DOI: 10.19666/j.rlfd.202506103

超临界二氧化碳储能系统印刷线路板式换热器的传热-流阻解耦优化

袁淑霞，辛 蕊，吴 松，杨 坤，李 铮，朱宗栋
（西安石油大学机械工程学院，陕西 西安 710065）

［摘 要］【目的】为提升二氧化碳储能系统换热器效率，以太阳盐和超临界二氧化碳（S-CO_2）作为冷、热侧流体，研究其在印刷线路板式换热器（printed circuit heat exchanger，PCHE）中的流动传热性能。【方法】选取通道直径、转折角度、转折周期数为自变量，以总换热系数 K、换热系数与压降比 $K/\Delta P$ 为响应值，采用数值模拟结合响应曲面法，分析自变量及交互作用的影响并优化参数。【结果】在通道直径 1.0~2.0 mm、转折角度 5~30°、转折周期数 6~10 的范围内，减小通道直径、增大转折角度及转折周期数可提升换热效率；通道直径对 K 和 $K/\Delta P$ 影响极显著，其与转折周期数的交互作用也显著；确定 K 最优参数（直径 1.003 mm、转折角度 29.71°、转折周期数 9.935 时，K 高达 1 313W/(m^2·K)）、$K/\Delta P$ 最优参数（直径 2.0 mm、转折角度 9.407°、转折周期数 6 时，$K/\Delta P$ 达 0.453 7W/(m^2·K·Pa)）；PCHE 尺寸较传统管壳式换热器缩小约 1/10。【结论】该研究证实了在 Z 型 PCHE 中，通道直径、转折角度和转折周期数的改变会影响换热性能，而响应曲面法可有效地优化通道结构参数来提升换热性能。并且 PCHE 在二氧化碳储能系统中紧凑性优势显著。

［关 键 词］二氧化碳储能系统；熔盐；印刷电路板式换热器；响应曲面法

［引用本文格式］袁淑霞，辛蕊，吴松，等. 超临界二氧化碳储能系统印刷线路板式换热器的传热-流阻解耦优化[J]. 热力发电，2026, 55(3): 138-149. YUAN Shuxia, XIN Rui, WU Song, et al. Heat transfer-flow resistance decoupling optimization for a printed circuit heat exchanger in supercritical carbon dioxide energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(3): 138-149.

Heat transfer-flow resistance decoupling optimization for a printed circuit heat exchanger in supercritical carbon dioxide energy storage system

YUAN Shuxia, XIN Rui, WU Song, YANG Kun, LI Zheng, ZHU Zongdong
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Shiyou University, Xi'an 710065, China)

Abstract: [Objective] To enhance the heat exchanger efficiency in a carbon dioxide energy storage system, a printed circuit heat exchanger (PCHE) was employed as the core heat transfer component, with binary nitrate molten salt (solar salt) serving as the cold-side fluid and supercritical carbon dioxide (S-CO_2) as the hot-side fluid. This study aims to investigate the key factors influencing the internal heat transfer process in PCHE and optimize the dominant structural parameters governing its thermal performance, thereby addressing the performance bottlenecks of heat exchangers in such energy storage systems. [Methods] Three key structural parameters of the Zigzag PCHE, such as channel diameter, turning angle, and number of turning cycles, were selected as independent variables. The overall heat transfer coefficient K (a core indicator of heat transfer capacity) and the ratio of the overall heat transfer coefficient to pressure drop $K/\Delta P$ (a key metric for evaluating the trade-off between heat transfer and flow resistance) were designated as response variables. A three-factor, three-level response surface methodology (RSM) was established to quantitatively analyze the effects of the three structural parameters and their pairwise interactions

收 稿 日 期：2025-06-19 修 回 日 期：2025-07-07 接 受 日 期：2025-07-21 网络首发日期：2026-01-19
基 金 项 目：陕西省自然科学基础研究计划项目（2024JC-YBMS-368，2025JC-YBMS-425）
Supported by: Natural Science Foundation Research Project of Shaanxi Province (2024JC-YBMS-368, 2025JC-YBMS-425)
第一作者简介：袁淑霞（1977），女，博士，教授，研究生导师，主要研究方向为传质传热、多项流动、分离、二氧化碳储能、清洁燃烧技术，flowingcioud269@163.com。
通信作者简介：辛蕊（1999），女，硕士研究生，主要研究方向为二氧化碳储能技术，13152384901@163.com。

on the response variables. Parameter optimization of the heat exchange channels was subsequently performed based on the analytical results. [Results] Within the specified parameter ranges (channel diameter: 1.0~2.0 mm, turning angle: 5°~30°, number of turning cycles: 6~10), the results indicate that reducing the channel diameter, increasing the turning angle, or increasing the number of turning cycles can effectively improve the heat transfer efficiency of the Zigzag PCHE. Statistical analysis shows that the channel diameter has a highly significant impact on both *K* and *K*/Δ*P*, and the interaction between the channel diameter and the number of turning cycles also significantly influences these two response variables. The optimal parameter set for achieving the maximum *K* value (1 313 W/(m^2·K)) was determined to be a channel diameter of 1.003 mm, a turning angle of 29.71°, and 9.935 turning cycles. Furthermore, the optimal combination for the comprehensive performance factor *K*/Δ*P* was found to be a channel diameter of 2.0 mm, a turning angle of 9.407°, and 6 turning cycles, yielding a *K*/Δ*P* value of 0.453 7 W/(m^2·K·Pa) and a corresponding *K* value of 801.7 W/(m^2·K). A comparative analysis reveals that the optimized PCHE volume is reduced by approximately one-tenth compared to conventional shell-and-tube heat exchangers. [Conclusion] This study confirms that variations in the channel diameter, turning angle, and number of turning cycles significantly affect the thermal performance of zigzag PCHEs. The response surface methodology proves effective in optimizing the channel structural parameters to enhance heat transfer performance. Moreover, PCHEs demonstrate remarkable compactness advantages in CO_2 energy storage systems, making them well-suited for space-constrained operational environments. The findings provide reliable theoretical and data-driven support for the rational selection and engineering design of heat exchangers in related fields.

Key words: carbon dioxide energy storage system; molten salt; printed circuit heat exchanger; response surface method

目前，二氧化碳储能系统中常用的换热介质主要包括水和导热油。水具有高热容与高传热系数等优点，但高温换热需要在高压或超临界状态下进行，这对材料性能提出了挑战；导热油虽然具有优良的传热性能和较低的工作压力，但在高温下易分解，可能导致安全隐患。矿物油型导热油的使用温度一般在 320 ℃以下，合成型导热油的使用温度则不超过 350 ℃，而在基于布雷顿循环的二氧化碳电热储能（electrothermal CO_2 energy storage，ET-CES）系统中，CO_2 温度需升高至 400 ℃以上，此时导热油已无法满足换热需求。因此，需引入一种可适用于更高温度的蓄热介质——熔盐。

熔盐一般指无机盐或其混合物的熔融液体，如硝酸盐、氯化盐、碳酸盐以及硫酸盐等[1]。这些熔盐具备宽广的使用温度范围、低蒸汽压、低黏度、低成本、易获取等优点，在高温换热系统中展现出广泛的应用潜力[2]。普通换热器难以适应超临界二氧化碳（S-CO_2）的高温高压环境，印刷电路板式换热器（printed circuit heat exchanger，PCHE）凭借其紧凑结构、高效换热、耐高温高压和耐腐蚀等特点，成为熔盐与 S-CO_2 高温换热的理想选择。

近年来，针对不同流道结构的 PCHE 换热优化研究逐渐增多，主要涉及流道形式、工况和结构等。Chu 等人[3]以 S-CO_2 与水为换热工质，研究了直通道型 PCHE 的换热性能；Ngo 等人[4]通过实验研究了以 CO_2 为工质的 Z 型和 S 型 2 种流道 PCHE 的热工水力特性；Kim 等人[5]建立了 S-CO_2 的 Z 型 PCHE 的三维模型，并将数值模拟结果与 Ishizuka 等人[6]的实验结果进行了对比；Meshram 等人[7]通过建立直线型和 Z 型通道 PCHE 的一维模型，模拟计算并拟合了努塞特数与摩擦因子间的关系式；Fu 等人[8]以 S-CO_2 和熔盐作为换热工质，分析了一种翼型翅片通道和直通道组合型 PCHE 的换热特性；Shi 等人[9]构建了翼型 PCHE 三维数值模型对在 4 000~20 500 的雷诺数和 300~600 ℃的温度范围内，研究熔盐与 S-CO_2 在翼型通道 PCHE 内的传热及流动摩擦性能；Wang 等人[10]设计并制造了一种翼形 PCHE，并研究了熔盐在翼型通道内的对流换热特性；张虎忠[11]以 S-CO_2 布雷顿循环为基础，采用数值模拟方法对以 S-CO_2 分别与 S-CO_2 和水为工质的 PCHE 进行研究；Baik 等人[12]以 S-CO_2 与液化天然气（liquefied natural gas，LNG）为工质，数值模拟了不同振幅和波长对波纹形 PCHE 的热工水力性能的影响；Zhou 等人[13]采用 PCHE 作为 CO_2 布雷顿循环系统中的预热器，将 CO_2/丁烷、CO_2/丙烷和 CO_2/氙的混合物用作冷流体，熔盐用作热流体，对不同工况下混合熔盐相变换热器的热工水力特性进行了数值分析；李占英等[14]建立了 S-CO_2 布雷顿循环回热器 PCHE 的动态仿真模型，研究不同冷、热侧入口温度以及流量对换热的影响；Guo 等人[15]以 S-CO_2 布雷顿循环为基础，对 PCHE 回热器采用分段式设计；姚业成等[16]研究了熔盐与 S-CO_2 在 Z 型 PCHE 流道内的流动和换热特性，并对其结构进行了优化；纪宇轩[17]以 S-CO_2 为工质，研究了一

种新的梯型流道结构 PCHE，并与直线型、Z 型和 S 型流道进行对比，分析了 4 种结构的耦合传热和压降损失特性；Lee 等人[18]选取半圆形、矩形、梯形和圆形 4 种通道截面来研究 Z 型通道截面形状对流动传热性能的影响；Xu 等人[19]以 S-CO_2 为工质，研究了矩形、倒圆角矩形、椭圆形和翼型 4 种不连续的肋片结构对 PCHE 热工水力性能的影响；Wang 等人[20]设计了一种翼型 PCHE，并以熔盐和导热油作为工质将其应用于太阳能发电系统中，同时将结果与现有直线型和 Z 型流道传热性能进行了对比。

根据以上文献调研结果发现，现有研究以采用控制变量法研究单个因素对换热性能的影响为主，事实上，换热性能是多个因素耦合作用的结果。鉴于现有控制变量法的局限性，本文选择 Z 型通道的 PCHE 作为 CO_2 储能换热器，采用响应曲面法（response surface methodology，RSM），以太阳盐为冷流体、S-CO_2为热流体，研究基于 PCHE 的 CO_2 储能系统换热过程，选取 3 种通道结构参数作为自变量，考虑因素的交互作用，进行多因素耦合影响下的 PCHE 结构优化，以提高 CO_2储能换热器的换热效率。

1 模型及方法

1.1 几何模型

PCHE 由多个相同的板片堆叠组成，若假设冷、热流体在各通道内均匀分配，则各通道结构和流动情况具有周期性，可以选取一个典型的冷热通道进行分析。通道在 X 轴的投影长度为 260 mm，其中包括进、出口各 10 mm 的延长段（稳定流体流动，防止回流）。通道结构及尺寸示意如图 1 所示。

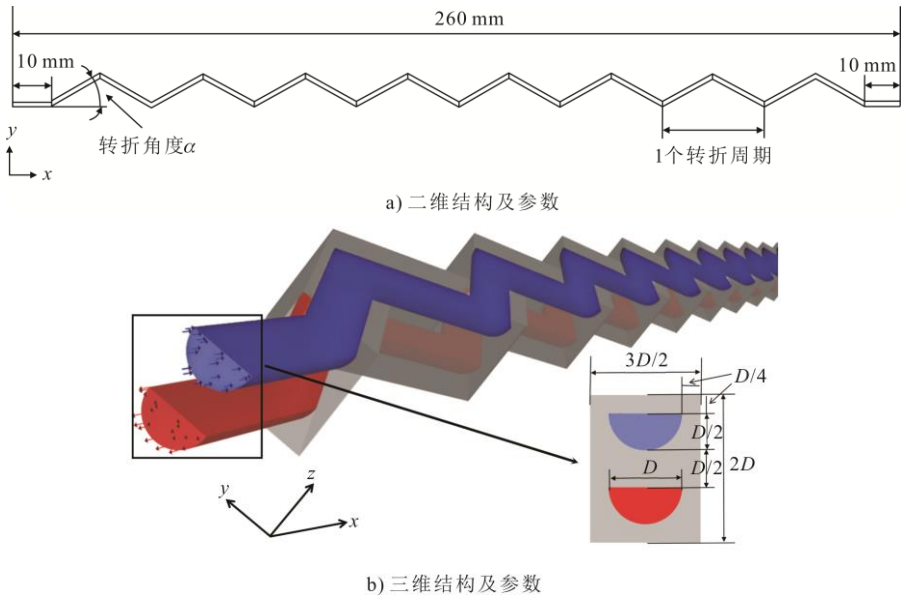


图 1 PCHE 通道结构及参数示意

Fig.1 Schematic diagram of the PCHE channel structure and parameters

1.2 流动及传热模型

采用计算流体动力学软件 Fluent 对 PCHE 换热性能进行数值模拟。流体流动及换热过程遵循质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho)+\nabla\cdot(\rho\vec{u})=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u})+\nabla\cdot(\rho\vec{u}_i\vec{u})=\nabla\cdot(\mu\cdot grad\vec{u}_i)-\nabla p+S_i \tag{2}$$

式中：ρ为流体密度，kg/m^3；t 为时间，s；$\vec{u}$ 为流体速度矢量，m/s；S_i 为源项，i=1, 2, 3。

$$\frac{\partial(\rho\vec{u}_i c_P T)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+S_{\mathrm{T}} \tag{3}$$

式中：c_p 为比热容，J/(kg·K)；T 为温度，K；S_{T} 为黏性耗散项，W/m^3。

1.3 换热经典数学模型

1）能量平衡

$$m_{\mathrm{c}}c_{pc}(T_{\mathrm{c,out}}-T_{\mathrm{c,in}})=m_{\mathrm{h}}c_{ph}(T_{\mathrm{h,in}}-T_{\mathrm{h,out}}) \tag{4}$$

式中：m_{c}、m_{h} 分别为冷、热流体的质量流量，kg/s；c_{pc}、c_{ph} 分别为冷、热流体的比热容，J/(kg·K)。

2）总换热系数 K

$$K=\frac{Q}{A\Delta T} \tag{5}$$

式中：Q 为换热量，W；A 为换热面积，m^2；ΔT 为

对数平均温差，K。

$$\Delta T=\frac{\Delta T_{\text{in}}-\Delta T_{\text{out}}}{\ln(T_{\text{in}}/T_{\text{out}})} \tag{6}$$

式中：ΔT_{in} 为入口侧的冷、热流体温差，K；ΔT_{out} 为出口侧的冷热流体温差，K。

$$\Delta T_{\text{in}}=\Delta T_{\text{in,hot}}-\Delta T_{\text{out,cold}} \tag{7}$$

$$\Delta T_{\text{out}}=\Delta T_{\text{out,hot}}-\Delta T_{\text{in,cold}} \tag{8}$$

式中：下标 hot、cold 分别表示热、冷侧流体。

3）压降

$$\Delta P=P_{\text{in}}-P_{\text{out}} \tag{9}$$

式中：P_{in} 为流体进口压力，MPa；P_{out} 为流体出口压力，MPa。

1.4 材料及边界条件

本文采用不锈钢作为固体材料，S-CO_2 作为热流体，太阳盐（0.6$NaNO_3$-0.4KNO_3）[21]作为冷流体进行换热。由于 RNG k-ε 模型能充分考虑涡对流动的影响、计算精度高且在熔盐换热中结果更接近实验值[22]，所以选用该模型作为湍流模型。设置通道外壁面互为 2 组周期性边界，两端进、出口延长段以及进、出口外壁面为绝热，其余为流体与固体耦合壁面，设置为 Couple。速度-压力耦合采用 SIMPLE 算法，均设置为二阶迎风离散格式。冷、热流体逆向流动，均采用质量入口、压力出口。

在确定进、出口参数时考虑以下几点：

1）确保热侧流体放出的热量等于冷侧流体吸收的热量，以满足能量守恒定律；

2）结合二氧化碳储能系统的储能与释能 2 个过程，确保冷、热两侧的进、出口温度差保持一致；

3）保证整个系统中熔盐温度在其熔点（496.15 K）以上。

结合以上要求，确定了冷、热流体的进、出口参数为：冷流体（太阳盐）进口温度 503 K，进口质量流量 0.188 g/s，出口压力 0.1 MPa；热流体（S-CO_2）进口温度 823 K，进口质量流量 0.24 g/s，出口压力 10 MPa。

1.5 网格无关性及可靠性验证

对建立的 PCHE 通道进行网格划分，并设置第 1 层为 0.01 mm、增长率为 1.2 的边界层，边界层总厚度为 0.053 7 mm。为避免由于网格本身特性造成的计算结果差异，根据前文所述物性及边界条件对模型进行网格无关性验证。分别以通道的总换热系数和冷、热侧通道的平均压降作为评判标准，结果如图 2 所示，最终选择第 4 套网格（2 171 076）作为后续计算的网格数。

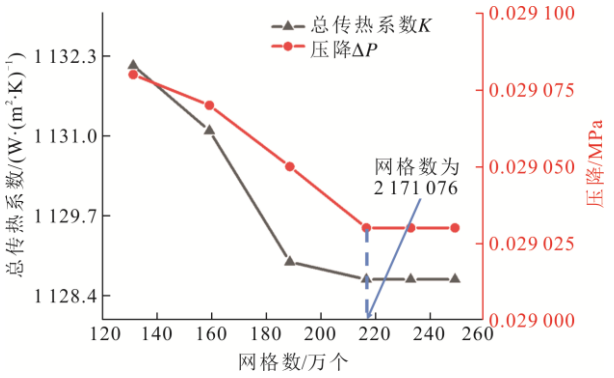


图 2 网格数对传热系数及压降的影响

Fig.2 The influence of grid number on heat transfer coefficient and pressure drop

此外，将模拟结果与已发表的 CO_2 在 Z 型 PCHE 中换热的实验数据[11]进行对比，结果见表 1。由表 1 可知，模拟值与实验值的最大误差为 10.74%，在可接受范围，证明本文模型可靠。

表 1 模型可靠性验证

Tab.1 Model reliability verification

项目	实验值[11]	模拟值	误差/%
冷通道压降ΔP_c/Pa	32 400	30 649.3	5.40
热通道压降ΔP_h/Pa	47 000	52 048.4	10.47
冷通道温差ΔT_c/K	253.1	274.6	8.49
热通道温差ΔT_h/K	330.3	300.02	9.17

1.6 响应曲面分析法

响应曲面分析法是一种高效的统计优化技术，适用于多变量系统的建模与优化。与控制变量法相比，该方法不仅能研究各因素对结果的影响规律，而且可以得到因素交互作用对结果的影响以及显著性，并最大限度地减少试验数量，节省时间和成本[23]；与传统正交实验方法相比，该方法能准确描述变量与响应值之间复杂的非线性关系。本文方差分析所用公式如下：

1）平方和

$$S_{\text{T}}=\sum_{i=1}^{n}(y_i-\bar{y})^2 \tag{10}$$

式中：y_i 为第 i 个观测值；$\bar{y}$ 为所有测值的均值；n 为观测值的总数。

2）自由度

$$d_{\text{T}}=n-1 \tag{11}$$

式中：n 为样本的数量。

3）均方

$$M_{\text{T}}=\frac{S_{\text{T}}}{d_{\text{T}}} \tag{12}$$

4）F 值

F 值用于检验模型或因素的显著性：

$$F=\frac{M_{\mathrm{M}}}{M_{\mathrm{E}}} \tag{13}$$

式中：M_{M} 为模型均方；M_{E} 为残差均方。

本文以 Z 型 PCHE 的通道直径 D、转折角度 α 和转折周期数 N 为自变量，分别以总换热系数 K 和综合换热系数与压降的比值 $K/\Delta P$ 作为响应值，进行响应面分析，表 2 为响应试验因素及水平。

表 2 响应试验因素及水平

Tab.2 Factors and levels of the response test

水平	因素		
	A−通道直径 D/mm	B−转折角度 α/(°)	C−转折周期数 N/个
−1	1.0	5	6
0	1.5	15	8
1	2.0	30	10

2 计算结果及分析

2.1 通道直径对 PCHE 热侧流体流动特性及换热特性的影响

图 3 为垂直于流动方向的横截面（X=130 mm）上的流体速度与温度分布云图，此时通道转折角度 α=15 °，转折周期数 N=8。由图 3 可以看出，3 种通道直径的流体速度有明显区别，通道直径越小，速度梯度变化越大。这是由于在小直径通道内，流速增加，流体更容易达到湍流状态，从而使边界层厚度减小，流体的热量被很快带走，促进通道内的热量传递，增强了换热过程。所以 D=1.0 mm 时截面的温度梯度小，温度分布均匀。

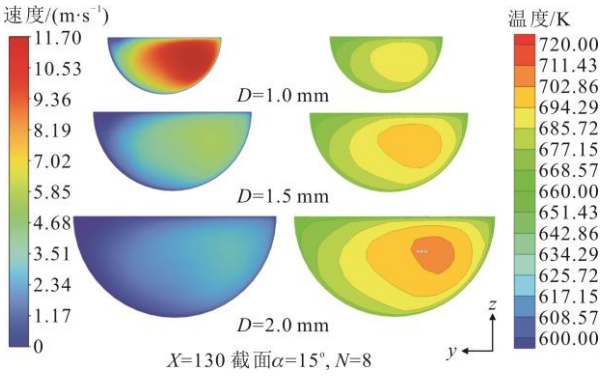


图 3 X=130 mm 截面处速度（左）与温度（右）分布云图

Fig.3 Velocity (left) and temperature (right) distribution contour map at X=130 mm section

图 4 为相应的通道总换热系数 K 沿程变化规律。Z 型 PCHE 的周期性结构导致流体流速在流动方向上也呈周期性变化，且局部速度梯度变化剧烈，换热系数变化明显。图 4 显示，通道直径越大，总换热系数 K 越小，且变化范围越小。这是因为在 Z 型 PCHE 大直径通道中，通道的几何结构对流体流动状态影响较小，所以不会引起换热系数大幅波动。综合分析温度速度云图与总换热系数沿程变化曲线可知，在所选范围内，当通道直径 D=1.0 mm 时换热性能最优。

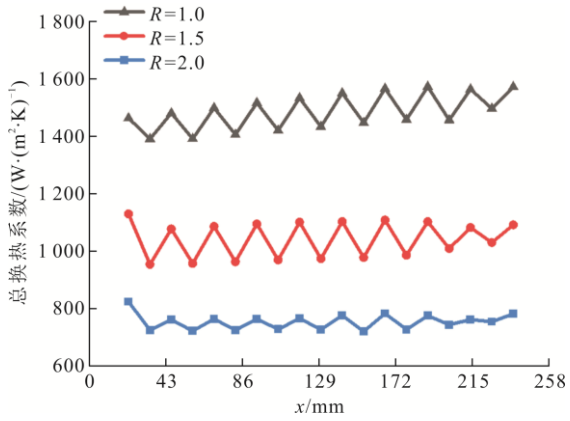


图 4 总换热系数沿程变化曲线

Fig.4 Variations of the overall heat transfer coefficient along the flow path

2.2 转折角度对 PCHE 热侧流体流动特性及涡流演化的影响

当通道直径 D=1.5 mm，转折周期数 N=10 时，转折角度分别为 5 °、15 °和 30 °时的热侧流体速度流线分布如图 5 所示。

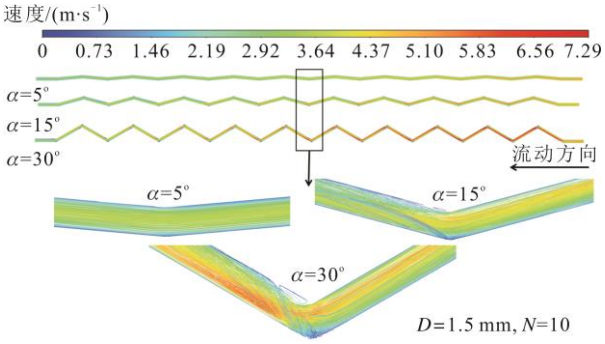


图 5 不同转折角度下热侧流体速度流线分布云图

Fig.5 Distribution of velocity streamlines of the hot side fluid at different turning angles

由图 5 可以看出，转折角度的变化导致流体流动方向发生改变，惯性的存在使流体在转弯处产生二次流，并在离心力作用下，部分区域流体速度梯度增大，流速变化明显。当转折角度为 5 °时，通道趋近于直通道，流速波动小，流线比较规则，流动方向与通道方向一致，表明流体流动状态相对稳

定，但流体扰动小不利于对边界层的破坏，换热效果差。随着转折角度的增大，流体的不规则运动越来越明显。当转折角度增大到 30 ℃时，流体速度开始剧烈变化，并且流体内部扰动强烈，出现复杂状态的流动，这能有效破坏热边界层，有利于换热。

图 6 为上述 3 种通道在同一截面（X=130 mm）处的速度流线图。由图 6 可知：转折角度为 5 ℃截面上的速度较低，在截面的中心轴线上，形成了 2 个不明显的涡结构，不利于热量的传递；转折角度为 15 ℃截面上整体平均速度有所提高，并出现了较明显的两个涡流，但涡强度较小，不能充分破坏边界层，换热能力较前者有所增加；转折角度为 30 ℃时通道截面内存在明显高速度区，形成了明显的涡结构，更接近卡门涡街的特征，这些交替脱落的涡流能很大程度地增加流体扰动，破坏热边界层，促进热量传递。因此，在所选范围内，当转折角度 α=30 ℃时通道换热性能最优。

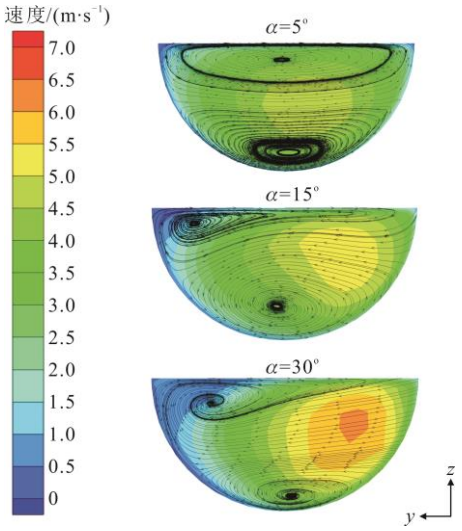


图 6 3 种通道在 X=130 mm 截面的速度流线

Fig.6 Velocity streamline diagram of three channels at the X=130 mm cross-section

2.3 转折周期数对 PCHE 热侧流体流动特性及涡流演化的影响

当通道直径 D=1.0 mm、转折角度 α=15 ℃时，转折周期数 N 分别为 6、8、10 的通道在同一截面处（图 7）的速度流线与温度分布云图如图 8 所示。图 8 中转折周期数 N=6 和 N=8 在截面处存在明显的高温区，温度从中心向外呈环状递减，且热量在中心聚集，向外传递不够充分，换热效果不太理想。这 2 种情况下的截面涡形状不够明显，虽在一定程度上增加了流体的扰动，但作用不大。N=10 的高温区范围较小且较分散，整体上温度分布更均匀。通道截面处的流动更复杂，有明显的不对称和不规则涡流，使流体扰动增强，能更有效地破坏热边界层，使流体混合更充分，从而增强热量传递。因此，N=10 时更利于热量的充分传递，实现高效换热。

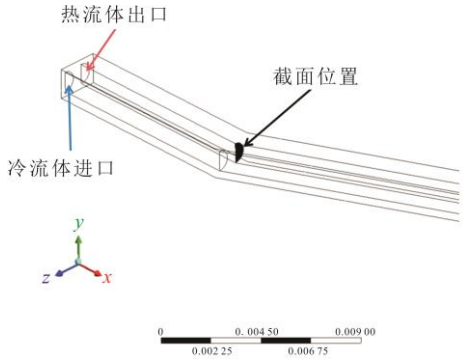


图 7 截面位置

Fig.7 Schematic diagram of the sections' positions

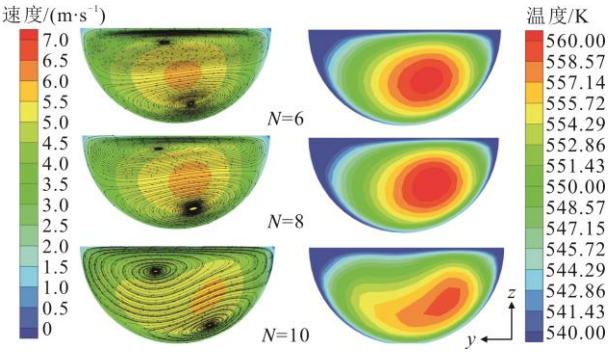


图 8 不同转折周期截面速度流线（左）与温度（右）分布云图

Fig.8 Distributions of velocity streamline (left) and temperature (right) at cross-sections with different Ns

图 9 显示了当转折周期数 N 为 6、8、10 时的冷、热侧通道进出口压降。

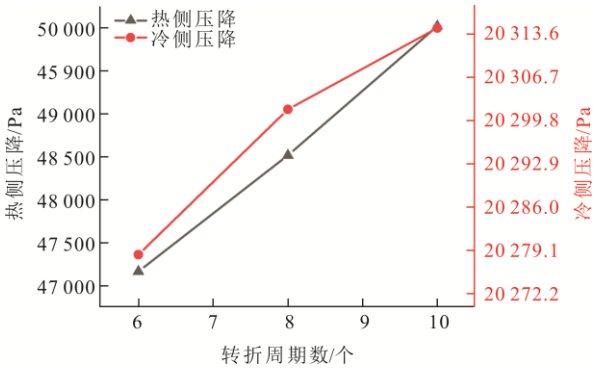


图 9 不同转折周期数 N 与冷、热侧通道进出口压降关系

Fig.9 Relationship between number of turning cycles and pressure drop

由图 9 可以看出，当转折周期数 N 增加时，进出口压降明显增加。这会使流体在流动中不断改变

速度，产生局部涡流和剪切应力，导致流动阻力增大。转折周期数 N 的增加也会使流动过程中边界层被破坏和重建的次数增多，从而增加流体与壁面的摩擦力。

3 响应曲面分析及优化

为研究各因素对 PCHE 换热性能的影响程度，得到其主影响因素，并分析各交互作用的影响，建立通道直径、转折角度和转折周期数的响应曲面分析表。采用前述数值模拟方法对表中不同组合参数的 PCHE 流动及换热性能进行数值模拟，以通道总换热系数 K 和换热系数与压降的比值 $K/\Delta P$ 作为响应值，进行响应曲面分析，各工况下的计算结果见表 3。

表 3 PCHE 主因素分析响应曲面

Tab.3 Main factor analysis response surface table for the PCHE

序号	通道直径 D/mm	转折角度 α/(°)	转折周期数 N/个	K/(W (m^2 K)$^{-1}$)	$K/\Delta P$/(W (m^2 K Pa)$^{-1}$)
1	1.0	5	8	1 128.661	0.038 9
2	2.0	5	8	467.030	0.284 4
3	1.0	30	8	1 308.399	0.020 4
4	2.0	30	8	538.034	0.149 7
5	1.0	15	6	1 148.810	0.034 1
6	2.0	15	6	973.657	0.505 7
7	1.0	15	10	1 151.037	0.032 7
8	2.0	15	10	474.674	0.238 1
9	1.5	5	6	691.698	0.123 4
10	1.5	30	6	838.372	0.075 1
11	1.5	5	10	738.605	0.131 8
12	1.5	30	10	769.362	0.059 8
13	1.5	15	8	703.320	0.106 8
14	1.5	15	8	703.320	0.106 8
15	1.5	15	8	703.320	0.106 8
16	1.5	15	8	703.320	0.106 8
17	1.5	15	8	703.320	0.106 8

表 3 中的 17 组模型均设置质量入口和压力出口：冷侧入口温度为 503 K，进口质量流量 0.188 g/s，出口压力为 0.1 MPa；热侧入口温度取 823 K，进口质量流量 0.24 g/s，出口压力为 10 MPa。

3.1 通道总换热系数 K 的方差及响应曲面分析

总换热系数 K 的回归方差分析见表 4。其中：$P<0.01$ 为极显著，表示为“***”；$P<0.05$ 为显著，表示为“**”；$P<0.10$ 为较显著，表示为“*”[23]。

表 4 总换热系数 K 回归方差分析

Tab.4 Regression analysis table of the overall heat transfer coefficient K

方差来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值	显著性
模型	9.190×10^5	9	1.020×10^5	10.080 0	0.003 0	***
A–通道直径	6.520×10^5	1	6.520×10^5	64.300 0	<0.000 1	***
B–转折角度	2.290×10^4	1	2.290×10^4	2.261 0	0.176 4	
C–转折周期	3.370×10^4	1	3.370×10^4	3.320 0	0.111 2	
AB	2.956×10^3	1	2.956×10^3	0.291 6	0.605 9	
AC	6.280×10^4	1	6.280×10^4	6.196 0	0.041 7	**
BC	3.359×10^3	1	3.359×10^3	0.331 4	0.582 9	
A^2	1.180×10^5	1	1.180×10^5	11.640 0	0.011 3	**
B^2	4.348×10^2	1	4.348×10^2	0.042 9	0.841 8	
C^2	1.850×10^4	1	1.850×10^4	1.829 0	0.218 3	
残差	7.100×10^4	7	1.010×10^4			
失拟项	7.100×10^4	3	2.370×10^4			
误差	0	4	0			
总相关性	9.900×10^5	16				

从表 4 可以看出，通道直径对总换热系数 K 的影响表现为极显著，通道直径与转折周期数协同作用对总换热系数 K 表现为显著。此外，A^2 的 P 值为 0.011 3，小于 0.05，表现为显著，表示通道直径的二次项效应对总换热系数 K 存在显著影响。即通道直径与总换热系数 K 之间存在非线性关系，且这种非线性关系不因随机因素产生。其余因素表现为不显著。可以通过 P 值大小判断出各因素对总换热系数 K 的影响程度：通道直径＞转折周期数＞转折角度。

图 10 为通道直径与转折角度协同作用对总换热系数 K 的响应曲面图，此时转折周期数为 8 个。由图 10 可以看出：总换热系数 K 随通道直径的减小而显著增加（从约 550 W/(m² ·K) 增加到 1 210 W/(m² ·K)），而随转折角度的增大增加缓慢，约在通道直径为 1.0 mm 且转折角度为 30 °时取得最大值。

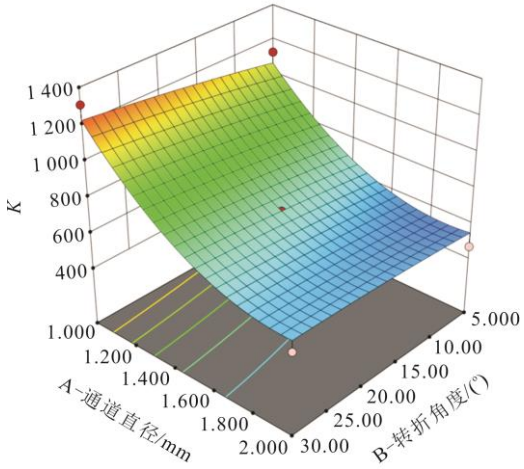


图 10 通道直径与转折角度交互作用对总换热系数 K 的响应曲面（N=8）

Fig.10 Response surface of the interactive effect between channel diameter and turning angle on the overall heat transfer coefficient K (N=8)

图 11 为通道直径与转折周期数交互作用对总换热系数 K 的响应曲面，此时转折角度为 15 °。由图 11 可知当转折周期数与通道直径同时作用时，总换热系数 K 随转折周期数的变化与通道直径有密切的关系：通道直径较小时，转折周期数的增加会使总换热系数 K 增大；而当通道直径较大时，转折周期数的增加会使总换热系数 K 减小。这是因为当通道直径较小时，转折周期数增加会使流体在通道内流动时更频繁地改变方向，在此过程中会使流体产生扰动，打破层流边界层，增强流体的湍流程度，从而增大流体与壁面间的对流换热系数，使总换热系数 K 增大。

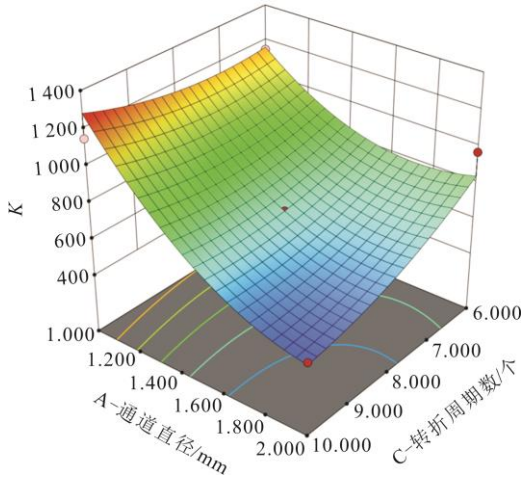


图 11 通道直径与转折周期数交互作用对总换热系数 K 的响应曲面（α=15 °）

Fig.11 Response surface of the interactive effect between channel diameter and turning cycle number on the overall heat transfer coefficient K (α=15 °)

图 12 为转折角度与转折周期数交互作用对总换热系数 K 的响应曲面图，此时通道直径为 1.5 mm。由图 12 可知，总换热系数 K 均随着二者的增大而增大，转折周期数的影响比转折角度大，但总换热系数 K 的变化趋势都很小。

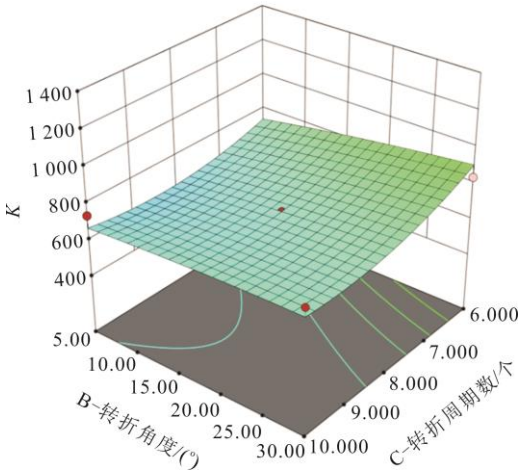


图 12 转折角度与转折周期数交互作用对总换热系数 K 的响应曲面（D=1.5 mm）

Fig.12 Response surface of the interactive effect between turning angle and turning cycle number on the overall heat transfer coefficient K (D=1.5mm)

综上所述，当转折角度分别与另外两个因素交互作用时，对总换热系数 K 的影响均占主导地位。

从响应曲面图可以得到这 3 种因素对通道总换热系数 K 的影响从大到小分别是：通道直径、转折周期数、转折角度。结合图 10—图 12 和表 4 可以得出，当通道直径为 1.003 mm、转折角度为 29.71°、转折周期数为 9.935 时，总换热系数 K 可达到最大，即 1 313 W/(m^2·K)。

3.2 $K/\Delta P$ 的方差及响应曲面分析

总换热系数 K 与通道冷、热侧平均压降的比值 $K/\Delta P$ 的回归方差分析见表 5。其中：$P<0.01$ 为极显著，表示为“***”；$P<0.05$ 为显著，表示为“**”；$P<0.10$ 为较显著，表示为“*”[24]。

从表 5 可以看出，通道直径对 $K/\Delta P$ 影响的 P 值表现为极显著，通道直径与转折周期数协同作用表现为显著，A^2 的 P 值表现为较显著，其余因素为不显著。通过 P 值大小可判断各因素对 $K/\Delta P$ 的影响程度为：通道直径＞转折角度＞转折周期数。

表 5 $K/\Delta P$ 的回归方差分析表

Tab.5 Regression variance analysis table of $K/\Delta P$

方差来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值	显著性
模型	0.206 60	9	0.022 95	7.984	0.006 053	***
A−通道直径	0.138 30	1	0.138 30	48.100	0.000 224	***
B−转折角度	0.009 35	1	0.009 35	3.253	0.114 300	
C−转折周期	0.009 52	1	0.009 50	3.310	0.111 700	
AB	0.003 37	1	0.003 37	1.174	0.314 600	
AC	0.017 73	1	0.017 73	6.166	0.042 020	**
BC	0.000 14	1	0.000 14	0.049	0.830 900	
A^2	0.015 57	1	0.015 57	5.416	0.052 820	*
B^2	0.008 26	1	0.008 26	2.874	0.133 900	
C^2	0.005 16	1	0.005 16	1.796	0.222 100	
残差	0.020 13	7	0.002 88			
失拟项	0.020 13	3	0.006 71			
误差	0	4	0			
总相关性	0.226 70	16				

图 13 为当通道直径与转折角度交互作用且转折周期数 N=8 时，综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面。

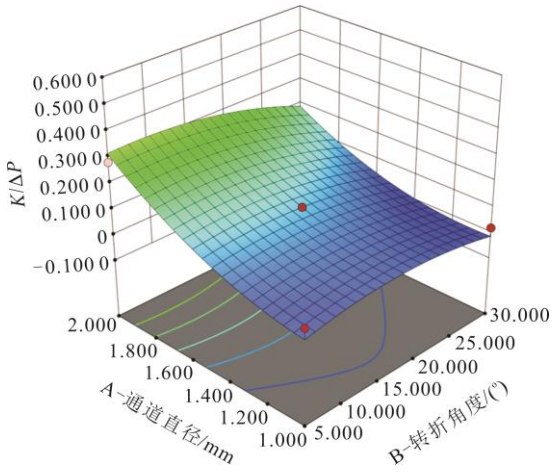


图 13 通道直径与转折角度交互作用对综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面（N=8）

Fig.13 Response surface of the interaction between channel diameter and turning angle on the value of the comprehensive factor $K/\Delta P$ (N=8)

由图 13 可以看出，综合因子 $K/\Delta P$ 值与通道直径的变化明显成正比。这是由于通道直径增大会使流速降低，流体的流动阻力随之降低，所以 $K/\Delta P$ 值增大。当转折角度较小时，$K/\Delta P$ 值较大，此时大的转折角度会使流体流动方向大幅度改变，增加流动阻力，导致压降增加，从而使 $K/\Delta P$ 变小。

图 14 为当通道直径与转折周期数同时作用且转折角度为 15°时，综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面。由图 14 可以看出，通道直径越大，$K/\Delta P$ 值越大。这是由于通道直径增大会使流体流速降低，流动状态相对稳定，流动阻力减小，而转折周期数增加会使流动阻力增大，此时通道直径的变化对 $K/\Delta P$ 值的影响大，所以在转折周期数较小、通道直径较大时，$K/\Delta P$ 可以取得最大值。

图 15 为当转折周期与转折角度同时作用且通道直径为 1.5 mm 时，综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面。由图 15 可以看出，$K/\Delta P$ 值随转折角度的增大而减小，而转折周期数对其几乎没有影响。当转折周期数较小时，$K/\Delta P$ 值较大，这是因为小的转折周期数会减少流体在通道内的转折，进一步减少了因

流动方向改变而产生的局部阻力损失。

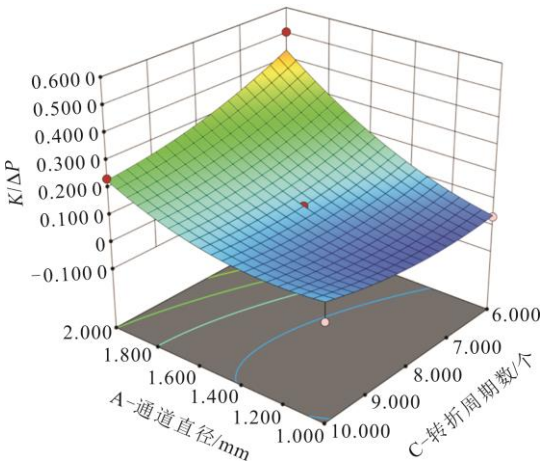


图 14 通道直径与转折周期数交互作用对综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面（α=15°）

Fig.14 Response surface of the interaction between channel diameter and the number of turning cycle on the value of the comprehensive factor $K/\Delta P$ (α=15°)

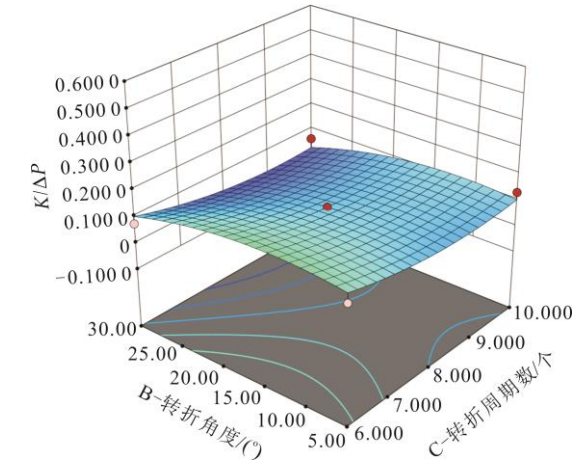


图 15 转折角度与转折周期数交互作用对综合因子 $K/\Delta P$ 值的响应曲面（D=1.5 mm）

Fig.15 Response surface of the interaction between turning angle and the number of turning cycle on the value of the comprehensive factor $K/\Delta P$ (D=1.5mm)

综上所述，在研究范围，对通道综合因子 $K/\Delta P$ 的影响从大到小分别是：通道直径、转折角度和转折周期数。结合图 13—图 15 和表 5 可以得出，当通道直径为 2.0 mm、转折角度为 9.407°、转折周期数为 6 时，$K/\Delta P$ 最高可达 0.453 7 W/(m^2·K·Pa)。

4 经济性分析

中国科学院工程热物理研究所[25]设计加工了百千瓦级 PCHE 缩比样机。研究表明，在相同热负荷条件下，PCHE 的体积大约为管壳式换热器的 1/5。中国船舶重工集团公司七二五所[26]自主研发的用于 5 MW 超临界二氧化碳发电试验平台的 PCHE，在相同热负荷下体积和重量约为传统管壳式换热器的 1/6。周宇[27]得出在相同的热负荷下 PCHE 体积仅为传统管式换热器的 1/5。韩俊杰[28]提出 PCHE 的单位体积换热能力远优于传统列管式换热器，且尺寸缩小了 1/10。

以文中 3 种通道直径为例，假设 S-CO_2 侧的质量流量为 40 kg/s，当通道直径 D=1.0 mm 时，计算得到 PCHE 尺寸为 614 mm×818 mm×260 mm；当 D=1.5 mm 时，PCHE 尺寸为 923 mm×1 230 mm×260 mm；当 D=2.0 mm 时，PCHE 尺寸约为 1 227 mm×1 636 mm×260 mm。同时，计算得到相同 S-CO_2 质量流量下传统管壳式换热器的尺寸为 ϕ850 mm×6 000 mm。对比发现，PCHE 的尺寸比传统管壳式换热器缩小了约 1/10。

从以上研究及产品可以看出，在二氧化碳相关领域中，PCHE 可节约极大的占地空间和设备成本，具有显著优势。

5 结　论

本文以二氧化碳储能系统为基础，研究储能阶段换热部分 S-CO_2 与储能介质熔盐在 Z 型通道 PCHE 中的传热，并以通道直径、转折角度及转折周期数为自变量，以通道总换热系数 K 和综合换热系数与压降的比值 $K/\Delta P$ 为因变量，建立了三水平三因素的正交实验，探究通道参数交互作用对熔盐与 S-CO_2 间换热的影响，并寻找主要影响因素。结论如下：

1）在所选范围内，通道换热效率随通道直径的减小、转折角度的增加和转折周期数的增加而增大，但影响程度不同。

2）在 3 种通道结构参数范围内，各因素对总换热系数 K 的影响显著性排序为：通道直径＞转折周期数＞转折角度。其中，通道直径与转折周期数存在显著的交互效应。通过响应曲面法与回归方差分析发现，当通道结构参数为通道直径 1.003 mm、转折角度 29.71°、转折周期数 9.935 时，总换热系数 K 可达到峰值，1 313 W/(m^2·K)。

3）在本研究参数范围内，通道结构参数对总换热系数与压降比 $K/\Delta P$ 的影响程度排序为：通道直径>转折角度>转折周期数。基于响应曲面分析与方差分析，得到使 $K/\Delta P$ 值最大化的最优结构参数为：

通道直径 2.0 mm、转折角度 9.407°、转折周期数 6，此时 $K/\Delta P$ 峰值为 0.453 7 W/(m^2·K·Pa)，总换热系数 K 也维持在较高水平，为 801.7 W/(m^2·K)。

[参 考 文 献]

[1] 程进辉. 传蓄热熔盐的热物性研究[D]. 上海: 中国科学院研究生院(上海应用物理研究所), 2014: 1.
CHENG Jinhui. Research on the thermophysical properties of stored heat molten salt[D]. Shanghai: Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, 2014: 1.

[2] 崔海亭, 袁修干, 侯欣宾. 高温熔盐相变蓄热材料[J]. 太阳能, 2003(1): 27-28.
CUI Haiting, YUAN Xiugan, HOU Xinbin. High temperature molten salt phase change heat storage materials[J]. Solar Energy, 2003(1): 27-28.

[3] CHU W, LI X, MA T, et al. Experimental investigation on SCO_2-water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 113: 184-194.

[4] NGO T L, KATO Y, NIKITIN K, et al. Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchangers with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 32(2): 560-570.

[5] KIM D E, KIM M H, CHA J E, et al. Numerical investigation on thermal-hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model[J]. Nuclear Engineering and Design, 2008, 238: 3269-3276.

[6] ISHIZUKA T, KATO Y, MUTO Y, et al. Thermalhydraulic characteristics of a printed circuit heat exchanger in a supercritical CO_2 loop[C]. The 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11). Gyeongju, Korea, 2005.

[7] MESHRAM A, JAISWAL A K, KHIVSARA S D, et al. Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO_2 power cycle applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 861-870.

[8] FU Q, DING J, LAO J, et al. Thermal-hydraulic performance of printed circuit heat exchanger with supercritical carbon dioxide airfoil fin passage and molten salt straight passage[J]. Applied Energy, 2019, 247: 594-604.

[9] SHI H Y, LI M J, WANG W Q, et al. Heat transfer and friction of molten salt and supercritical CO_2 flowing in an airfoil channel of a printed circuit heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 150: 119006.

[10] WANG W Q, QIU Y, HE Y L, et al. Experimental study on the heat transfer performance of a molten-salt printed circuit heat exchanger with airfoil fins for concentrating solar power[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 837-846.

[11] 张虎忠. 超临界 CO_2 印刷电路板换热器性能研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2020: 1.
ZHANG Huzhong. Research on the performance of supercritical CO_2 printed circuit board heat exchanger[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences), 2020: 1.

[12] BAIK Y J, JEON S, KIM B, et al. Heat transfer performance of wavy-channeled PCHEs and the effects of waviness factors[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 114: 809-815.

[13] ZHOU Y, YIN D, GUO X. Flow and heat transfer performance of molten salt and CO_2-based mixtures in printed circuit heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 224: 120104.

[14] 李占英, 王江峰, 娄聚伟, 等. 印刷电路板换热器在超临界二氧化碳布雷顿循环系统中的动态特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(12): 34-44.
LI Zhanying, WANG Jiangfeng, LOU Juwei, et al. Research on the dynamic characteristics of printed circuit board heat exchangers in supercritical carbon dioxide Brayton cycle system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(12): 34-44.

[15] GUO J F, HUAI X L. Performance analysis of printed circuit heat exchanger for supercritical carbon dioxide[J]. ASME Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 139(6): 061801.

[16] 姚业成, 张媛媛, 纪峰, 等. Zigzag PCHE 内熔盐/S-CO_2 流动与换热特性研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(4): 1083-1089.
YAO Yecheng, ZHANG Yuanyuan, JI Feng, et al. Research on the flow and heat transfer characteristics of molten salt/S-CO_2 in Zigzag PCHE[J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(4): 1083-1089.

[17] 纪宇轩. 超临界二氧化碳布雷顿循环印刷电路板式换热器特性的模拟与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2022: 1.
JI Yuxuan. Simulation and experimental study on the characteristics of supercritical carbon dioxide Brayton cycle printed circuit board-type heat exchanger[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022: 1.

[18] LEE S M, KIM K Y. Comparative study on performance of a zigzag printed circuit heat exchanger with various channel shapes and configurations[J]. Heat and Mass Transfer, 2013, 49(7): 1021-1028.

[19] XU X, WANG Q, LI L, et al. Thermal-hydraulic performance of different discontinuous fins used in a printed circuit heat exchanger for supercritical CO_2[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2015, 68: 1067-1086.

[20] WANG W, QIU Y, HE Y, et al. Experimental study on the heat transfer performance of a molten-salt printed circuit heat exchanger with airfoil fins for concentrating solar power[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 837-846.

[21] YAO F, BI Q C, DONG X Y. Convective heat transfer of high temperature molten salt flowing across tube bundles of steam generator in a solar thermal plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 114: 858-865.

[22] 丁梦婷, 陈玉爽, 傅远. 高温熔盐印刷电路板式换热器的热工水力特性研究[J]. 核技术, 2024, 47(4): 128-138.
DING Mengting, CHEN Yushuang, FU Yuan. Research on the thermal-hydraulic characteristics of high-temperature molten salt printed circuit board-type heat exchangers[J]. Nuclear Technology, 2024, 47(4): 128-138.

[23] 韩俊杰, 李瑶, 谭富庭, 等. Z 字型碳化硅印刷电路板换热器性能优化分析[J]. 能源化工, 2023, 44(6): 73-80.
HAN Junjie, LI Yao, TAN Futing, et al. Performance optimization analysis of Z-shaped silicon carbide printed circuit board heat exchanger[J]. Energy Chemistry, 2023,

44(6): 73-80.

[24] 孙金梦, 涂宗财, 王辉, 等. 鱼蛋白胶芒果糕的制备工艺优化及品质分析[J]. 食品工业科技, 2022, 43(20): 189-195.
SUN Jinmeng, TU Zongcai, WANG Hui, et al. Optimization of preparation process and quality analysis of fish protein gel mango cake[J]. Food Industry Science and Technology, 2022, 43(20): 189-195.

[25] 中国科学院工程热物理研究所. 百千瓦级 PCHE 缩比样机设计报告[R]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2019: 1.
Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences. Design report for a 100-kilowatt PCHE reduced-scale prototype[R]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2019: 1.

[26] 中国船舶重工集团公司七二五所. 5 MW 超临界二氧化碳发电试验平台 PCHE 技术介绍[EB/OL]. (2019-11-22) [2025-06-15]. https://www.725.com.cn.
China Shipbuilding Industry Corporation No.725 Institute. Introduction to PCHE technology for 5 MW supercritical carbon dioxide power generation test platform[EB/OL]. (2019-11-22) [2025-06-15]. https://www.725.com.cn.

[27] 周宇. 超临界二氧化碳布雷顿循环印刷电路板式换热器特性的模拟与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2022: 1.
ZHOU Yu. Research on characteristics of printed circuit heat exchanger for supercritical carbon dioxide Brayton cycle[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2022: 1 .

[28] 韩俊杰. 碳化硅印刷电路板换热器流动换热性能研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2023: 1.
HAN Junjie. Research on flow and heat transfer performance of silicon carbide printed circuit heat exchanger[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2023: 1.

（责任编辑　李园）