

基于 TPMS 的空气-燃油换热器流动和传热特性研究

杨晓军¹, 张雪丽¹, 李国良²

(1. 中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300; 2. 中航西飞民用飞机有限责任公司, 陕西 西安 710089)

摘 要: 为了满足航空发动机换热器高换热特性、低阻力变化的设计要求, 开展三重周期极小曲面 (TPMS) 换热器结构在航空发动机工作条件下的探索。本文选取了 Gyroid, I-WP, Diamond, Primitive 和 Fischer-Koch S 5 种具有较大潜力的 TPMS 换热器结构展开研究, 采用数值仿真的方法, 研究在航空发动机工作条件下, 5 种 TPMS 换热器的流动换热特性, 分析质量流量变化对传热系数和压降的影响, 总结出空气侧和燃油侧的摩擦系数和努塞尔数与雷诺数的关联式, 并与螺旋套管 (TTHC) 换热器进行对比分析。结果表明: 在传热性能方面, TPMS 换热器传热系数沿结构横向呈周期性变化; 在冷侧, TPMS 换热器的努塞尔数由高到低排列顺序为 Primitive, I-WP, Gyroid, Diamond, Fischer-Koch S; 在阻力性能方面, I-WP 换热器摩擦系数最低, 压降损失最小。与 TTHC 换热器相比, 5 种 TPMS 换热器流动情况更加复杂, 努塞尔数和摩擦系数均得到提高, I-WP 换热器摩擦系数提升得最低, 提升值为 0.705; Primitive 换热器努塞尔数提升得最高, 提升值为 833.66。

关 键 词: TTHC; TPMS; 努塞尔数; 摩擦系数; 换热器

中图分类号: TK124

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.05.014

[引用本文格式] 杨晓军, 张雪丽, 李国良. 基于 TPMS 的空气-燃油换热器流动和传热特性研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(5): 123-133. YANG Xiaojun, ZHANG Xueli, LI Guoliang. Study on flow and heat transfer characteristics of air-fuel heat exchanger based on TPMS[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(5): 123-133.

Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Air-fuel Heat Exchanger based on TPMS

YANG Xiaojun¹, ZHANG Xueli¹, LI Guoliang²

(1. College of Aeronautical Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin, China, Post Code: 300300;

2. AVIC XAC Commercial Aircraft Co., Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710089)

Abstract: In order to meet the design requirements of aero-engine heat exchanger with high heat transfer characteristics and low drag variations, the exploration of triple periodic minimal surface (TPMS) heat exchanger structure under aero-engine operating conditions was carried out. In this paper, five TPMS heat exchanger structures with high potential were selected for study, namely, Gyroid, I-WP, Diamond, Primitive and Fischer-Koch S. Numerical simulation was used to study the flow and heat transfer characteristics of the five TPMS heat exchangers under the operating conditions of the aero-engine, analyse the effects of mass flow change on the heat transfer coefficient and the pressure drop, summarise the friction coefficients of the air side and the fuel side and the correlations between Nusselt and Reynolds numbers, and make a comparative analysis with that of the tube-in-tube helical coil (TTHC) heat exchanger. The results show that the heat transfer coefficient of the TPMS heat exchanger varies periodically along the structure lateral distance; and the Nusselt number of the TPMS heat exchanger is ranked in the order Primitive > I-WP > Gyroid > Diamond > Fischer-Koch S on the cold side; the I-WP heat exchanger exhib-

收稿日期: 2023-08-25; 修订日期: 2023-10-09

基金项目: 中国民航大学中央高校基本科研业务费用(3122019187)

Fund-supported Project: Fundamental Research Funds for the Central Universities, Civil Aviation University of China (3122019187)

作者简介: 杨晓军(1980-), 男, 中国民航大学教授。

ites the lowest friction coefficient and pressure drop loss in terms of resistance performance. Compared with TTHC heat exchanger, the five TPMS heat exchangers have more complex flow conditions and improve Nusselt numbers and friction coefficients, in which the I-WP heat exchanger has the lowest friction coefficient enhancement of 0.705; the Primitive heat exchanger has the highest Nusselt number enhancement of 833.66.

Key words: TTHC, TPMS, Nusselt number, friction coefficients, heat exchanger

引 言

为了实现发动机更高的燃油效率,满足推力和动力需求,必须提高换热器的性能。现有文献[1-2]更多是针对波纹管,螺旋管等换热器开展提高换热性能方法的研究。文献[3]指出,研究三重周期极小曲面(TPMS)在空油换热器上的应用,也是提高换热器性能的有效途径。

目前,国内外专家学者对多种 TPMS 进行了研究。Iyer 等人^[4]采用数值仿真方法计算了 7 种 TPMS 和周期节点曲面(Periodic Nodal Surfaces PNS)结构的换热及流动特性。Li 等人^[5]采用数值仿真方法,对 Gyroid 和 Diamond 换热器与印刷电路板换热器进行对比。Li 等人^[6]在文献[5]的基础上,更换介质为水,进行 Gyroid 和 Diamond 换热器与印刷电路板换热器的对比。Peng 等人^[7]通过数值仿真分析了 Gyroid 换热器,并与传统换热器结构进行了对比。Wadsoe 等人^[8]通过实验和仿真的方法研究了 Diamond 和 Gyroid 换热器,评估了换热器的性能。Reynolds^[9]通过数值仿真的方法对比研究了 Diamond, Gyroid 和 Primitive 换热器。Kim 等人^[10]采用实验的方法研究了介质为水时 Diamond, Gyroid 和 Primitive 换热器的传热性能数据。Dixit 等人^[11]对 Gyroid 结构制造的紧凑型换热器进行实验研究,并与热力学等效逆流换热器性能进行对比。Dharmalingam 等人^[12]采用数值仿真的方法对比了 Diamond 和 Fischer Koch S 换热器的热工水力性能。Femmer 等人^[13]采用实验与数值仿真的方法对 I-WP, Diamond, Gyroid 和 Primitive 换热器进行了结构性能的评估。Alteneiji 等人^[14]采用数值仿真的方法分别研究了 Gyroid 和 Primitive 换热器冷端和热端介质均为水时的压降和传热性能。

综上所述,很多学者都证明 TPMS 在换热器设计上的独特优势。伴随着金属增材制造技术的发展,关于 TPMS 在换热器上的应用研究越来越有必要,但大多研究介质采用水或空气,缺少关于 TPMS 在航空发

动机工作条件下的空气-燃油换热器的研究。本文对 Gyroid, I-WP, Diamond, Primitive 和 Fischer-koch S 5 种 TPMS 换热器的流动换热特性进行研究,并与螺旋套管换热器性能进行对比分析。

1 模型建立与边界条件

1.1 控制方程

TPMS 是生物适应大自然环境变化而产生的复杂结构设计方案。本文采用 5 种 TPMS 的结构,控制方程分别如下:

Gyroid:

$$K = \sin\left(\frac{2\pi}{L}x\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}y\right) + \sin\left(\frac{2\pi}{L}y\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) + \sin\left(\frac{2\pi}{L}z\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right) \quad (1)$$

I-WP:

$$K = 2\cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}y\right) + 2\cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) + 2\cos\left(\frac{2\pi}{L}y\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) - \cos\left(\frac{4\pi}{L}x\right) - \cos\left(\frac{4\pi}{L}y\right) - \cos\left(\frac{4\pi}{L}z\right) \quad (2)$$

Diamond:

$$K = \cos\left(\frac{2\pi}{L}x - \frac{2\pi}{L}y\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) - \sin\left(\frac{2\pi}{L}x - \frac{2\pi}{L}y\right)\sin\left(\frac{2\pi}{L}z\right) \quad (3)$$

Primitive:

$$K = \cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right) + \cos\left(\frac{2\pi}{L}y\right) + \cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) \quad (4)$$

Fischer-koch S:

$$K = \cos\left(\frac{4\pi}{L}x\right)\sin\left(\frac{2\pi}{L}y\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}z\right) + \cos\left(\frac{4\pi}{L}y\right)\sin\left(\frac{2\pi}{L}z\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right) + \cos\left(\frac{4\pi}{L}z\right)\sin\left(\frac{2\pi}{L}x\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L}y\right) \quad (5)$$

式中: K —偏移参数,控制 TPMS 结构接触面两侧偏移量; L —周期长度,mm。

1.2 仿真模型

采用 MSLattice 软件^[15]进行建模,TPMS 换热器

详细结构如图 1 所示。对于不同的 TPMS 换热器,为保证晶格结构的完整性,TPMS 换热器的结构尺寸为 $7\text{ mm} \times 7\text{ mm} \times 28\text{ mm}$,相对密度为 30%。此外,图 2 为本文数值计算的仿真模型,采用的参考 TTHC 换热器结构^[14],环向长度为 30 mm,节距和螺旋直径的尺寸如图 2 所示。图中 0 代表中心点。

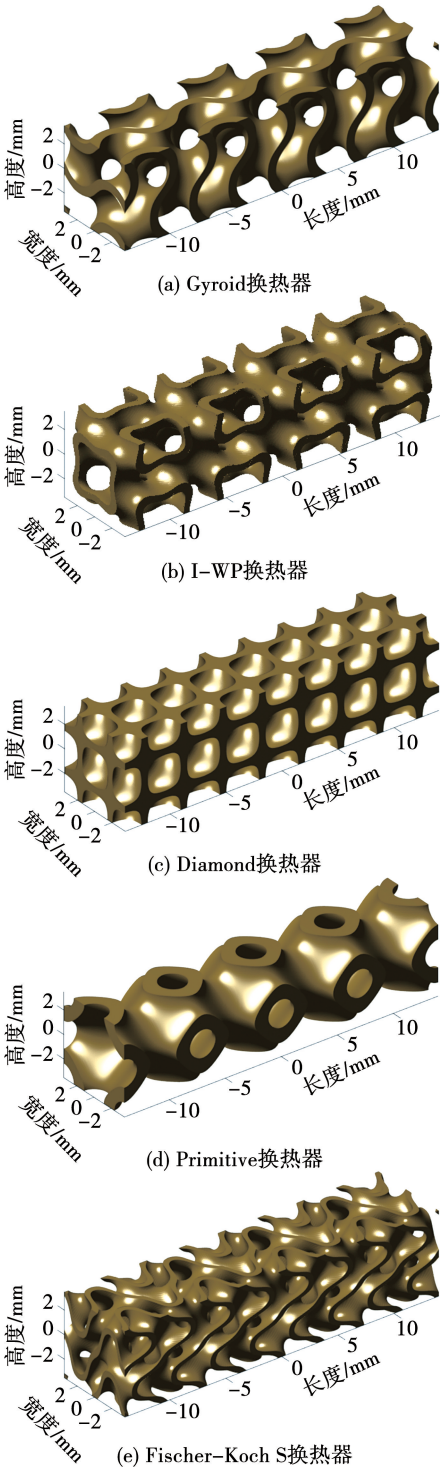


图 1 TPMS 结构仿真模型
Fig. 1 TPMS structure models

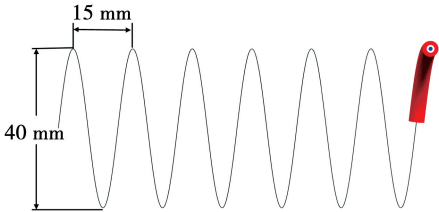


图 2 TTHC 换热器仿真模型
Fig. 2 TTHC heat exchanger model

1.3 边界条件

图 3 给出 Diamond 换热器数值计算的边界条件设置,其余 4 种 TPMS 结构换热器与 Diamond 换热器边界设置相同。计算域由热流体区域、冷流体区域和不锈钢固体域共同组成。流体域与固体交界面设置为耦合边界条件,固体其他区域设置为绝热边界条件。其中,流体域均设置有进、出口边界条件,进口设置为质量流量和温度边界,出口设置为压力出口条件。具体参数如表 1 所示。

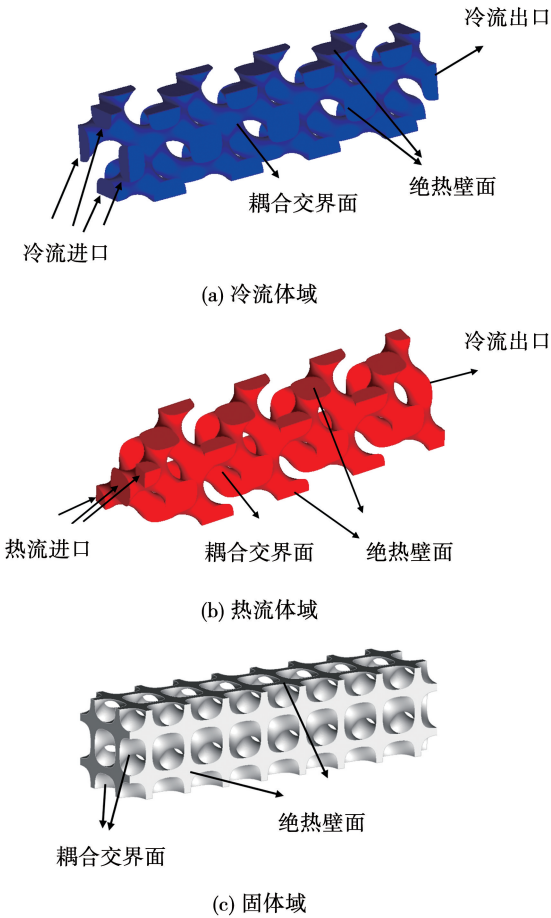


图 3 Diamond 换热器边界条件设置
Fig. 3 Boundary condition settings of
Diamond heat exchanger

表 1 边界条件
Tab.1 Boundary condition

参 数	冷侧	热侧
质量流量 $m/\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	1.0~5.0	5.1~6.1
进口温度 T_{in}/K	288	623
出口压力 $p_{\text{out}}/\text{MPa}$	4.0	1.0

2 参数的定义

雷诺数^[4]定义为:

$$Re = \rho v D_h / \mu \tag{6}$$

式中: Re —雷诺数; ρ —流体密度, kg/m^3 ; v —速度, m/s ; D_h —水力直径, m ; μ —粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

水力直径^[6]定义为:

$$D_h = 4V/S \tag{7}$$

式中: V —冷流体域或热流体域体积, m^3 ; S —流固交界面的表面积, m^2 。

选取冷流体域几何特性用于计算冷、热流体域的水力直径。5 种换热器冷流体域结构参数如表 2 所示。

表 2 5 种换热器冷流体域结构参数
Tab.2 Structural parameters of cold fluid domain
of 5 types of heat exchangers

换热器	体积/ mm^3	表面积/ mm^2	水力直径/ mm
Gyroid	479.11	579.83	3.31
I-WP	443.50	656.05	2.70
Diamond	478.21	716.32	2.67
Primitive	474.65	437.17	4.34
Fischer-Koch S	476.39	1 013.15	1.88

达西 - 魏斯巴赫摩擦系数^[6]公式为:

$$f = \frac{\Delta p}{\rho_b (L_z/D_h) \left(\frac{1}{2} U_b^2 \right)} \tag{8}$$

式中: f —摩擦系数; Δp —压降, Pa ; ρ_b —平均体积密度, kg/m^3 ; L_z —沿 Z 方向的横向长度, m ; U_b —热侧空气平均体积速度, m/s 。

努塞尔数^[6]公式为:

$$Nu = k D_h / \lambda_b \tag{9}$$

其中, 平均传热系数公式为:

$$k = \frac{Q}{T_b - T_w} \tag{10}$$

式中: k —平均传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; λ_b —热侧空气平均导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; Q —传热量, W ; T_b —热侧空气体积平均温度, K ; T_w —壁面平均温度, K 。

3 有效性验证

3.1 网格无关性验证

图 4 为采用 ANSYS 中的 ICEM 软件绘制的 Diamond 换热器网格模型。其余计算模型均采用非结构的网格绘制方法, 添加 15 层边界层来保证冷热流体交界面计算的准确性, 湍流模型采用 K-Epsilon。为了节省计算量, 消除网格对计算结果的影响, 分别对 280 万、380 万、480 万和 580 万 4 种网格数进行比较, 网格无关性验证结果如表 3 所示。由表 3 可知, 在网格数达到 380 万后, 冷侧压降保持不变, 热侧压降最大变化为 2%, 冷热侧温度最大变化为 0.7%, 因此最终采用 380 万网格进行数值计算。

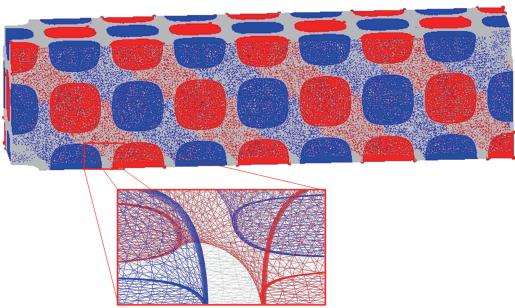


图 4 Diamond 换热器网格模型
Fig.4 Diamond heat exchanger grid model

表 3 网格无关性验证

Tab.3 Grid independence verification

网格数/万	热侧压降/	冷侧压降/	热侧温降/	冷侧温降/
	kPa	kPa	K	K
280	146.90	1.46	46.715	24.414
380	151.05	1.47	47.276	24.638
480	154.07	1.47	47.246	24.822
580	156.33	1.47	47.278	24.928

3.2 方法验证

计算采用商业软件 ANSYS CFX, 其中热空气采用理想空气设置。由于冷 RP-3 燃油成分非常复杂,

为了计算研究方便,很多学者提出了采用不同的碳氢化合物组分的燃料替代模型。本文采用 RP-3 煤油的单组份热物性替代模型(正癸烷),并采用 REFPROP 软件获取其在压力 $p = 4\text{ MPa}$ 时的密度、比定压热容、运动粘度热导率等热物性随温度变化规律,结果如图 5 所示。可以看出,航空煤油的临界温度在 710 K 附近,换热后的航空煤油低于该温度,故不需要考虑相变。

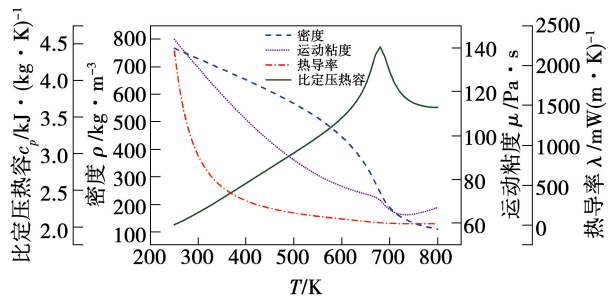


图 5 $p = 4\text{ MPa}$ 时正癸烷热物理特性
Fig.5 Thermophysical properties of n-decane
at $p = 4\text{ MPa}$

图 6 是正癸烷沿 TTHC 换热器工质流动方向比定压热容的 RGP 文件仿真计算数据与 REFPROP 软件内真实气体热物性数据的对比。将正癸烷的热物理特性通过编写的 RGP 文件导入计算,其中 RGP 文件中温度变化编写范围为 288 ~ 623 K,压力变化范围为 3.9 ~ 4.1 MPa。将冷流体区域进口横向距离 y 在 2.0 ~ 3.0 mm 范围内的比定压热容与 REFPROP 软件内的热物理特性数据进行对比,结果如图 6 所示。

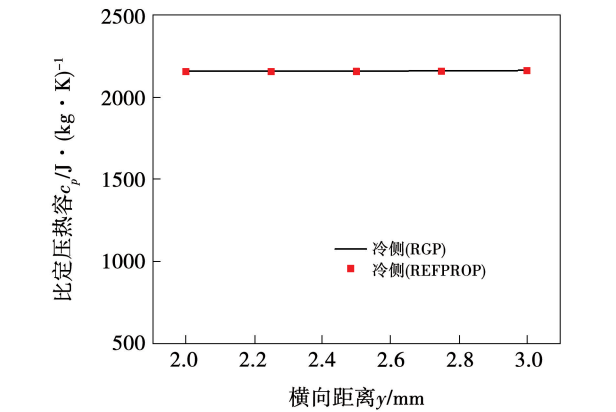


图 6 RGP 文件准确性验证
Fig.6 Verification of RGP file accuracy

可以看到,两者具有很好的一致性,表明编写的 RGP 文件能够很好地代表正癸烷的真实热物理特性。

3.3 对比分析

由于实验条件的限制,为准确地分析换热器的性能,与文献[16]实验获取结果对比,进行以下分析。

图 7 是热侧流体不同质量流量情况下的努塞尔数与文献[16]实验结果的对比。图 8 是冷侧流体在不同质量流量下的摩擦系数与实验结果的对比。

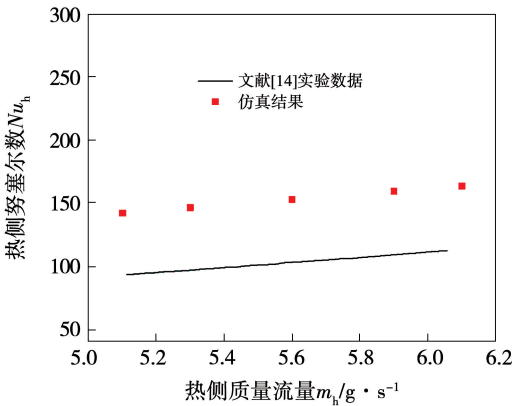


图 7 热侧流体努塞尔数变化
Fig.7 Change of Nusselt number of hot side fluid

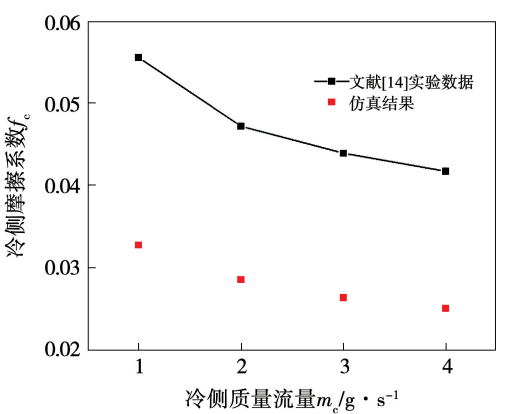


图 8 冷侧流体摩擦系数变化
Fig.8 Change of friction coefficient of
cold side fluid

由图 7 和图 8 可知,随着质量流量的变化,热侧努塞尔数和冷侧摩擦系数与实验结果均呈现出相似的变化趋势。努塞尔数仿真结果始终高于实验数据,摩擦系数的仿真结果始终低于实验数据。这是由于实验采用的换热器结构在热流体外侧还有直径为 5 mm 的固体域包裹,且实验对外界有微弱的热

量损失,数值仿真则设置为绝热壁面。且实验采用的螺旋套管换热器为 6.25 圈螺旋,数值仿真采用环向长度 30 mm 的螺旋套管换热器,减弱了螺旋流动离心效应的损失。综上可知,数值仿真结果可以有效捕捉换热器的换热特性。

4 结果与分析

4.1 传热特性分析

在 TPMS 换热器两侧,空气和航空煤油在不同的工作条件下工作,随着质量流量的改变,表现出不同的传热效果。图 9 给出 5 种 TPMS 换热器的传热系数在冷侧沿流动方向横向距离的变化。

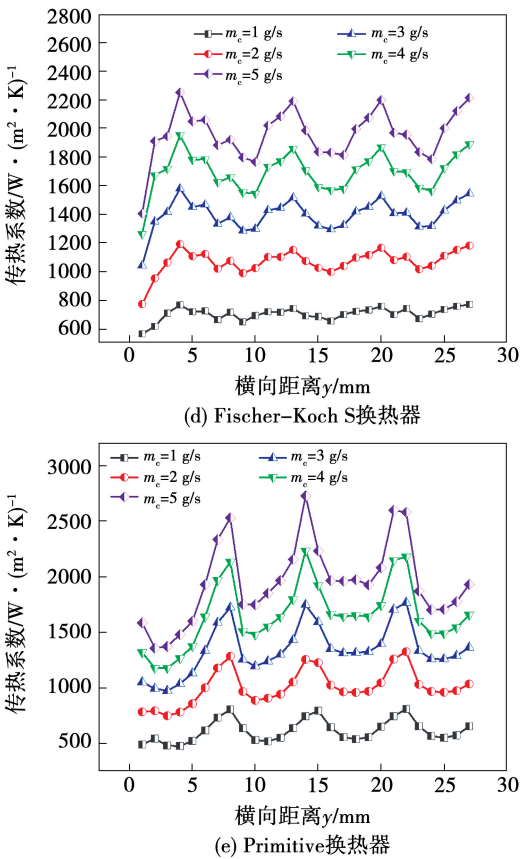
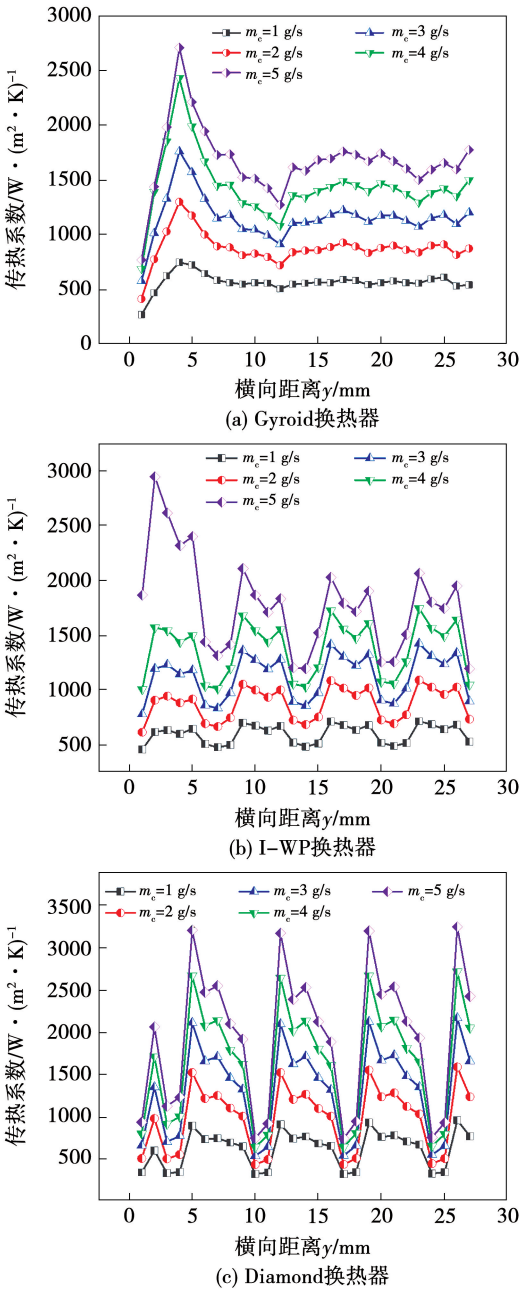


图 9 冷侧传热系数随横向距离的变化
Fig.9 Changes of cold side heat transfer coefficient with lateral distance

可以看出,随着冷侧质量流量的增加,5 种 TPMS 换热器传热系数沿横向距离呈现周期性变化,且传热系数周期性变化的最大值并没有发生显著变化。除 Gyroid 换热器外,其余 4 种 TPMS 换热器的传热系数基本保持稳定,随着流动横向距离的变化,Gyroid 换热器的传热系数在后端明显低于前端。在 $m_c = 5 \text{ g/s}$ 时,I-WP 换热器在横向距离 0 ~ 5 mm 之间的传热系数变化范围明显高于传热系数在其他周期的变化范围。Diamond 换热器传热系数最高,达到 $3\,204.91 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

图 10 是 5 种 TPMS 换热器的传热系数在热侧沿横向距离的变化。可以看出,随着热侧质量流量的变化,传热系数沿横向距离呈周期性变化,与冷侧变化类似。Primitive 换热器传热系数最大值达到 $10\,450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,远高于其余 4 种 TPMS 换热器。Fischer-Koch S 换热器传热系数最低值为 $3\,062.51 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,与其传热系数最高值相差小于 $2\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。Gyroid 换热器传热系数的变化与此类

似,Gyroid 和 Fischer-Koch S 换热器由于结构复杂多变,传热系数变化频率较大,但幅值相差较小,且依旧呈现周期性变化趋势。

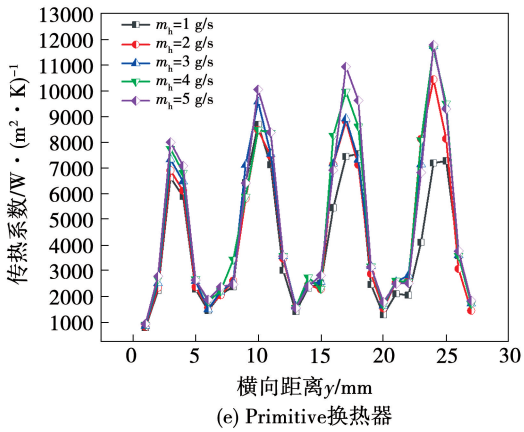
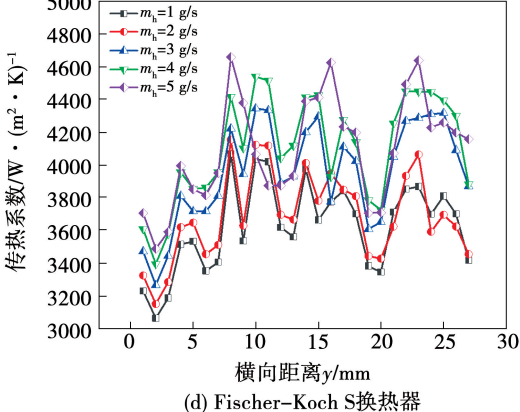
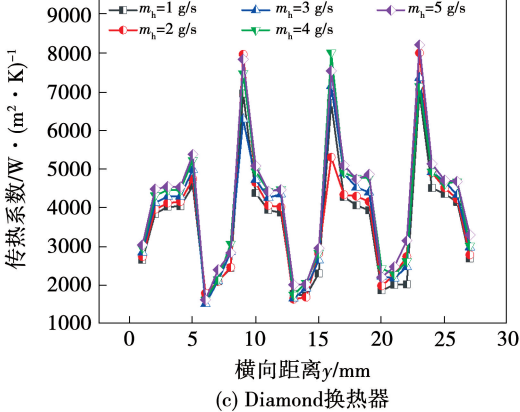
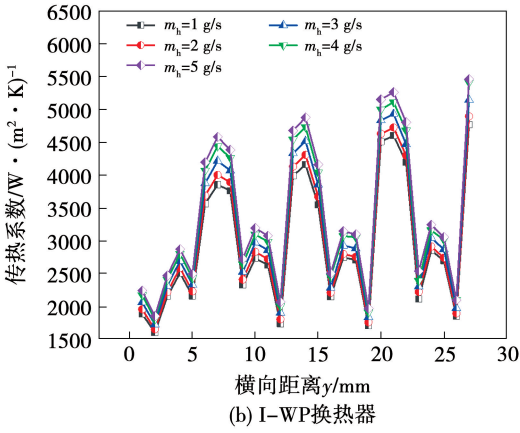
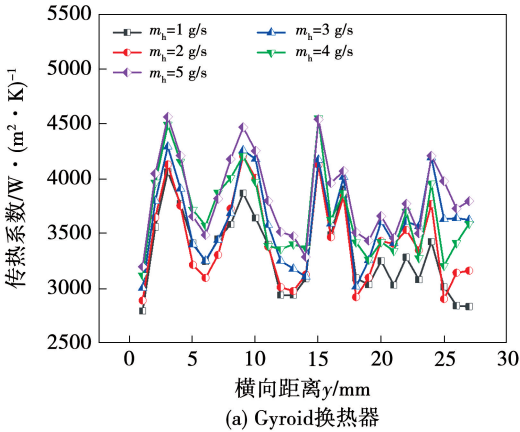


图 10 热侧传热系数随横向距离的变化
Fig. 10 Changes of hot side heat transfer coefficient with lateral distance

观察冷、热侧传热系数沿横向长度的变化发现,冷侧和热侧的传热系数成互补的状态,Gyroid 换热器的传热系数在横向距离 5 mm 处热侧达到最低值,在冷侧达到最高值;I-WP 换热器冷侧传热系数曲线分布呈凹形,在热侧呈凸形;Diamond, I-WP 和 Fischer-Koch S 换热器传热系数曲线均呈现类似结果,这主要是由于 TPMS 的曲面结构逐渐在变化,冷热流体截面面积随横向距离的改变而改变,截面变化如表 4 所示。

表 4 换热器冷热流体界面沿 x 轴的变化
Tab. 4 Change of heat exchanger hot and cold fluid interfaces along the x-axis

换热器	x = 1 mm	x = 3 mm	x = 5 mm	x = 7 mm
Gyroid				
I-WP				
Diamond				
Primitive				
Fischer-Koch S				

图 11 为 TPMS 换热器冷侧和热侧努塞尔数与雷诺数拟合的关系图。拟合的努塞尔数和雷诺数关联式如表 5 和表 6 所示。由图 11 可以看出,对于冷侧,努塞尔数数值大小排序为 Primitive > I-WP > Gyroid > Diamond > Fischer-Koch S,在 Femmer^[13] 的研究中,

当雷诺数在 0 ~ 15 范围内变化时努塞尔数的排序是 Diamond > Gyroid > I-WP > Primitive, 本文研究与文献 [13] 结果相反。对于热侧拟合的关联式中, 指数函数的底数低于冷侧拟合关系式, 变量之间呈线性变化。

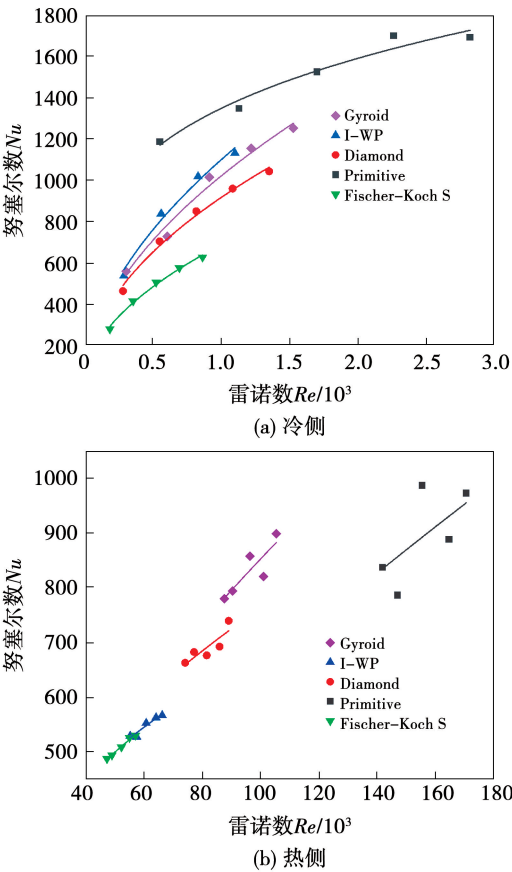


图 11 TPMS 换热器冷侧和热侧 Nu 随 Re 的变化拟合
Fig. 11 Fitting of TPMS heat exchanger cold side and hot side Nu with Re

表 5 冷侧 Nu 与 Re 拟合关联式

Tab. 5 Cold side Nu and Re fitting correlation equation

换热器类型	关系式	Re 范围
Gyroid	$Nu = 26.77Re^{-0.53}$	$300 < Re < 1\ 500$
I-WP	$Nu = 27.53Re^{-0.53}$	$300 < Re < 1\ 400$
Diamond	$Nu = 30.50Re^{-0.49}$	$280 < Re < 1\ 400$
Primitive	$Nu = 259.38Re^{-0.24}$	$500 < Re < 2\ 800$
Fischer-Koch S	$Nu = 20.45Re^{-0.51}$	$200 < Re < 900$

表 6 热侧 Nu 与 Re 拟合关联式

Tab. 6 Hot side Nu and Re fitting correlation equation

换热器类型	关系式	Re 范围
Gyroid	$Nu = 0.47Re^{-0.66}$	$87\ 600 < Re < 110\ 000$
I-WP	$Nu = 4.5Re^{-0.44}$	$55\ 300 < Re < 66\ 000$
Diamond	$Nu = 2.78Re^{-0.49}$	$74\ 200 < Re < 89\ 100$
Primitive	$Nu = 0.17Re^{-0.72}$	$141\ 000 < Re < 170\ 000$
Fischer-Koch S	$Nu = 3.09Re^{-0.47}$	$47\ 300 < Re < 57\ 100$

4.2 阻力性能分析

在传热增强的同时, TPMS 换热器的压降也在增加。图 12 是 TPMS 换热器冷侧压降随着质量流量的变化。可以看出, Diamond 换热器具有较大压降, 其次是 Fischer-Koch S 换热器, Gyroid 和 I-WP 换热器具有最低的压降损失。随着质量流量的增加, 5 种 TPMS 换热器压降差距逐渐变大。在 $m_c = 1\text{ g/s}$ 时, 5 种 TPMS 换热器压降差距最大为 0.05 MPa, 而在 $m_c = 4\text{ g/s}$ 时, 5 种 TPMS 换热器压降差距增加至 0.98 kPa。

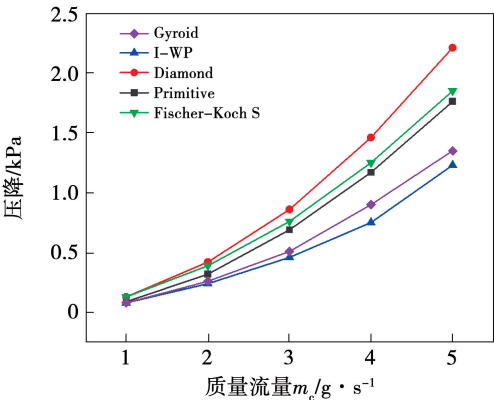


图 12 冷侧压降随质量流量的变化
Fig. 12 Change of cold side pressure drop with mass flow rate

图 13 是不同质量流量下热侧压降的变化。可以看出, 随着质量流量的变化, 5 种 TPMS 换热器结构压降的变化趋势相似, 空气侧压降变化趋势由大到小为 Primitive, Fischer-Koch S, Diamond, Gyroid, I-WP。在 $m_h = 6.1\text{ g/s}$ 时, Primitive 换热器比 I-WP 换热器压降高 321%。与冷侧压降类似, Gyroid 换热器和 I-WP 换热器均具有比较低的压降。

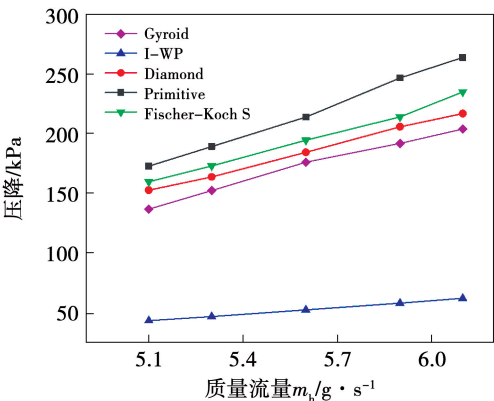


图 13 热侧压降随质量流量的变化
Fig. 13 Change of hot side pressure drop with mass flow rate

为了更好地评估换热器的性能,拟合 5 种 TPMS 换热器冷、热两侧摩擦系数随雷诺数变化的关系图如图 14 所示。可以看到,冷侧摩擦系数变化趋势由大到小为 Diamond > Gyroid > Primitive > Fischer-Koch S > I-WP。随着雷诺数的增加,各 TPMS 换热器的摩擦系数均呈下降趋势,且在较低雷诺数下,换热器摩擦系数变化剧烈,与文献[13]研究结果具有相似的变化趋势。文献[13]的研究表明,雷诺数在 0~15 范围内,I-WP 具有较高压降,Diamond 具有较低压降。本研究发现,工作条件的改变对部分 TPMS 换热器性能有较大的影响,在雷诺数为 300~1 400 条件下,Diamond 换热器具有较高的压降,I-WP 换热器具有较低的压降。

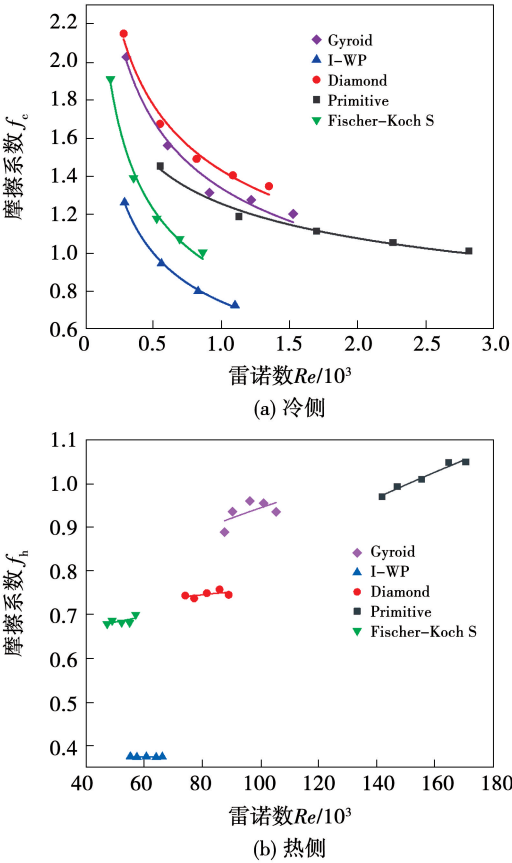


图 14 TPMS 换热器冷侧和热侧 f 随着 Re 的变化
Fig. 14 Changes of TPMS heat exchanger cold side and hot side f with Re

摩擦系数与 Re 的拟合关联式如表 7 和表 8 所示。由表 7 和表 8 可知,热侧拟合的关系式比冷侧关系式底数小,与冷侧具有相似的结果,但与冷侧不同的是,摩擦系数随雷诺数变化不再单纯地呈下降

趋势,Gyroid 换热器呈先增加后减小的趋势,Primitive 换热器呈一直增大的趋势。这主要是由于雷诺数越大时,湍流动能越大,由此带来的摩擦损失也增加,对于 TPMS 换热器,随着横向距离的增加,在曲率比较大的过渡位置,湍流强度更大。湍流强度变化如图 15 所示。由图 15 可知,当 $m_h=6.1\text{ g/s}$ 时,相对于其他质量流量下,Gyroid 换热器出现了湍流强度减弱的情况。Primitive 换热器湍流强度随着质量流量的提升逐渐增大。

表 7 冷侧 f 与 Re 拟合关联式
Tab. 7 Cold side f and Re fitting correlation equation

换热器类型	关系式	Re 范围
Gyroid	$f=13.73Re^{-0.34}$	$300 < Re < 1\,500$
I-WP	$f=13.86Re^{-0.42}$	$300 < Re < 1\,400$
Diamond	$f=12.11Re^{-0.31}$	$280 < Re < 1\,400$
Primitive	$f=5.92Re^{-0.23}$	$500 < Re < 2\,800$
Fischer-Koch S	$f=18.33Re^{-0.43}$	$200 < Re < 900$

表 8 热侧 f 与 Re 拟合关联式
Tab. 8 Hot side f and Re fitting correlation equation

换热器类型	关系式	Re 范围
Gyroid	$f=0.06Re^{-0.24}$	$87\,600 < Re < 110\,000$
I-WP	$f=0.44Re^{-0.014}$	$55\,300 < Re < 66\,000$
Diamond	$f=0.32Re^{-0.07}$	$74\,200 < Re < 89\,100$
Primitive	$f=0.005Re^{-0.44}$	$141\,000 < Re < 170\,000$
Fischer-Koch S	$f=0.22Re^{-0.10}$	$47\,300 < Re < 57\,100$

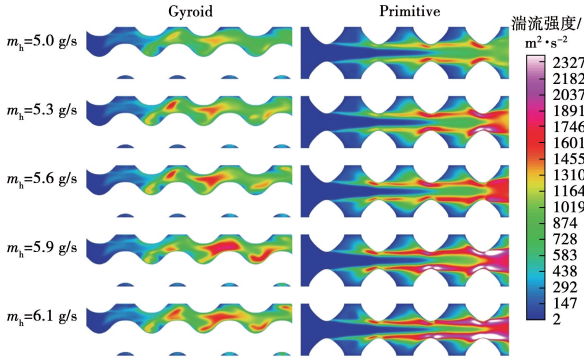


图 15 湍流强度变化
Fig. 15 Changes in turbulence intensity

4.3 TPMS 与 TTHC 换热器性能对比
将 TPMS 换热器与 TTHC 换热器进行对比,表

9 和表 10 分别为 TPMS 换热器与 TTHC 换热器冷侧摩擦系数及热侧努塞尔数对比。由于 TPMS 换热器流动通道复杂,流体流动情况变化较大,其 Nu 远高于 TTHC 换热器, f 也实现了大幅度提升。Gyroid, I-WP, Diamond, Primitive 和 Fischer-Koch S 换热器的摩擦系数分别比 TTHC 换热器最低高 1.255, 0.705, 1.385, 1.035 和 1.045。Gyroid, I-WP, Diamond, Primitive 和 Fischer-Koch S 换热器的努塞尔数最高分别比 TTHC 换热器高 735.1, 403.42, 575.83, 833.66 和 366.48。主要原因是,流体在 TTHC 换热器内的流动没有较大曲率的变化,而在 TPMS 换热器结构中,流体运动呈现不同的趋势,更加复杂,如在 Gyroid 换热器中流体呈现螺旋的流动形式。

表 9 TPMS 换热器与 TTHC 换热器冷侧摩擦系数 f 对比

Tab.9 Comparison of cold side friction coefficients of TPMS and TTHC heat exchangers

冷侧质量流量 $m_c/\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	Gyroid	I-WP	Diamond	Primitive	Fischer-Koch S	TTHC
1	2.02	1.26	2.15	1.45	1.91	0.033
2	1.56	0.95	1.67	1.19	1.40	0.029
3	1.31	0.80	1.49	1.11	1.18	0.026
4	1.28	0.73	1.41	1.06	1.07	0.025

图 16 是 5 种 TPMS 换热器热侧部分的速度流线图。从上至下,质量流量从 5.1 g/s 增大到 6.1 g/s。图 17 为不同质量流量下,TTHC 换热器热端的速度流线图。

表 10 TPMS 换热器与 TTHC 换热器热侧努塞尔数 Nu 对比

Tab.10 Comparison of hot side Nusselt numbers of TPMS and TTHC heat exchangers

热侧质量流量 $m_h/\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	Gyroid	I-WP	Diamond	Primitive	Fischer-Koch S	TTHC
5.1	779.69	529.26	662.63	836.71	487.44	141.84
5.3	793.81	527.37	682.39	786.20	493.69	146.24
5.6	857.63	552.68	676.28	986.43	508.65	152.77
5.9	820.45	562.65	692.27	888.00	525.59	159.23
6.1	898.61	566.82	739.34	972.60	529.99	163.51

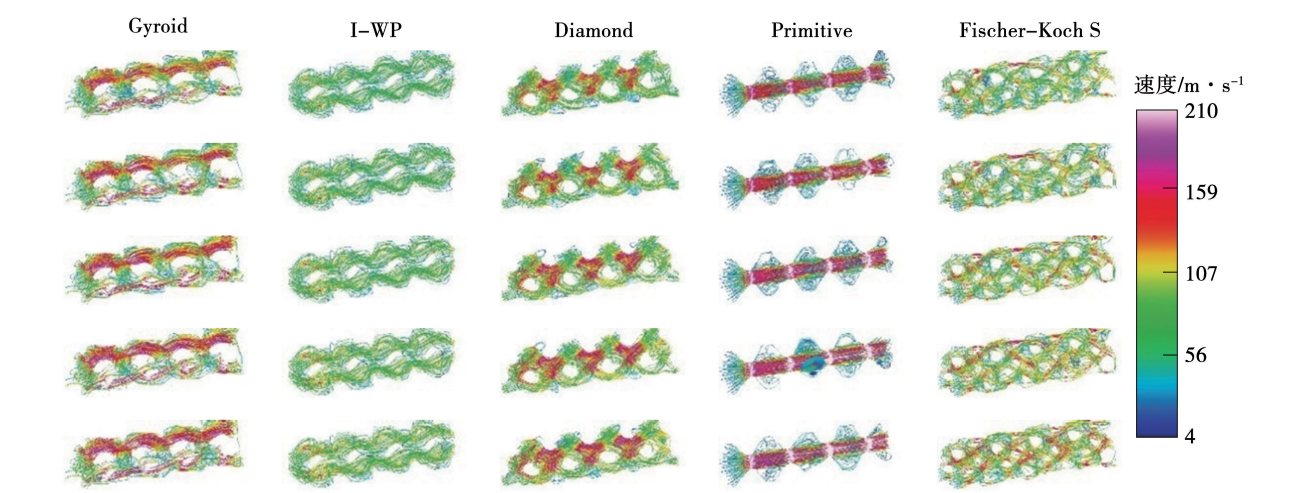


图 16 TPMS 换热器热侧速度流线图

Fig.16 Velocity streamlines on hot side of TPMS heat exchanger

由图 16 和图 17 可知,TTHC 换热器速度流线平滑,随着质量流量的增加,速度均匀提升。TPMS 换热器流线沿结构表面,形成有规律的流动,其中,

Primitive 换热器在流道紧缩的地方速度达到最大值,Gyroid 换热器和 Diamond 换热器在结构曲率大的地方速度值也较大,I-WP 换热器速度流线分布均

匀,很少有剧烈的改变。

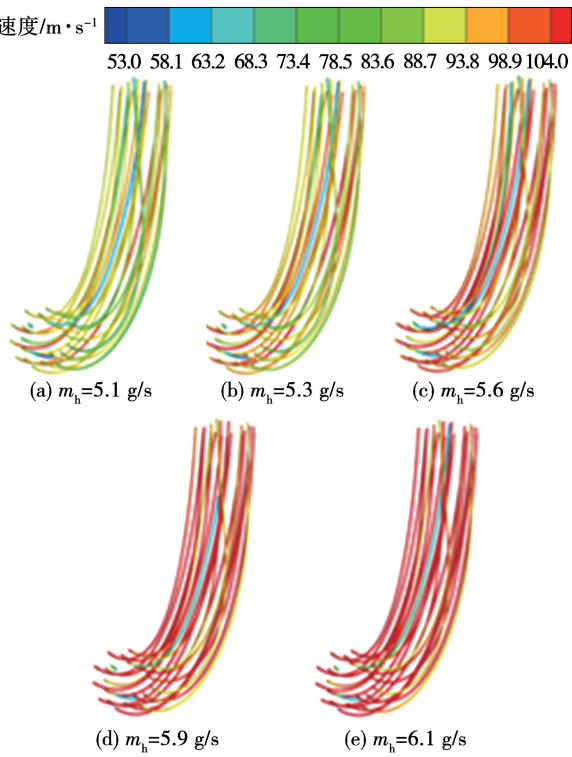


图 17 不同质量流量下 TTHC 换热器的速度流线图
Fig. 17 Velocity streamlines of TTHC heat exchanger at different mass flow rates

5 结 论

(1) 对于传热特性,冷热流体截面随着横向距离的改变而发生变化,导致冷热侧传热系数呈周期性分布。对于冷侧,TPMS 换热器的努塞尔数从大到小依次为 Primitive,I-WP,Gyroid,Diamond,Fischer-Koch S。对于热侧,关联式指数函数的底低于冷侧的关联式的底,变量之间呈线性变化。

(2) 对于阻力性能,5 种 TPMS 换热器在冷侧的压降随着质量流量的增加差距逐渐增大,当 $m_c = 4\text{ g/s}$ 时,Diamond 换热器比 I-WP 换热器压降高 0.98 kPa ,误差达到最大。5 种 TPMS 换热器摩擦系数从大到小依次为 Diamond,Gyroid,Primitive,Fischer-Koch S,I-WP,且在较低雷诺数下,摩擦系数变化更加剧烈。5 种 TPMS 换热器空气侧压降从大到小依次为 Primitive,Fischer-Koch S,Diamond,Gyroid,I-WP,且摩擦系数随雷诺数变化不再单纯呈下降趋势。

(3) 与 TTHC 换热器相比,TPMS 换热器的 f 明显增加, Nu 也大幅度提升,速度流线较 TTHC 换热器流动情况复杂。其中,I-WP 换热器的 f 提升最少,Primitive 换热器的 Nu 提升最多。

参考文献:

[1] 白书诚,吴俐俊,田梦雨. 波纹板式换热器传热与流动特性分析[J]. 热能动力工程,2022,37(6):114-121.
BAI Shucheng,WU Lijun,TIAN Mengyu. Analysis of heat transfer and flow characteristics of corrugated plate heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(6):114-121.

[2] 岳清雯,赖喜德,陈小明,等. 水平螺旋管式换热器的流热耦合传热特性研究[J]. 热能动力工程,2021,36(4):118-125.
YUE Qingwen,LAI Xide,CHEN Xiaoming,et al. Study on thermal-fluid coupling heat transfer characteristics of horizontal spirally coiled tubes heat exchanger [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(4):118-125.

[3] VLAHINOS M,O'HARA R. Unlocking advanced heat exchanger design and simulation with nTop platform and ANSYS CFX[J]. NTopology Inc,2020,8.

[4] IYER J,MOORE T,NGUYEN D,et al. Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers based on triply periodic minimal and periodic nodal surfaces[J]. Applied Thermal Engineering,2022,209:118192. 1-118192. 9.

[5] LI Weihong,YU Guopeng,YU Zhibin. Bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces for supercritical CO₂ cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 179: 115686. 1-115686. 11.

[6] LI Wenguang,LI Weihong,YU Zhibin. Heat transfer enhancement of water-cooled triply periodic minimal surface heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119198. 1-119198. 21.

[7] PENG Hao,GAO Feng,HU Wenjing. Design,modeling and characterization on triply periodic minimal surface heat exchangers with additive manufacturing [C]//2019 International Solid Freeform Fabrication Symposium. University of Texas at Austin, 2019: 2325-2337.

[8] WADSOE I,HOLMQVIST S. Additively manufactured heat exchangers—development and testing [D]. Sweden:Lund University, 2020.

[9] REYNOLDS B W. Simulation of flow and heat transfer in 3D printable triply periodic minimal surface heat exchangers [D]. New Zealand:University of Canterbury,2020.