



·研究堆应用技术专题·

固定换热面积的回热器优化设计研究*

高 娇, 王少华, 黄洪文

(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: 为探究印刷电路板换热器(PCHE)Z型通道中超临界CO₂的换热特性,在换热面积固定的前提下指导回热器优化设计,采用数值模拟方法对CO₂-CO₂耦合换热的局部和整体特性进行了分析,通过CFD计算得到典型PCHE结构和典型工况下回热器的换热特性,与实验结果进行对比,验证计算模型。并利用此模型计算具有相同换热面积、不同通道结构的回热器的局部和整体换热性能,厘清结构参数对换热性能的影响规律。研究表明,计算结果与实验结果吻合,当通道夹角从110°增加至115°时换热系数出现最大幅度的下降,根据不同的设计需求,最佳的夹角范围为110°~120°。

关键词: 超临界CO₂; 换热特性; 印刷电路板换热器(PCHE); 回热器; 换热面积

中图分类号: TL33

文献标志码: A

doi: 10.11884/HPLPB202234.210521

Investigation into optimum design of recuperator at a confirmed heat transfer area

Gao Jiao, Wang Shaohua, Huang Hongwen

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

Abstract: This study aims to investigate the heat transfer characteristics of supercritical CO₂ when flowing through the printed circuit heat exchanger with Z type channel, and further guide the optimum design of recuperator at confirmed heat transfer area. Numerical simulation is used to analyze the local and overall heat transfer characteristics between CO₂ at two pressures. The heat transfer characteristics of a recuperator with typical structure are calculated at a typical working condition, and compared to the experimental results to check the computation model. Then, the heat transfer characteristics of the recuperator with the same heat transfer area but different channel structure are calculated. The effect law of the structure on heat transfer is explored. The study shows that the calculation results have good agreement with the experimental results. The heat transfer coefficient decreases the most when the channel included angle increases from 110° to 115° and the advised range is 110°—120° for different design requirements.

Key words: super critical CO₂, heat transfer characteristics, printed circuit heat exchanger, recuperator, heat transfer area

由于效率潜力高、系统结构紧凑等优点,近年来超临界CO₂布雷顿循环受到国内外的广泛关注^[1-2]。针对其在太阳能、核能、余热回收、化石燃料等不同场景的应用,学者们也展开了相应的论证^[3-4]。作为循环中体积最大、数量最多的部件,换热器的性能对循环效率影响显著,换热器的优化设计对系统的总体尺寸控制至关重要。

印刷电路板换热器(PCHE)是超临界CO₂布雷顿循环中常用的换热器,可以满足高温高压的运行条件^[5]。为方便设计计算,许多学者通过实验或仿真研究了CO₂在PCHE中的流动换热特性,并拟合出相应的经验关系式。对于Z型通道的PCHE, Nikitin等^[6]在2006年基于实验数据和数值计算结果,分别给出了热通道 $2800 < Re < 5800$ 和冷通道 $6200 < Re < 12100$ 在跨临界范围内的换热关系式。2009至2011年, Kim等^[7-8]测试了亚临界状态下He-He和He-H₂O工质对在PCHE中的流动换热特性,分析总结出 $Re < 2500$ 范围内的经验关系式。Kim等^[9]在2016年通过数值方法,计算了跨临界状态下不同夹角的Z型通道内CO₂的流动换热特性,并总结出了 $2000 < Re < 58000$ 范围内的经验关系式。同年, Chen等^[10]利用亚临界状态He测试并总结出特定结构PCHE的换热经验关系式。由于

* 收稿日期:2021-11-25; 修订日期:2022-04-02

基金项目:中国工程物理研究院创新发展基金培育项目(PY20210013)

联系方式:高 娇, J.Gao@caep.cn。

CO₂ 物性不同于常规流体,且在临界点附近变化剧烈,现有的经验关系式所适用的范围有限,仅可保证特定几何结构和特定工况下的准确性。设计过程中,采用不同的经验关系式计算所得的结果往往存在较大差异。且根据经验关系式作设计计算所得的为换热面积,需要进一步细化和优化结构参数。然而,现有研究在比较不同几何结构对换热性能的影响时,重在讨论通道尺寸、通道形式等,大多忽略了几何结构的变化导致换热面积不同这一要素^[11-12]。而对于换热器而言,换热面积往往是决定换热性能最重要的因素。

因此,本文重点分析了当换热面积固定时,回热器的不同几何结构对流动换热特性的影响,明确影响换热性能的关键因素,为回热器的优化设计提供理论依据。

1 模型建立

表 1 所示为中国科学院工程热物理研究所某回热器测试件的结构参数,该回热器采用 Z 字型通道,通道横截面为半圆形,直径 1.5 mm,在板厚为 2 mm 的 SS 316L 钢板上进行化学蚀刻形成。回热器冷热通道结构相同,冷热板片交替堆放^[13]。

表 1 回热器测试件结构参数

Table 1 Geometry information of the test recuperator

	channel diameter/mm	channel included angle/(°)	pitch size/mm	plate No.	channel No. at each plate	pitch No.
hot side	1.5	115	9	30	27	60
cold side	1.5	115	9	31	27	

1.1 计算单元模型

由于通道数量较多,且排列方式具有明显的周期性,为减少计算量,对回热器的结构进行简化,计算由一个热流道和一个冷流道构成的单元,并在四周设置周期性边界条件。回热器单元的结构如图 1 所示。

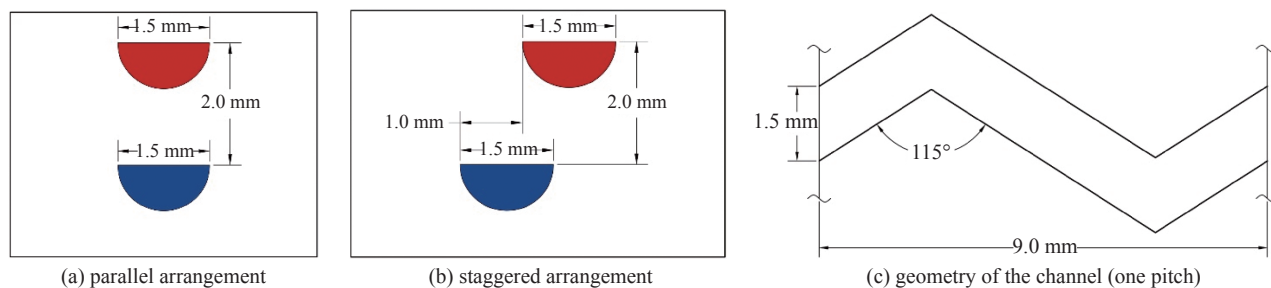


Fig. 1 Geometry model of the recuperator unit

图 1 回热器单元结构

图 1 展示了冷热通道的两种不同排布方式,即顺排和叉排,考虑到高温高压下不锈钢板的力学性能,一般采用叉排方式。但由于文献 [13] 中未提及这一点,在模型验证时对这两种排布方式的换热特性都进行了计算。沿长度方向冷热通道的结构如图 1(c) 所示,为便于与实验结果进行比较,计算过程中不减少节距数,即回热器单元总长为 540 mm。

1.2 网格划分

采用 CATIA 建立回热器单元的固体域模型,将其导入 ANSYS Workbench 中的 Geometry 模块,再利用“填充”指令构建回热器单元的流体域模型。

为保证流体域的网格质量,采用 MultiZone 方法进行流体域网格的划分,固体域采用非结构化网格。固体与流体的交界面采用控制第一层网格厚度的方式划分边界层网格,在进行网格无关性验证的过程中分别将第一层网格厚度设定为 0.01 mm 和 0.015 mm,边界层层数设置了 8 层和 5 层两种不同规格,对应的生长率设定为 1.12 和 1.2。以边界层第一层厚度为 0.01 mm 为例,回热器单元横截面以及流体域的网格如图 2 所示。

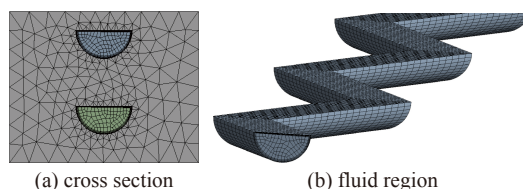


Fig. 2 Mesh of the recuperator unit

图 2 回热器单元网格划分

综合考虑计算机资源和计算时间等因素,比较了网格数

量为 2 320 018, 5 522 582, 8 762 918 和 10 653 951 时回热器单元的换热特性。对应的热流体区域网格数量分别为 420 480, 741 840, 1 630 223 和 1 951 200; 冷流体区域的网格数量分别为 408 960, 741 840, 1 636 705 和 1 832 400; 固体域网格数量分别为 1 490 578, 4 038 902, 5 495 990 和 6 870 351, 所得计算结果如图 3 所示, 冷热通道的温度与压力参数设置参照表 2 中 case1 进行。可以看出, 随着网格数量的变化, 冷热通道中 CO₂ 的温度变化曲线非常接近, 以网格数量为 5 522 582 的算例作为参考, 计算所得换热量偏差不超过±1%。为减少计算量, 在进行后期其他结构的网格划分时, 采用与网格数量为 5 522 582 算例类似的设置。

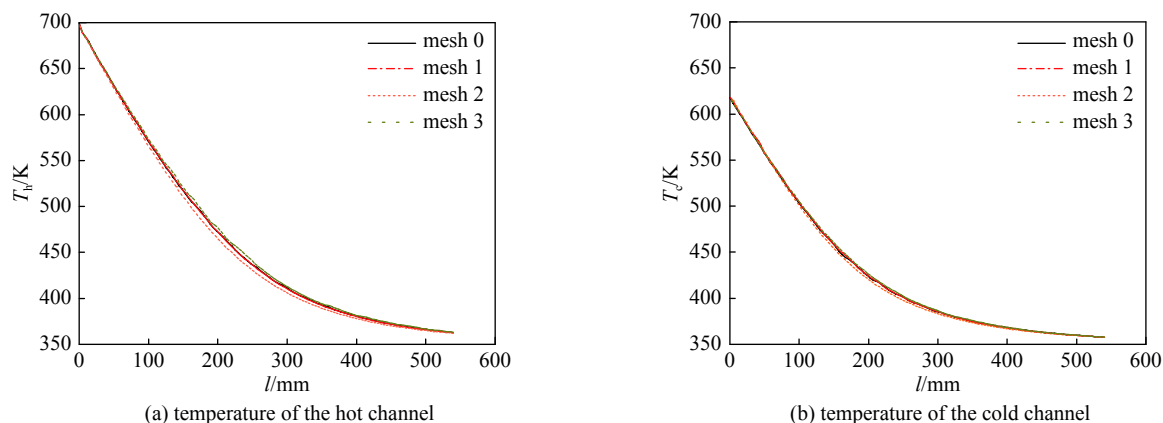


Fig. 3 Mesh independence test

图 3 网格无关性验证

表 2 换热性能计算结果与实验结果对比

Table 2 Comparison of the heat transfer performance between simulation and tests

condition		$T_{h,i}/K$	$T_{h,o}/K$	p_h/MPa	$T_{c,i}/K$	$T_{c,o}/K$	p_c/MPa	$\eta/\%$
case1	test	699.45	369.15	8.4	357.75	610.85	19.3	95.2
	parallel	699.45	362.78	8.4	357.75	617.48	19.3	97.2
	stagered	699.45	362.75	8.4	357.75	617.68	19.3	97.3
case2	test	705.15	363.25	7.6	355.45	601.85	20.6	94.2
	simulation	705.15	360.43	7.6	355.45	619.95	20.6	98.2

1.3 边界条件

本研究采用 ANSYS Fluent 进行数值模拟, 前期研究中使用较多的湍流模型为 SST $k-\omega$ 模型和标准 $k-\varepsilon$ 模型^[14-15]。由于 SST $k-\omega$ 模型是混合模型, 在近壁面保留了原始的 $k-\omega$ 模型, 在远离壁面区域应用了 $k-\varepsilon$ 模型, 因此超临界 CO₂ 在微通道中的流动换热计算广泛采用 SST $k-\omega$ 模型。为了得到更精确的计算结果, 本文采用两种模型进行了计算, 采用标准 $k-\varepsilon$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型计算所得的换热量相对实验结果的误差分别为 3% 和 1% 左右, 因此后续其他结构的计算均采用 SST $k-\omega$ 模型。对于本文涉及的工况, 具体以参考文献 [13] 中的结构为例。

固体域 SS 316L 的物性参数直接从 Fluent 中的 GRANTA MDS 物性库中选取, 冷热流体域超临界 CO₂ 的物性参数从 NIST-REFPROP 数据库获取, 拟合成温度的函数导入 Fluent 中。

根据参考文献 [13] 中所给的进出口条件, 将冷热流体入口设置为质量流量入口, 冷热流体出口均设置为压力出口, 具体参数设置如表 2 中 case1 所示。

由于所选取的计算单元只是回热器中冷热流体通道阵列的一部分, 如图 2 所示, 回热器单元的四周设置为周期性边界条件。长度方向没有做简化处理, 接近真实的回热器结构, 为简化计算, 将流体进出口侧的固体壁面设置为绝热壁面。

2 模型验证

对于超临界 CO₂ 布雷顿循环中的回热器而言, 换热效率是衡量其换热性能的一个重要指标。由于换热过程中超临界 CO₂ 的比热容变化较大, 常规换热器的换热效率定义式不再适用, 采用基于焓值的计算方法, 综合夹点问题的考虑, 回热器的换热效率 η 定义如下^[16]

$$\eta = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{ideal}}} \quad (1)$$

$$Q_{\text{ideal}} = \min(Q_1, Q_2, Q_3) \quad (2)$$

$$Q_1 = m_h \{H(T_{h,i}, p_h) - H(T_{c,i}, p_h)\} \quad (3)$$

$$Q_2 = m_c \{H(T_{h,i}, p_c) - H(T_{c,i}, p_c)\} \quad (4)$$

$$Q_3 = m_h \{H(T_{h,i}, p_h) - H(T_m, p_h)\} + m_c \{H(T_m, p_c) - H(T_{c,i}, p_c)\} \quad (5)$$

式中: η 表示换热效率; 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(K), i 表示入口; H 表示焓值($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); T_m 代表夹点温度, 可通过计算冷热流体在夹点处的温度平均值而得(K)^[17]。

为保证超临界 CO_2 布雷顿循环的效率, 需精确控制压缩机入口的工质参数, 换热器便是循环中达到此目的的重要环节, 因此回热器的进出口参数也是重要指标。表 2 中对比了两种不同工况下计算和实验所得的回热器进出口温差及换热效率, 因文献 [13] 中未明确通道阵列的排布方式, 故将顺排和叉排两种排布方式的计算结果均与 case1 的实验结果进行了对比。

从表 2 可以看到, 计算所得的冷热通道进出口温差与实验结果接近。case1 顺排和叉排两种排布方式与实验结果的偏差不超过 $\pm 3\%$, case2 热通道偏差约 1%, 冷通道偏差约 7%。从表 1 的板片数可以看到, 靠近壳体为冷流道, 存在更多的热量损失, 也造成了冷流道计算结果与实验结果更大的偏差。两个算例换热效率与实验结果同样非常接近, case1 顺排和叉排的计算值与实验测试值的偏差为 2% 左右, case2 的计算值与测试值偏差为 4% 左右。因此, 可以应用该模型进行分析计算。此外, 为了减小金属材料的热应力, PCHE 的通道排布方式通常选择叉排, 但从计算结果可以看出, 两种排布方式的换热性能差异非常小。为了减少网格数量, 节省计算时间, 后续其他结构的计算按照顺排的方式进行。

3 结果与分析

减小 Z 型通道夹角和增加通道长度均可达到强化换热的目的, 此两种方式也都会增加换热面积。减小 Z 型通道夹角会增加局部阻力, 从而导致压降增大。增加通道长度相当于增加沿程阻力, 同样也会导致压降增大, 且增加通道长度会增大回热器的尺寸和重量, 此外, 由于 PCHE 价格高昂, 还会导致成本的上升。因此, 回热器的优化设计需要综合对比分析以上各要素。

为了明确回热器的优化设计方法, 以下对比了当换热面积不变, Z 型通道夹角分别为 105° , 110° , 115° , 120° 和 125° 时的流动换热性能。

3.1 换热性能分析

相比实验测试, CFD 计算的优势在于可以明确回热器内部的流场与温度场。为了直观地比较不同夹角下的换热性能, 图 4 中首先对比了通道截面的平均温度沿长度方向的变化。

从图 4 中可以看到, 随着通道夹角的增加, 冷热通道流体的温度变化速率均逐渐减缓, 当通道夹角大于

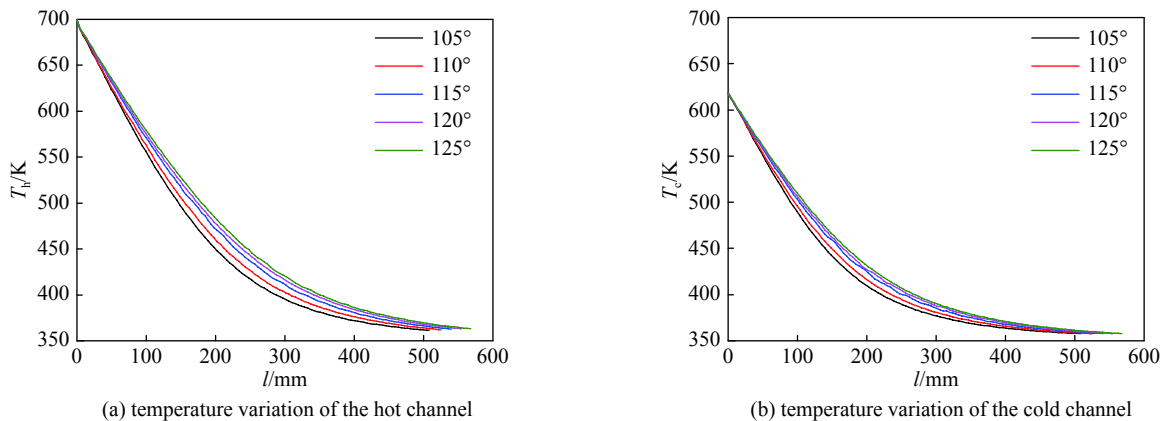


Fig. 4 Temperature variation trend of CO_2 in recuperator

图 4 回热器中 CO_2 温度变化趋势

115°后夹角的进一步增大带来的流体温度变化幅度减小。由此说明减小通道夹角可有效强化换热,但并非随着夹角的减小线性提高,Z型通道夹角的选择存在最佳范围。此外,回热器热端冷热通道内CO₂的温度变化速率均明显高于冷端,这主要是由于热端的换热温差更大。其中,通道夹角为105°时热端冷热通道内CO₂的温度变化最快,在冷端端头附近100 mm冷热通道内CO₂的温度变化不足热端端头附近100 mm温度变化的1/10,据此可以初步判定回热器冷端的换热量低于热端。同时,这也意味着不锈钢板两头存在较大的温差,从而导致力学性能的差异。

从冷热通道CO₂的进出口温度来看,5种结构的差异并不明显,说明整体换热性能比较接近。换热系数是衡量换热器结构设计优劣的重要指标,是与换热面积和换热温差无关的量。为了进一步说明通道夹角的变化所带来的换热性能变化,图5中对比了五种结构回热器的总体换热系数。

随着通道夹角的增加,总换热量其实并没有太大的变化,图4中冷热通道CO₂的进出口温度相近也可以佐证这一点。但整体换热系数却存在比较明显的差异,这主要是由于冷热通道内CO₂的平均换热温差造成。通道夹角为105°时,冷热通道CO₂在回热器冷端较长的距离内保持着小温差,从而导致平均温差较小,因此其整体换热系数最高。从图4中可以看到,不同通道夹角的回热器之间热通道内CO₂温度差异较冷通道大,因此冷热通道CO₂的换热温差会随着通道夹角的增大而增大,从而使得整体换热系数呈下降趋势。与图4中CO₂温度的变化趋势类似,当通道夹角从110°增加至115°时换热系数的变化幅度最大,通道夹角为115°~125°时冷通道CO₂的温度接近,其换热系数也无明显差别。

由于超临界CO₂比热容的大幅变化,虽然回热器冷端端头冷热通道CO₂的换热温差已小于6 K,热端端头冷热通道CO₂却仍然存在较大的温差。为了说明热端端头的温差并不意味着大量的热能未被成功回收,图6中对比了五种结构回热器的换热效率。可以看到,虽然不同的通道夹角造成了回热器换热系数的差异,该工况下五种结构的回热器回热效率却无明显差距,均在97%以上。由此说明该换热面积已使得该工况下的冷热通道CO₂接近换热极限,实现了热能的有效回收。结合图4可以推断,若同时减少换热面积,则不同的结构会有不同的换热效率。

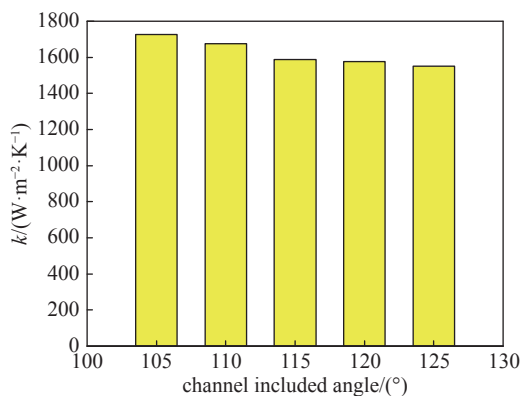


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficient

图5 换热系数对比

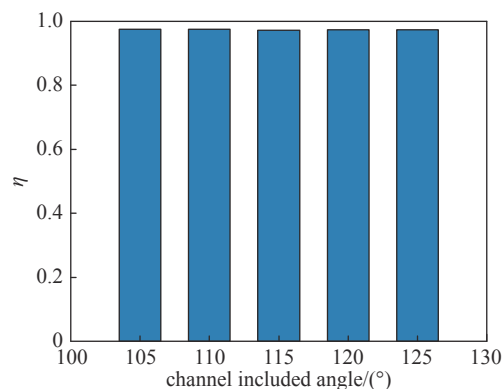


Fig. 6 Comparison of heat transfer efficiency

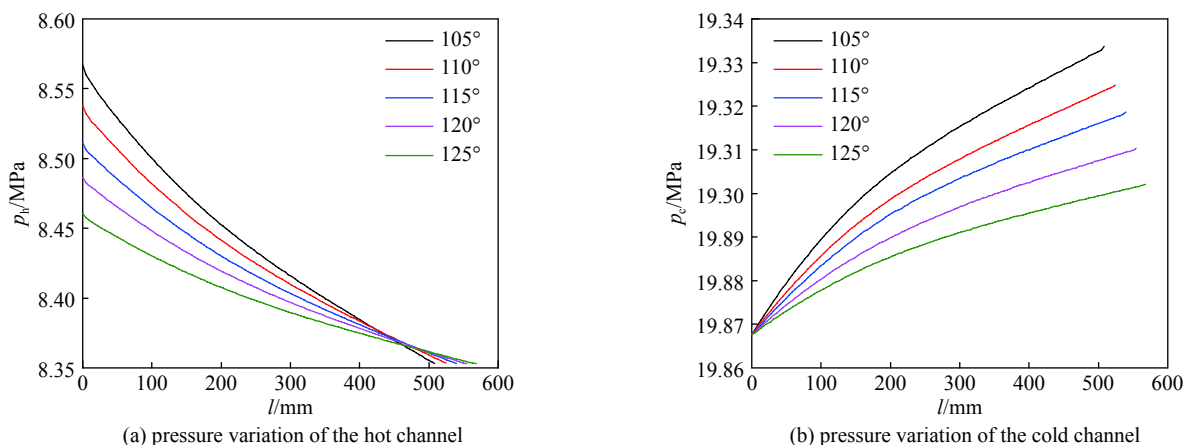
图6 换热效率对比

3.2 流动性能分析

由于采用微通道,整个布雷顿循环的阻力损失主要来自换热器,因此,压降也是回热器设计需要重点考虑的因素。图7中分别对比了冷热通道中的压力变化。

从图7(a)中可以看到,热通道内CO₂的压力降低速率逐渐减缓,这主要是由于密度和粘性的变化。随着温度的降低,密度逐渐变大,从而流速降低,因此流动阻力损失减少。此外,该温度区间内粘性系数随着温度的降低而降低,同样也会使得阻力损失减少。图7(b)中也可以观察到类似的现象。相对温度而言,冷热通道CO₂在长度方向的压力变化更接近线性,因为当温度从400 K降至350 K,CO₂的比热容急剧升高,再加上换热温差的减小,从而导致图4中低于400 K段的温度变化速率缓慢。

为了明确减小Z型通道夹角对流动阻力的影响,图8中对比了5种设计方案的冷热通道进出口压降。可以看到,冷热通道内的压降随着通道夹角的增大的确逐渐减小,但变化速率不同。由于热通道内压力相对较低,CO₂的密度也较冷通道内低,因此热通道内CO₂的流速更快,流动阻力损失更大,对通道夹角的变化也更敏感。冷通道内的

Fig. 7 Temperature variation trend of CO₂ in recuperator图7 回热器中CO₂压力变化趋势

压降变化线性度相比较热通道低,以实验测试件即115°夹角为参考基准,105°和110°夹角减少回热器长度所需付出的压降代价分别为640 Pa/mm和509 Pa/mm,120°和125°夹角增加回热器长度所带来的压降收益分别为669 Pa/mm和623 Pa/mm。结合换热性能考虑,将通道夹角减小至110°可明显提高换热系数。由于PCHE造价高昂,减小通道夹角还可同时降低回热器成本,但将通道夹角进一步减小至105°则会导致压降的大幅上升。将通道夹角增大至120°可明显降低压降,且对换热性能不造成显著影响,但继续增大通道夹角来降低压降则会导致成本的快速上升。因此,Z型通道的夹角宜在110°~120°之间选取,根据应用场景对压降和成本的控制要求选择合适的结构。

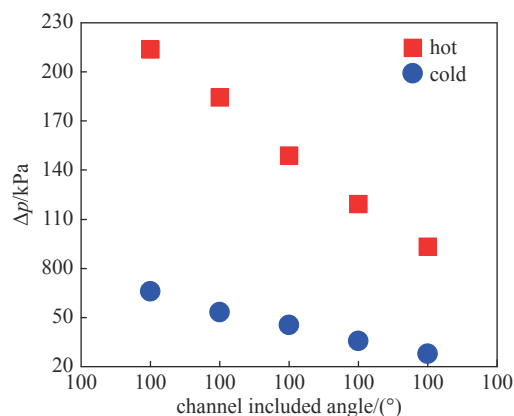


Fig. 8 Comparison of pressure drop

图8 压降对比

4 结论

本研究采用CFD计算,分析对比了相同换热面积、不同通道结构的回热器的换热性能,得到如下结论:

- (1)通道内CO₂的温度沿着流动方向呈现出非常明显的非线性变化,回热器热端的温度变化速率明显高于冷端。
- (2)由于换热面积相同,不同通道结构的回热器换热效率并无明显差异,但换热系数不同。当通道夹角从110°增加至115°时换热系数出现明显下降,超过115°后几乎没有变化。

(3)综合换热性能、压降与成本三方面考虑,Z型通道回热器的通道夹角最佳范围为110°~120°。对于换热量大的场合,为提高换热性能和降低成本可选择110°夹角,对于需严格控制压降的场合,可选择120°夹角。

本研究可用于相近结构和尺寸的回热器设计参考,对于通道尺寸相差较大的回热器或者冷却器的参考性有待进一步验证。

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 Dianguai. Supercritical CO₂ Brayton cycle: a state-of-the-art review [J]. *Energy*, 2019, 189: 115900.
- [3] 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.
- [4] Zhao Yongming, Zhao Lifeng, Wang Bo, et al. Thermodynamic analysis of a novel dual expansion coal-fueled direct-fired supercritical carbon dioxide power cycle [J]. *Applied Energy*, 2018, 217: 480-495.
- [5] White M T, Bianchi G, Chai L, et al. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power generation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 185: 116447.
- [6] Nikitin K, Kato Y, Ngo L. Printed circuit heat exchanger thermal-hydraulic performance in supercritical CO₂ experimental loop [J]. *International Journal of*

- [Refrigeration](#), 2006, 29(5): 807-814.
- [7] Kim I H, No H C, Lee J I, et al. Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations[J]. [Nuclear Engineering and Design](#), 2009, 239(11): 2399-2408.
- [8] Kim I H, No H C. Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium-water test loop and numerical simulations[J]. [Applied Thermal Engineering](#), 2011, 31(17/18): 4064-4073.
- [9] Kim S G, Lee Y, Ahn Y, et al. CFD aided approach to design printed circuit heat exchangers for supercritical CO₂ Brayton cycle application[J]. [Annals of Nuclear Energy](#), 2016, 92: 175-185.
- [10] Chen Minghui, Sun Xiaodong, Christensen R N, et al. Pressure drop and heat transfer characteristics of a high-temperature printed circuit heat exchanger[J]. [Applied Thermal Engineering](#), 2016, 108: 1409-1417.
- [11] Yoon S H, No H C, Kang G B. Assessment of straight, zigzag, S-shape, and airfoil PCHEs for intermediate heat exchangers of HTGRs and SFRs[J]. [Nuclear Engineering and Design](#), 2014, 270: 334-343.
- [12] 高毅超, 夏文凯, 龙颖, 等. 管径和转折角对Z型PCHE换热及压降影响的研究[J]. [热能动力工程](#), 2019, 34(2): 94-100. (Gao Yichao, Xia Wenkai, Long Ying, et al. Study on the effects of channel width and fin angle on heat transfer and pressure drop of zigzag PCHE[J]. [Journal of Engineering for Thermal Energy and Power](#), 2019, 34(2): 94-100)
- [13] 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)
- [14] Xiang Mengru, Guo Jingfeng, Huai Xiulan, et al. Thermal analysis of supercritical pressure CO₂ in horizontal tubes under cooling condition[J]. [The Journal of Supercritical Fluids](#), 2017, 130: 389-398.
- [15] Ma Ting, Li Lei, Xu Xiangyang, et al. Study on local thermal-hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature[J]. [Energy Conversion and Management](#), 2015, 104: 55-66.
- [16] 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.
- [17] 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.