔盐出口温度和热量㶲的变化规律

由图8, 图9可以分析出, 随着接收器内壁温度的提高, 熔盐出口温度将不断提升, 但是热量㶲和㶲效率均呈现先增大后减少的趋势, 熔盐出口温度在700 K左右时, 热量㶲最高, 达到24.3 kW, 㶲效率也达到最高, 为46.8%。

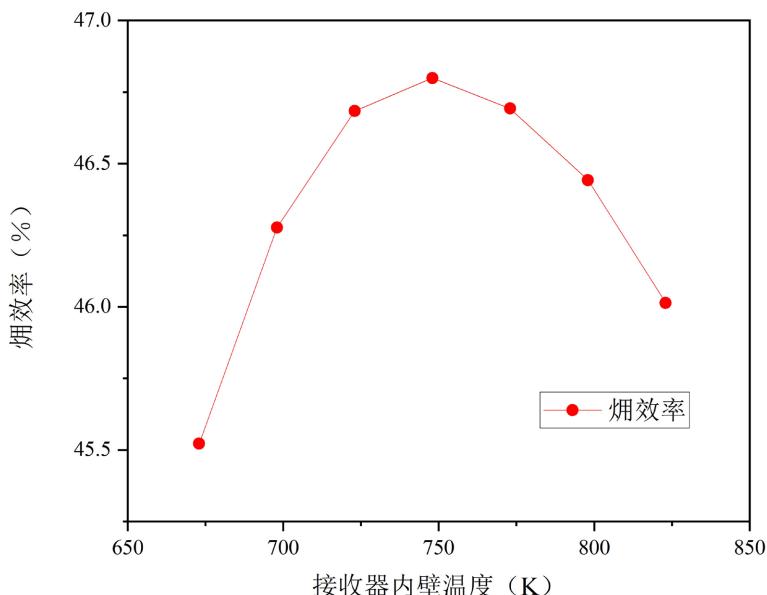


Figure 9. The variation law of exergy efficiency under different inner wall temperatures
图9. 不同内壁温度下㶲效率的变化规律

4. 结论

本研究进行了碟式太阳能聚光集热系统的最佳几何尺寸的参数分析, 对边缘角、聚光比、辐射能、热损失、熔盐进出口温度对效率的影响, 得出以下结论。

碟式太阳能聚光集热系统中聚光器的边缘角在45°时聚光集热效率最高且接收器接收的热量最大; 接收器的热损失主要由对流散热损失和辐射散热损失构成, 其中辐射散热损失占比更大; 聚光集热效率随着聚光比的减小呈现先增大后减少的趋势, 且聚光器的直径越小, 最佳聚光比也逐渐变小; 随着太阳辐射能的增加, 接收器的聚光集热效率升高, 在相同辐射能的条件下, 聚光集热效率随直径的增加呈现先增加后减少的趋势。

本文采取熔盐换热的形式将热量导出, 当熔盐进口温度为573 K, 出口温度在673 K时, 聚光集热效率最高, 在74.8%左右, 出口温度为700 K时, 热量㶲最高, 达到24.3 kW, 㶲效率达到46.8%。

基金项目

北京市自然科学基金(3222025)资助。

参考文献

- [1] 张兴凯, 张文臣, 高祥虎, 等. 风能和太阳能清洁能源的发展现状与挑战[J]. 科技中国, 2024(8): 47-50.
- [2] Singh, H. and Mishra, R.S. (2018) Performance Analysis of Solar Parabolic Trough Collectors Driven Combined Supercritical CO₂ and Organic Rankine Cycle. *Engineering Science and Technology*, **21**, 451-464. <https://doi.org/10.1016/j.estch.2018.03.015>
- [3] Mendoza Castellanos, L.S., Carrillo Caballero, G.E., Melian Cobas, V.R., Silva Lora, E.E. and Martinez Reyes, A.M. (2017) Mathematical Modeling of the Geometrical Sizing and Thermal Performance of a Dish/Stirling System for Power Generation. *Renewable Energy*, **107**, 23-35. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.01.020>

-
- [4] 胡叶广, 张成, 周超英, 等. 太阳能光热发电的集热技术现状及前景分析[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(9): 3421-3427.
 - [5] Mendoza Castellanos, L.S., Galindo Noguera, A.L., Carrillo Caballero, G.E., De Souza, A.L., Melian Cobas, V.R., Silva Lora, E.E., et al. (2019) Experimental Analysis and Numerical Validation of the Solar Dish/Stirling System Connected to the Electric Grid. *Renewable Energy*, **135**, 259-265. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.095>
 - [6] Harrigan, R.W. and Stine, W.B. (1985) Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications. Willy.
 - [7] Stine, W.B. (1986) A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology.
 - [8] Beltrán-Chacon, R., Leal-Chavez, D., Sauceda, D., Pellegrini-Cervantes, M. and Borunda, M. (2015) Design and Analysis of a Dead Volume Control for a Solar Stirling Engine with Induction Generator. *Energy*, **93**, 2593-2603. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.046>
 - [9] Azzouzi, D., Boumeddane, B. and Abene, A. (2017) Experimental and Analytical Thermal Analysis of Cylindrical Cavity Receiver for Solar Dish. *Renewable Energy*, **106**, 111-121. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.12.102>
 - [10] Stine, W.B. and McDonald, C.G. (1989) Cavity Receiver Convective Heat Loss. *Proceedings of the International Solar Energy Society (ISES) Solar World Conference*, Kobe, 4-8 September 1989.
 - [11] Wu, S., Guo, F. and Xiao, L. (2014) Numerical Investigation on Combined Natural Convection and Radiation Heat Losses in One Side Open Cylindrical Cavity with Constant Heat Flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **71**, 573-584. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.064>
 - [12] MacPhee, D. and Dincer, I. (2009) Thermal Modeling of a Packed Bed Thermal Energy Storage System during Charging. *Applied Thermal Engineering*, **29**, 695-705. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.041>
 - [13] Petela, R. (2003) Exergy of Undiluted Thermal Radiation. *Solar Energy*, **74**, 469-488. [https://doi.org/10.1016/s0038-092x\(03\)00226-3](https://doi.org/10.1016/s0038-092x(03)00226-3)
 - [14] Mohite, S.J. and Reddy, K.S. (2023) Optical and Thermal Analysis of Solar Parabolic Dish Cavity Receiver System for Hydrogen Production Using Deep Learning. *Energy Conversion and Management*, **292**, Article 117415. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117415>