



核科学与工程

微管壳式换热器在能量转换循环中的应用*

高 娇, 丁文杰, 黄洪文, 郭海兵, 马纪敏, 王少华

(中国工程物理研究院 核物理与化学研究所, 四川 绵阳 621999)

摘 要: 目前, 超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环普遍采用印刷电路板换热器(PCHE)来保证其相对其他能量转换循环的紧凑性优势。PCHE 芯体为整体结构, 若内部出现泄漏或结垢等问题, 很难进行维护与检修。本文提出了一种微管壳式换热器(MSTE), 其结构与传统管壳式换热器类似, 但其管径缩小至微通道级。由于 MSTE 的流道横截面积占总截面积之比较 PCHE 大, 在典型的回热器与冷却器设计工况下, 相对 PCHE 而言, 采用 MSTE 可将体积与质量均减小 30% 以上。灵敏性分析结果显示, 采用本文设计的 MSTE 结构的回热器与冷却器, 回热器冷热流道入口温度升高 20 °C 左右, 压缩机入口温度变化均不超过 1 °C, 说明该种结构换热器的换热能力足够支撑能量转换循环的一般工况波动。

关键词: 微管壳式换热器; 超临界二氧化碳; 回热器; 冷却器

中图分类号: TL33

文献标志码: A

doi: 10.11884/HPLPB202335.230102

Investigation on the application of microtube and shell heat exchanger in energy conversion cycle

Gao Jiao, Ding Wenjie, Huang Hongwen, Guo Haibing, Ma Jimin, Wang Shaohua

(Institute of Nuclear Physics and Chemistry, CAEP, Mianyang 621999, China)

Abstract: Print circuit heat exchanger (PCHE) is widely used in the present supercritical carbon dioxide (S-CO₂) Brayton cycle to support its superiority in compactness when compared with other energy conversion cycles. The maintenance and overhaul of PCHE are hard to be carried out when leakage and fouling appear because of the integral structure of the core. A microtube and shell heat exchanger (MSTE) is proposed in this research. The structure of the MSTE is similar to that of the conventional shell-and-tube heat exchanger except that the tube diameter is reduced to microchannel level. The cross-section area of the flow channel in MSTE takes more counts than that in PCHE, thus the volume and weight of MSTE can be reduced by more than 30% when compared with PCHE under typical design conditions of recuperator and precooler. Sensitivity analysis results show that if the designed recuperator and precooler with MSTE structure are adopted, the inlet temperature of compressor changes less than 1 °C when the hot or cold inlet temperature of recuperator increased by about 20 °C. It can be concluded from the analysis results that the heat transfer capacity of MSTE is sufficient to adjust the general working condition fluctuations of the energy conversion cycle.

Key words: microtube and shell heat exchanger, super critical carbon dioxide, recuperator, precooler

超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环具有效率潜力高、系统结构紧凑等优点, 近年来受到国内外的广泛关注^[1-2]。由于二氧化碳(CO₂)在临界点附近的高压缩性, 可大幅减少压缩机功耗, 从而提高能量转换循环效率^[3-4]。换热器是 S-CO₂ 布雷顿循环中数量最多、体积最大的部件, 为控制能量转换系统的整体尺寸, 换热器的紧凑化设计尤为重要。

印刷电路板换热器(PCHE)是目前 S-CO₂ 布雷顿循环中使用最多的紧凑型换热器, 其结构如图 1 所示, 最早由英国的 Heatric 公司研究制造, 该公司目前仍占据着行业垄断地位^[5-7]。相比传统的管壳式换热器, 相同换热量下 PCHE 的体积可减少 85% 左右^[8]。由于 PCHE 的芯体可视为整体结构, 其在高温高压环境下具有突出优势。S-CO₂

* 收稿日期: 2023-04-25; 修订日期: 2023-07-26

基金项目: 国家自然科学基金项目 (22209159)

联系方式: 高 娇, j.gao@caep.cn.

布雷顿循环的最高工作压力可达 20 MPa 以上,最高工作温度可达 500 °C 以上,为确保紧凑性与安全性,PCHE 被广泛使用^[9-10]。然而,若 PCHE 内部出现结垢或泄露等问题,芯体的整体结构使得其无法进行检修^[11]。此外,PCHE 中流道横截面积仅占总横截面的 20%~25%,其余均为金属实体,这使得 PCHE 的质量通常较大,也限制了其在对质量有严格限制场合的应用^[12]。

微型管壳式换热器(MSTE)是近几年提出的一种新型微通道换热器,它的结构与传统管壳式换热器类似,只是内部管束的内径为微通道级,从而减小换热器外形尺寸^[13]。目前,关于 MSTE 的研究不多,仅有几个小规模装置采用了这种形式的换热器,还没有实现商业应用^[14]。美国国家能源技术实验室联合 Thar Energy LLC 公司设计并制造了一台 MSTE 作为 S-CO₂ 布雷顿循环的回热器,管程测试的最高压力和最高温度分别为 14.659 MPa、391.12 °C,壳程测试的最高压力和最高温度分别为 7.277 MPa、555.85 °C^[12]。与 PCHE 相比,MSTE 的优势在于可减小换热器质量,因为 MSTE 的流道横截面积占总横截面之比可达 PCHE 的 2 倍。Jiang Yuan 等^[15]利用 Aspen Custom Modeler 软件进行了 MSTE 的设计与优化,用作 S-CO₂ 再压缩循环的高温与低温回热器,并针对 S-CO₂ 采用传统的 D-B 关联式增加了物性修正项。国内关于 S-CO₂ 布雷顿循环用微通道换热器的研究集中于 PCHE^[16-17],尚无公开文献发表 MSTE 相关的研究内容。

本文针对 S-CO₂ 布雷顿循环的典型工况,从回热器与冷却器应用方面开展 MSTE 设计,从换热器质量与尺寸等方面比较分析 MSTE 相对目前普遍采用的 PCHE 的优势,并对 S-CO₂ 在 MSTE 中的流动换热特性进行分析,讨论 MSTE 作为回热器与冷却器的可行性,为能量转换循环的换热器设计提供新思路。

1 能量转换循环

为了便于对 MSTE 进行定量分析,首先构建如图 2 所示的 S-CO₂ 能量转换循环,循环包含一台加热器,一台回热器,一台冷却器,一台压缩机,一套透平发电机以及附属的管路和阀门等。

能量转换循环的工作原理为:经压缩机压缩后的 S-CO₂ 进入回热器,被来自透平的高温 S-CO₂ 乏气加热,随后进入加热器进一步加热至设计的循环最高温度;高温高压的 S-CO₂ 在透平中膨胀做功,发电机将机械能转化为电能输出,高温 S-CO₂ 乏气随后进入回热器,被来自压缩机的高温低温 S-CO₂ 冷却,经冷却器进一步冷却至临界温度附近后再进入压缩机,完成一次循环。

为了与相同工况下的 PCHE 进行比较,基于图 2 中的能量转换循环,对循环参数进行了设计分析,循环中 S-CO₂ 工质的质量流量为 15.8 kg·s⁻¹。除特殊说明外,本文的回热器与冷却器设计参数如表 1 所示。

表 1 换热器设计参数

Table 1 Design parameters of the heat exchangers

component	hot outlet pressure/MPa	hot inlet temperature/°C	hot outlet temperature/°C	cold outlet pressure/MPa	cold inlet temperature/°C
recuperator	8.09	450	118	19.91	102
precooler	8	118	38	0.1	25

2 微管壳式换热器设计方法

由于 S-CO₂ 的物性参数随温度变化剧烈,传统的定物性换热器设计方法不再适用。因此, S-CO₂ 的换热器设计通常采用分段设计,即沿着 S-CO₂ 流动方向将换热器分成足够多个小的单元,认为每个单元的物性近似不变,前一个换热单元热流体出口温度与冷流体入口温度为后一个换热单元的热流体入口温度和冷流体出口温度。本文将换热器分成等换热量的若干换热单元,对每一个换热单元采用平均温差法(LMTD 法)进行设计计算,如图 3 所示。

LMTD 法是最常用的换热器设计方法之一,以热通道入口方向为起点,假设换热单元热通道出口温度,按热平衡求出冷通道入口温度,再分别利用冷热通道平均温度获取对应的物性参数,求得换热系数与换热面积,并多次迭

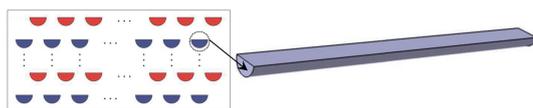


Fig. 1 Geometry model of the printed circuit heat exchanger

图 1 印刷电路板换热器结构示意图

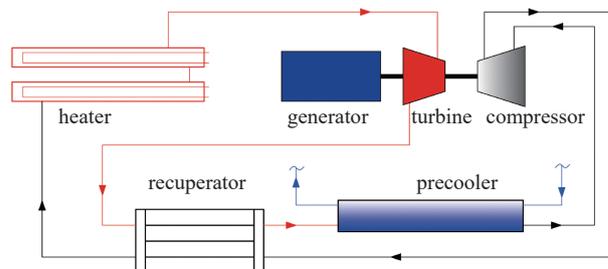


Fig. 2 Schematic of the energy conversion cycle

图 2 能量转换循环示意图

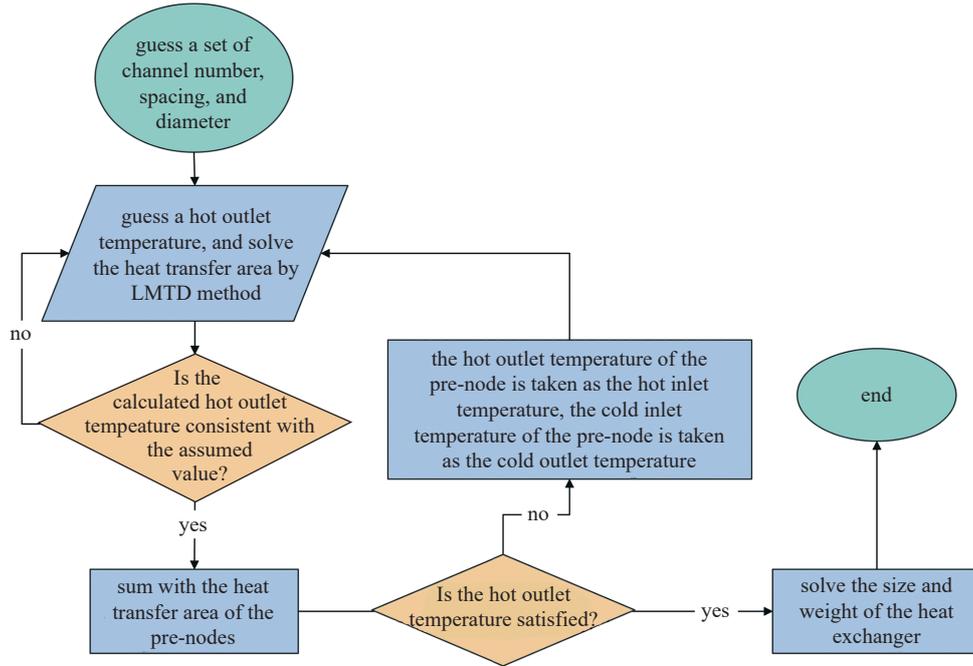


Fig. 3 Design approach of the microtube and shell heat exchanger

图 3 微管壳式换热器设计方法

代至热通道出口温度误差不超过 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。再以最终的热通道出口温度和冷通道入口温度作为下一换热单元的热通道入口温度与冷通道出口温度,重复以上计算过程,直至热通道出口温度达到设计值。最后根据每一换热单元的换热面积确定换热器总体尺寸。

2.1 关键几何参数

MSTE 的结构与传统管壳式换热器结构类似,如图 4 所示。对于 MSTE 结构的回热器,热流体压力相对冷流体低,因此管程通常为冷流体,壳程通常为热流体;对于 MSTE 结构的冷却器,冷却水压力相对 S-CO₂ 低,因此管程通常为 S-CO₂,壳程通常为冷却水。

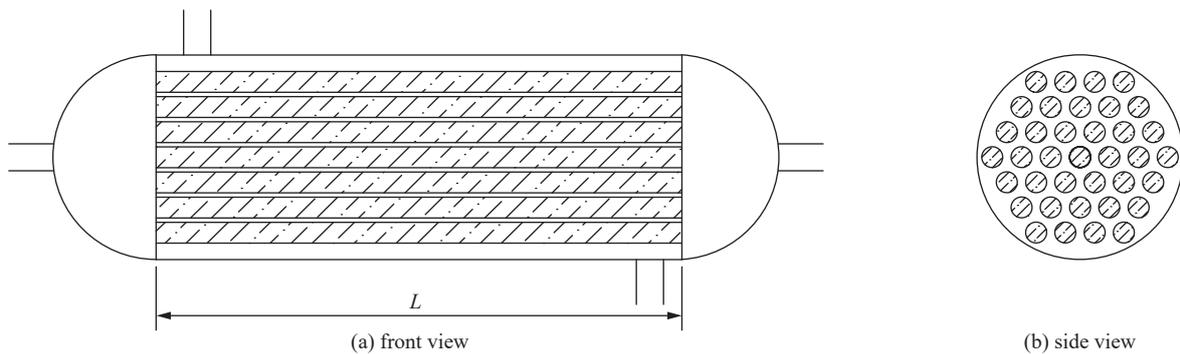


Fig. 4 Geometry model of the microtube and shell heat exchanger

图 4 微管壳式换热器结构示意图

从图 4 可以看到,壳程流体的通道截面为不规则形状,壳程流体在换热与流动分析中的等效水力直径 $d_{e,h}$ 和 $d_{e,f}$ 分别按式(1)与式(2)进行计算。

$$d_{e,h} = \frac{4(\pi d_{s,in}^2/4 - N_t \pi d_{t,out}^2/4)}{N_t \pi d_{t,out}} \quad (1)$$

$$d_{e,f} = \frac{4(\pi d_{s,in}^2/4 - N_t \pi d_{t,out}^2/4)}{\pi d_{s,in} + N_t \pi d_{t,out}} \quad (2)$$

式中: $d_{s,in}$ 为壳体内直径(m); N_t 为管数量; $d_{t,out}$ 为管外直径(m)。

按照压力容器设计标准 GB 150.3-2011, MSTE 壳体壁厚 δ_s 及内部圆管壁厚 δ_t 可由式(3)与式(4)计算而得

$$\delta_s = \frac{p_c d_{s,in}}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad (3)$$

$$\delta_t = \frac{p_c d_{t,in}}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad (4)$$

式中: p_c 为设计压力(MPa); $[\sigma]^t$ 为设计温度下壳体材料的许用应力(MPa); ϕ 为焊接接头系数; $d_{t,in}$ 为管内直径(m)。

2.2 流动换热准则

不考虑污垢热阻, 基于管外径 $d_{t,out}$ 的总体换热系数可由式(5)进行计算

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_{t,out} \ln(d_{t,out}/d_{t,in})}{2\lambda_w} + \frac{1}{h_i} \frac{d_{t,out}}{d_{t,in}} \quad (5)$$

式中: k 为冷热流体的总体换热系数($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$); h_o 为管外流体的对流换热系数($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$); h_i 为管内流体的对流换热系数($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$); λ_w 为管壁导热系数($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), 本文的换热器结构材料选择 SS316L, 其导热系数可通过式(6)进行计算^[15]

$$\lambda_w = 12.189 + 1.53 \times 10^{-2} T_w \quad (6)$$

式中: T_w 为管壁平均温度($^{\circ}\text{C}$), 可通过热平衡关系式(7)计算而得

$$k(T_o - T_i) = h_o(T_o - T_w) = \frac{d_{t,in}}{d_{t,out}} h_i(T_w - T_i) \quad (7)$$

式中: T_o 为管外流体温度($^{\circ}\text{C}$); T_i 为管内流体温度($^{\circ}\text{C}$)。

与传统管壳式换热器类似, MSTE 管内外流体的换热计算可采用相同的准则关联式, 只是水力直径不同。已有研究表明, Gnielinski 关联式对于直通管内 S-CO₂ 的换热分析具有较高的精度, 但由于 S-CO₂ 的物性参数对温度变化非常敏感, 尤其是临界点附近, 在设计计算过程中需增加壁面温度修正项, 如式(8)所示^[15]

$$Nu = \frac{\frac{f_c}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 (Pr^{\frac{1}{3}} - 1) \sqrt{\frac{f_c}{8}}} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (8)$$

式中: Nu 为努塞尔数; Re 为雷诺数; Pr 为流体的普朗特数; Pr_w 为壁面温度下流体的普朗特数; f_c 为摩擦因子, 可通过式(9)进行计算^[18]

$$f_c = \left(\frac{1}{1.821 \lg Re - 1.64} \right)^2 \quad (9)$$

回热器内的冷热流体均为 S-CO₂, 通过设计流速可知冷热流道内的 Re 都远高于临界雷诺数, 处于湍流状态, 利用式(8)进行换热分析。冷却器内的热流体为 S-CO₂, 同样可以利用式(8)进行换热分析, 但冷流体为水, 由于水的密度较大, 使得冷却器内水的流动状态可能为层流, 因此在设计过程中首先需对冷却水的雷诺数进行估算, 初步判定其流动状态, 再从式(10)中选择相应的换热准则关联式。

$$Nu = \begin{cases} 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & (Re > 2300) \\ 1.86 (Re Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} & (Re \leq 2300) \end{cases} \quad (10)$$

式中: μ 为流体的动力粘度($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$); μ_w 为壁面温度下流体的动力粘度($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$); d 为定型尺寸(m), 对于管内流体 $d=d_{t,in}$, 对于管外流体 $d=d_{e,h}$; L 为管长(m)。

流体在换热器内流动的沿程阻力所导致的压降为

$$\Delta P = f \frac{L}{d_{eq}} \rho \frac{v^2}{2} \quad (11)$$

式中: d_{eq} 为等效水力直径(m), 对于管内流体 $d_{eq}=d_{t,in}$, 对于管外流体 $d_{eq}=d_{e,f}$; ρ 为流体密度($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$); v 为流体流速($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$); f 为摩擦系数, 根据流体流动状态, 从式(12)中选择相应的方程式进行计算。

$$f = \begin{cases} \frac{1}{\left[2\lg\left(\frac{2.51}{Re\sqrt{f}} + \frac{\Delta}{3.7}\right)\right]^2}, & Re > 2300 \\ \frac{64}{Re}, & Re \leq 2300 \end{cases} \quad (12)$$

式中: Δ 为相对粗糙度,即表面粗糙度与管径的比值。

2.3 模型验证

通过上述内容所描述的设计方法,可针对表1中所列举的回热器与冷却器工况进行MSTE一维设计计算,并与相同设计工况下的PCHE进行对比,如表2所示。从表2可以看到,MSTE结构相对PCHE结构在S-CO₂布雷顿循环中的应用更具优势。回热器冷热流道内压力差异较大,导致冷热流体的密度存在较大差异,而PCHE结构冷热流体的流通面积相等,从而冷热流体的流速表现出较大的差异。为了将流体在回热器内的阻力损失控制在一定范围内,通常以压力较低的热流体流速来设计流道数量,从而导致冷流体往往处于较低流速,在一定程度上影响了换热性能。MSTE管外流体的流通面积大于管内,作为回热器时壳程为热流体,管程为冷流体,可缩小冷热流体的流速差异,相对相同工况下的PCHE而言,流动横截面积可减小。回热器内热流体压力远低于冷流体,热流体位于壳程也可减小壳体厚度,从而减轻换热器质量。因此,MSTE结构的回热器相对PCHE结构的回热器而言,换热器芯体体积与质量均可减少30%以上。

表2 相同设计工况下的MSTE与PCHE对比

Table 2 Comparison between MSTE and PCHE under the same design condition

component	volume/m ³		relative variation of volume/%		weight/kg		relative variation of weight /%	
	recuperator	precooler	recuperator	precooler	recuperator	precooler	recuperator	precooler
PCHE (reference)	0.333	0.167	-	-	2150	1080	-	-
MSTE	0.228	0.111	-31	-34	1380	630	-36	-42

冷却器的冷热流体通常分别为水和S-CO₂,两者的压力与物性均存在较大差异,采用PCHE结构由于两种流体流通面积相同,导致冷热流道内的对流换热系数存在较大差异。传热学研究表明,相对较小的对流换热系数对换热器整体的换热系数影响更为显著,因此,进行冷却器结构设计时应强化S-CO₂与壁面的换热。作为冷却器时,MSTE管程流体为S-CO₂,壳程流体为水,管程流通面积相对较小,可提高S-CO₂的流速,从而强化换热。此外,水压力往往较低,水位于壳程也可减小壳体厚度,从而减轻换热器质量。因此,MSTE结构的冷却器相对PCHE结构的冷却器而言,换热芯体体积与质量也可大幅减少。

综上,MSTE在对体积与质量有严格限制的特殊场合,相对PCHE而言有明显优势。为了验证一维设计计算结果的可靠性,以回热器的两种不同设计方案为例,将一维计算得到的冷热流体沿流动方向的温度 T 变化与三维CFD计算结果进行了对比,如图5所示。方案1的微通道管数为17101;方案2的微通道管数为12871,因此两种方案的管长不同。图中 $L=0$ 表示热通道入口,三维CFD计算结果为 L 取不同值时冷/热通道截面的流体平均温度。从图5可以看到,不同设计方案中一维计算得到的冷热流体温度变化曲线与三维计算得到的曲线均具有较高

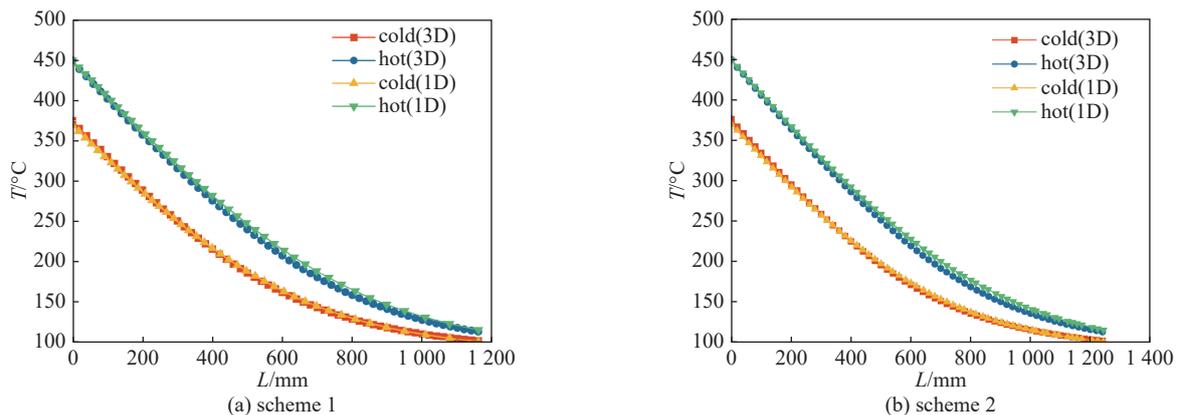


Fig. 5 One-dimensional design model test results

图5 一维设计模型验证

的一致性, 冷热流体出口的温度差异均在 3% 以内。因此, 可以认为本文的计算结果可为 MSTE 实际的换热性能评估提供参考, 也可为能量转换循环的换热器设计提供理论基础。

3 微管壳式回热器换热特性分析

表 2 的对比证实了 MSTE 相对 PCHE 的优势所在, 对 MSTE 结构的回热器进行灵敏度分析可对其在实际工程应用中的换热表现进行预估。

对于能量转换循环的回热器而言, 回热效率是衡量其换热性能的一个重要指标。由于换热过程中 S-CO₂ 的比热容变化较大, 常规换热器的回热效率定义式不再适用, 采用基于焓值的计算方法, 结合夹点问题的考虑, 回热器的回热效率 η 定义如下^[19]

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{ideal}}} \\ Q_{\text{ideal}} = \min(Q_1, Q_2, Q_3) \\ Q_1 = m_h \{H(T_{h,\text{inlet}}, p_h) - H(T_{c,\text{inlet}}, p_h)\} \\ Q_2 = m_c \{H(T_{h,\text{inlet}}, p_c) - H(T_{c,\text{inlet}}, p_c)\} \\ Q_3 = m_h \{H(T_{h,\text{in}}, p_h) - H(T_m, p_h)\} + m_c \{H(T_m, p_c) - H(T_{c,\text{in}}, p_c)\} \end{array} \right. \quad (13)$$

式中: η 表示回热效率; Q 表示换热量 (kW, 下标 real 表示实际换热量, ideal 表示理论最大换热量); m 表示质量流量 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), p 表示压力 (Pa); 下标 h 与 c 分别代表热流道和冷流道; T 表示温度 ($^{\circ}\text{C}$), inlet 表示入口; H 表示焓值 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); T_m 代表夹点温度, 若存在夹点, 则 T_m 为冷热流体在夹点处的平均温度 ($^{\circ}\text{C}$)^[20]。

3.1 热通道入口温度对回热器换热特性的影响

透平效率的降低会导致回热器热通道入口温度的上升, 图 6 展示了回热器热通道入口温度变化所带来的回热器热工水力特性变化。 T_{outlet} 代表出口温度 ($^{\circ}\text{C}$), Δp 代表压降 (Pa)。

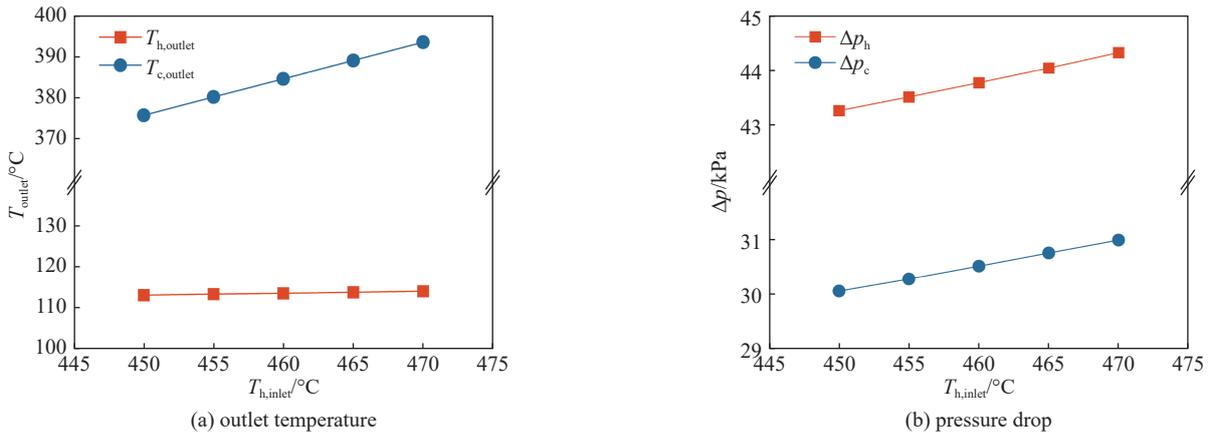


Fig. 6 Thermo-hydraulic characteristics under different hot inlet temperatures

图 6 不同热通道入口温度下的热工水力特性

从图 6(a) 可以看到, 热通道入口温度的上升并不会造成热通道出口温度的显著变化, 反而对冷通道出口温度影响较大。这主要是由于回热器中冷热流体采用逆向流动的布置方式, 与热通道出口处的流体进行热量交换的是冷通道入口处的流体, 当冷通道入口温度保持不变且换热器局部换热能力足够时, 热通道出口温度可基本保持稳定。冷通道出口处的流体与热通道入口处的流体进行热量交换, 因此随着热通道入口温度的上升呈现出上升趋势。热通道入口温度上升而出口温度基本不变, 这意味着热通道进出口焓差的增加, 回热器冷通道内流体质量流量相同, 因此冷通道进出口的焓差也会增加, 冷通道入口温度不变, 则冷通道出口温度降上升。

从图 6(a) 的温度变化曲线可知, 随着热通道入口温度的上升, 冷热通道内流体的平均温度都将上升, 这也意味着冷热通道内的流体流速将加快, 从而造成了沿程阻力损失的增大, 如图 6(b) 所示。由于 MSTE 管外流道的流通面积大于管内流道, 虽然管外热流体的工作压力远低于管内冷流体, 也没有造成冷热流体流速的过大差异, 因此冷热流体压降的差异相对 PCHE 而言更小。此外, MSTE 管内外流道均为直通通道, 因此冷热流体的压降均不超过工作压力的 1%, 再次证实了 MSTE 在能量转换循环中的应用优势。

为了进一步说明 MSTE 结构回热器的换热性能, 图 7 展示了回热器换热量 q 及回热效率 η 随热通道入口温度的变化。回热效率 η 根据式 (13) 进行计算。图 7 中回热器的换热量几乎随着热通道入口温度线性增长, 这也证实了冷热流体进出口焓差的增大。在设计工况下, 回热器的单位体积换热量为 $27 \text{ MW}\cdot\text{m}^{-3}$ 左右, 单位质量换热量为 $4.5 \text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$ 左右, 随着热通道入口温度的上升, 将进一步增大至 $28.5 \text{ MW}\cdot\text{m}^{-3}$ 与 $4.7 \text{ kW}\cdot\text{kg}^{-1}$ 左右。回热器的理论最大换热量随着热通道入口温度的上升而增大, 因此, 虽然换热量逐渐增加, 回热效率却没有明显的变化, 甚至稍有下降。随着热通道入口温度的变化, 回热效率一直维持在 96% 以上, 说明该设计方案的 MSTE 作为能量转换系统的回热器可实现热量的有效回收。

3.2 冷通道入口温度对回热器换热特性的影响

压缩机效率下降会导致回热器冷通道入口温度的升高, 为了探究其对回热器工作性能的影响, 图 8 展示了冷热流体的热工水力特性变化。从图 8(a) 可以看到, 由于冷热流体逆向流动, 随着冷通道入口温度的上升, 与冷通道入口处流体进行热量交换的热通道出口处流体温度变化较为敏感, 且涨幅比冷通道入口温度稍高。由于热通道入口温度保持不变, 热通道出口温度的上升意味着回热器换热量的减小。这主要是由于热通道入口温度的上升导致了冷热流体换热温差的减小, 从而使得传热恶化。冷通道出口温度呈小幅上升, 说明冷通道进出口温差的减小速率比热通道进出口温差的减小速率慢, 这主要是由于冷通道内流体的工作压力比热通道内流体的工作压力高, 冷流体单位温度变化所带来的焓值变化比热流体大, 因此相同的换热量变化会使得热流体出现更大的进出口温差。与图 6(b) 类似, 冷通道入口温度的上升也会使得冷热通道内流体的平均温度都上升, 从而流速加快, 进而导致沿程阻力损失的增加。由于冷流体单位温度变化所带来的焓值变化比热流体大, 图 8(b) 中冷热流体沿程阻力损失的增长幅度均比图 6(b) 中的大。

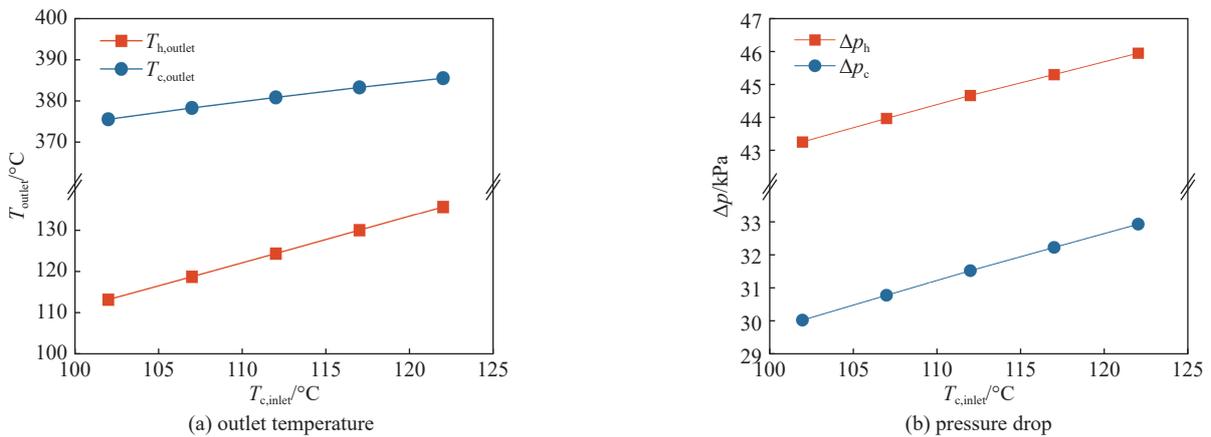


Fig. 8 Thermo-hydraulic characteristics under different cold inlet temperatures

图 8 不同冷通道入口温度下的热工水力特性

图 9 展示了 MSTE 结构回热器的换热量与回热效率随冷通道入口温度的变化。与图 7 相反, 图 9 中的换热量呈下降趋势。因为热通道入口温度的上升会增大换热温差, 从而强化换热, 而冷通道入口温度的上升会缩小换热温差, 从而削弱换热。此外, 由于冷流体单位温度变化所带来的焓值变化比热流体大, 图 9 中换热量的变化幅度也比图 7 大。回热器的理论最大换热量随着冷通道入口温度的升高而减小, 但减小的热量绝对值与实际换热量减小的热量绝对值相当, 由于理论换热量大于实际换热量, 因此减小相同的热量绝对值对于实际换热量而言缩减比例更高, 因此, 回热效率呈现出下降趋势。

综上, 对于回热器而言, 冷通道入口温度的变化会对回热过程造成更大的影响。

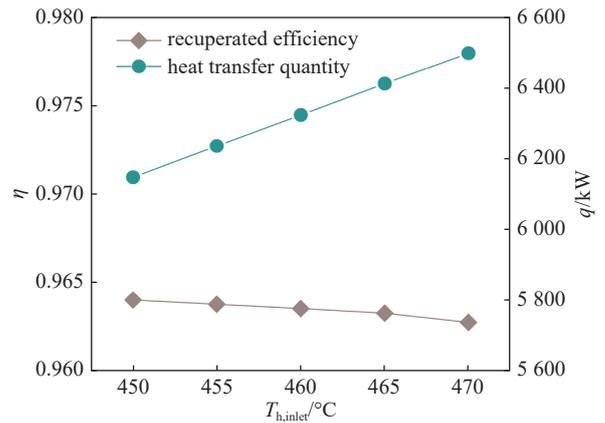


Fig. 7 Heat recovery performance under different hot inlet temperatures

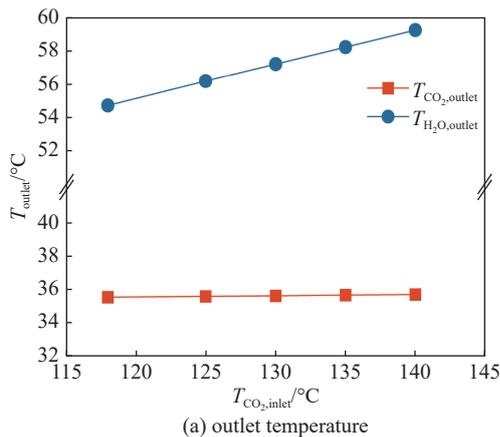
图 7 不同热通道入口温度下的回热性能

4 微管壳式冷却器换热特性分析

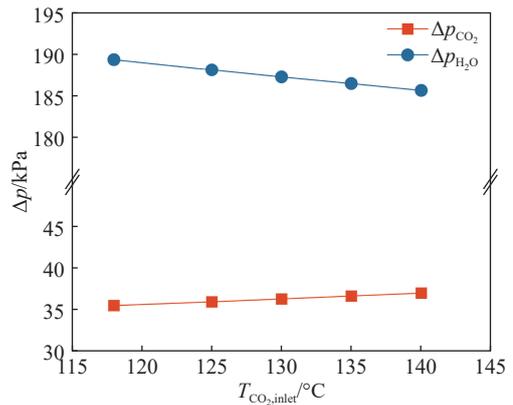
利用 CO_2 在临界点附近的高压缩性减少压缩机功耗是 S-CO_2 布雷顿循环实现高能量转换效率的关键,因此,须保证压缩机入口(即冷却器出口)的 S-CO_2 位于临界点附近,冷却器的换热性能对于整体循环十分重要。

4.1 S-CO_2 入口温度对冷却器换热特性的影响

当系统波动导致回热器的换热性能恶化,例如图 8 所展示的情况,回热器热通道出口温度的升高即意味着冷却器 S-CO_2 入口温度的升高,至于是否会对压缩机的工作性能造成影响,需结合冷却器的换热特性进行分析,结果如图 10 所示。从图 10(a)可以看到,当冷却器 S-CO_2 入口温度 $T_{\text{CO}_2,\text{inlet}}$ 升高 20°C 左右, S-CO_2 出口温度 $T_{\text{CO}_2,\text{outlet}}$ 都没有显著变化,即可保证压缩机的高效运行,说明该 MSTE 结构的冷却器具有足够的换热能力。结合图 8 来看,虽然回热器冷通道入口温度的升高会导致回热器热通道出口即冷却器 S-CO_2 入口温度的升高,但冷却器中依然可以将 S-CO_2 冷却至临界点附近,使循环恢复至设计工况。冷却器内 S-CO_2 的工作压力为 8 MPa 左右,随着温度的降低, S-CO_2 的比热逐渐增大,靠近临界点时比热甚至会急剧增大,因此 S-CO_2 入口温度的升高并没有造成冷却器内 S-CO_2 的平均温度明显升高,即仅靠近 S-CO_2 入口段的流速有明显加快,从而使得 S-CO_2 的沿程阻力损失 Δp_{CO_2} 没有明显增大,如图 10(b)所示。图 10(a)中冷却水出口温度 $T_{\text{H}_2\text{O},\text{outlet}}$ 的升高意味着换热量的增加与冷却水平均温度的升高,与 S-CO_2 相反,冷却水的沿程阻力损失 $\Delta p_{\text{H}_2\text{O}}$ 会随着温度的升高而降低。冷却器中的冷却水处于液态,温度升高不会对液态水密度有太大的影响,却会导致水的粘度降低,因此,沿程阻力损失逐渐减小。



(a) outlet temperature



(b) pressure drop

Fig. 10 Thermo-hydraulic characteristics under different CO_2 inlet temperatures图 10 不同 CO_2 入口温度下的热工水力特性

4.2 冷却水入口温度对冷却器换热特性的影响

冷却器作为将循环余热排放至外界环境的部件,除循环内部因素外,环境温度的变化也会对冷却器的工作特性造成影响。自然界中水温通常在 35°C 以内,图 11 中对比了冷却水入口温度从 20°C 升高至 35°C ,冷却器热工水力特性的变化。

总体来说,冷却水入口温度的升高对于冷却器换热特性的影响比 S-CO_2 入口温度的升高对冷却器换热特性的影响大。从图 11(a)可以看到,冷却水入口温度的升高会对 S-CO_2 出口温度造成影响,但只要冷却水入口温度不超过 30°C , S-CO_2 出口温度就不会高于表 1 中的设计值。即使冷却水入口温度达到 35°C , S-CO_2 也可以被冷却至 41°C 左右,依然可以保证循环维持着较高的能量转换效率。从图 11(a) S-CO_2 出口温度与冷却水出口温度的变化可知,冷却水入口温度的升高导致了冷却器换热量的减小,冷却水出口温度虽呈上升趋势,但上升幅度远小于冷却水入口温度。由于 S-CO_2 在冷却器整个流程中的温度波动较小,图 11(b)中 S-CO_2 的沿程阻力损失也仅呈现出小幅上

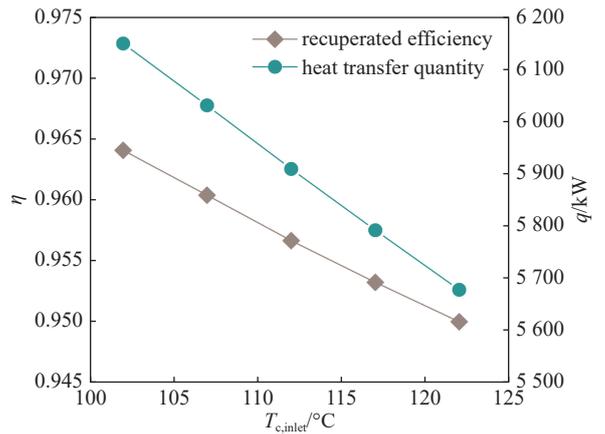


Fig. 9 Heat recovery performance under different hot inlet temperatures

图 9 不同冷通道入口温度下的回热性能

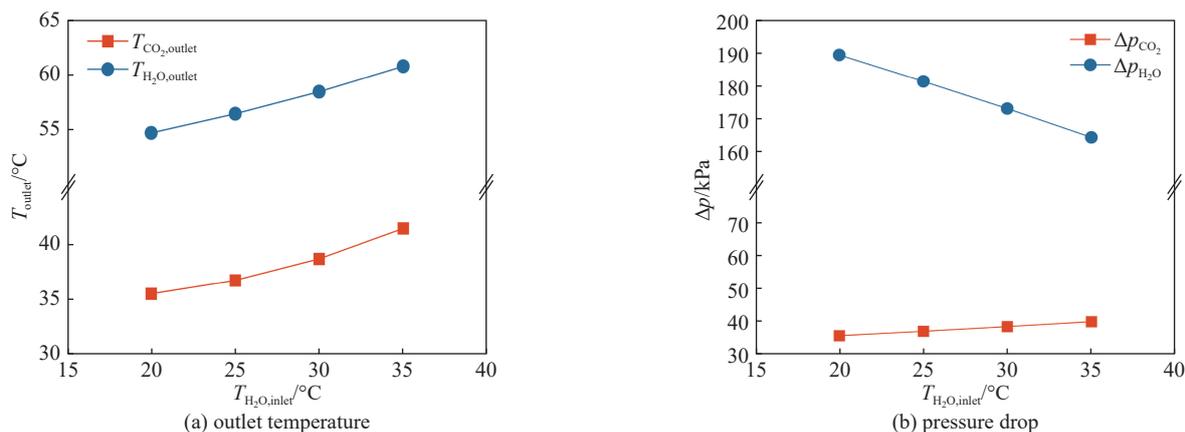


Fig. 11 Thermo-hydraulic characteristics under different cooling water inlet temperatures

图 11 不同冷却水入口温度下的热工水力特性

升。冷却水在冷却器整个流程中的温度均有升高,从而使得冷却水的沿程阻力损失呈现明显的下降趋势。

5 结 论

针对 S-CO₂ 能量转换循环,本文设计了微管壳式结构的回热器与冷却器,并对其换热性能进行了分析,得到以下结论:(1)与 PCHE 相比, MSTE 的流道横截面积占总横截面积之比更高,相同工况下,微管壳式结构的回热器相对 PCHE 结构的回热器而言,体积可减小 31% 左右,质量可减轻 36% 左右;微管壳式结构的冷却器相对 PCHE 结构的冷却器而言,体积可减小 34% 左右,质量可减轻 42% 左右;(2)本研究所设计的微管壳式回热器与冷却器对于循环自身的工况波动具有良好的适应性,当透平与压缩机出口的 S-CO₂ 出现 20 °C 以内的温升,均可通过回热器与冷却器的热量调节能力使能量转换循环恢复至设计工况,保证能量转换循环的平稳可靠运行;(3)外界冷却水温度的上升会对能量转换循环的工作性能造成影响,采用本研究所设计的管壳式冷却器,只要水温不超过 30 °C,均可将 S-CO₂ 冷却至设计值 38 °C,即使水温上升至 35 °C,仍可保证将压缩机入口 S-CO₂ 的温度控制在 41 °C 左右,维持能量转换循环的高效率运行。

由于 PCHE 芯体为整体结构,其承压能力优于 MSTE。针对高压应用场合, MSTE 内部管束与管板的连接需采用焊接,然而管壁厚通常不超过 2 mm,且管间距较小,增大了焊接难度,在一定程度上限制了 MSTE 的广泛应用。为实现 MSTE 的产业化,进一步提高能量转换系统的紧凑性与轻量化,还需进行以下研究:(1)进一步完善高温合金以及薄壁的焊接工艺;(2)探究 3D 打印技术在 MSTE 制造工艺中的应用。

参考文献:

- [1] Crespi F, Gavagnin G, Sánchez D, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review[J]. *Applied Energy*, 2017, 195: 152-183.
- [2] Liu Yaping, Wang Ying, Huang Diangui. Supercritical CO₂ Brayton cycle: a state-of-the-art review[J]. *Energy*, 2019, 189: 115900.
- [3] Neises T, Turchi C. A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications[J]. *Energy Procedia*, 2014, 49: 1187-1196.
- [4] Ahn Y, Bae S J, Kim M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development[J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2015, 47(6): 647-661.
- [5] McCormack D. The application of printed circuit heat exchanger technology in the pebble bed modular reactor demonstration plant[C]//ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air. 2001.
- [6] Chai Lei, Tassou S A. A review of printed circuit heat exchangers for helium and supercritical CO₂ Brayton cycles[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, 18: 100543.
- [7] Chu Wenxiao, Li Xionghui, Ma Ting, et al. Experimental investigation on SCO₂-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.
- [8] Pandey V, Kumar P, Dutta P. Thermo-hydraulic analysis of compact heat exchanger for a simple recuperated sCO₂ Brayton cycle[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 134: 110091.
- [9] Wu Pan, Ma Yunduo, Gao Chuntian, et al. A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2020, 368: 110767.
- [10] White M T, Bianchi G, Chai Lei, et al. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 185: 116447.

- [11] Kwon J S, Son S, Heo J Y, et al. Compact heat exchangers for supercritical CO₂ power cycle application[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 209: 112666.
- [12] Chordia L, Portnoff M A, Green E. High temperature heat exchanger design and fabrication for systems with large pressure differentials[R]. Pittsburgh: Thar Energy LLC, 2017.
- [13] Chordia L, Green E, Li Danyang, et al. Development of modular, low-cost, high-temperature recuperators for the sCO₂ power cycles[C]//2016 University Turbine Systems Research Project Review Meeting. 2016.
- [14] Deserrann D, Zagarol M, Crai D, et al. Performance testing of a high effectiveness recuperator for high capacity turbo-Brayton cryocoolers[C]//Proceedings of the 19th International Cryocooler Conference. 2016: 447-454.
- [15] Jiang Yuan, Liese E, Zitney S E, et al. Optimal design of microtube recuperators for an indirect supercritical carbon dioxide recompression closed Brayton cycle[J]. *Applied Energy*, 2018, 216: 634-648.
- [16] 徐哲, 张明辉, 段天应, 等. 超临界二氧化碳在印刷电路板式换热器内的流动换热特性研究[J]. *原子能科学技术*, 2021, 55(5): 849-855. (Xu Zhe, Zhang Minghui, Duan Tianying, et al. Flow and heat transfer characteristic study of supercritical CO₂ in printed circuit heat exchanger[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2021, 55(5): 849-855)
- [17] 张虎忠. 超临界 CO₂ 印刷电路板换热器性能研究[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2020. (Zhang Huzhong. Study on the thermal-hydraulic performance of printed circuit heat exchanger with supercritical carbon dioxide[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2020)
- [18] Dostal V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [19] Son S, Heo J Y, Lee J I. Prediction of inner pinch for supercritical CO₂ heat exchanger using artificial neural network and evaluation of its impact on cycle design[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 163: 66-73.
- [20] Cui Xinying, Xiang Mengru, Guo Jiangfeng, et al. Analysis of coupled heat transfer of supercritical CO₂ from the viewpoint of distribution coordination[J]. *The Journal of Supercritical Fluids*, 2019, 152: 104560.