

间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能数值模拟研究

吕伟旋, 黄洪锋

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海

收稿日期: 2024年4月29日; 录用日期: 2024年5月22日; 发布日期: 2024年5月31日

摘要

通过模化试验与数值模拟的方法, 来研究翅片间距 P_f 、开槽位置(上游环面槽周向中线半径 R_s 、下游环面槽周向中线半径 R_x)以及开槽角度(环面槽的弧角 θ)对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律。研究表明: $Re = 1000 \sim 8200$ 时, 翅片侧 Nu 随着 Re 的增大而增大; Eu 随着 Re 的增大而减小; 翅片侧 Nu 随着 P_f 的减小而增大; Eu 随着 P_f 的增大而减小; 翅片侧 Nu 随着 R_s 的增大而增大; Eu 随着 R_s 的增大而增大; 翅片侧 Nu 随着 R_x 的减小而减小; Eu 随着 R_x 的减小而减小; 翅片侧 Nu 随着 θ 的增大而增大; 在 Re 较低时, Eu 随着 θ 的增大而增大; 在 Re 较高时, θ 对换热器翅片侧阻力的影响不大。

关键词

翅片管换热器, 间断环面槽翅片, 数值模拟, 传热性能, 阻力性能

Numerical Simulation Study on Heat Transfer and Resistance Performance of Intermittent Annular Groove Finned Tube Heat Exchanger

Weixuan Lyu, Hongfeng Huang

Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Apr. 29th, 2024; accepted: May. 22nd, 2024; published: May. 31st, 2024

Abstract

The effects of fin spacing (P_f), upper torus groove radius (R_s), lower torus groove radius (R_x), and

slot angle (θ) on heat transfer and resistance of discontinuous torus groove fins were studied by modeling test and numerical simulation. The results showed that when $Re = 1000 \sim 8200$, Nu on the fin side increased with the increase of Re . Eu decreases with the increase of Re . The Nu on the fin side increases with the decrease of Pf . Eu decreases with the increase of Pf . The Nu on the fin side increased with the increase of Rs . Eu increases with the increase of Rs . Nu on the fin side decreased with the decrease of Rx . Eu decreases with the decrease of Rx ; The Nu on the fin side increases with the increase of θ . When Re is low, Eu increases with the increase of θ . When Re is high, θ has little effect on the side resistance of heat exchanger fins.

Keywords

Finned Tube Heat Exchanger, Intermittent Annular Groove Fins, Numerical Simulation, Heat Transfer Performance, Resistance Performance

Copyright © 2024 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

在能源化工等领域中广泛应用的翅片管换热器具有结构紧凑、性能优异等优点,而在平直翅片上开缝、开槽不仅可以增大换热器翅片侧的换热面积,还能够增强翅片管热阻较大侧的扰动,破坏该侧边界层的发展,从而有效地降低翅片侧热阻,提高换热器的传热性能[1] [2] [3]。到目前为止,已有许多研究人员通过模化试验与数值模拟的方法,对开缝、开槽翅片管换热器的传热与阻力性能进行了一系列研究。

施兴兴等[4] [5]通过模化试验,研究了翅片间距对单向开槽翅片3排管换热器翅片侧传热与阻力性能的影响,并对不同开槽数量、不同相对开槽高度的单向开槽翅片3排管换热器进行数值模拟,分析了开槽数量、相对开槽高度对单向开槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响规律。Wang等[6] [7]就翅片间距 P_f 、管排数 N 对开槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响进行了模化试验研究。袁益超等[8]试验研究了进口水温、进口风温对双向开槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响规律。刘逸等[9]在模化实验的基础上,采用数值模拟方法对前开孔后开槽型组合式翅片双排管换热器传热与阻力性能的影响因素进行了研究。熊伟等[10]对增压空冷器空气侧的X型及圆环扇面型2种4排开槽翅片的传热和阻力性能进行了试验和数值模拟研究。李猛等[11]在模化试验验证的基础上,通过数值模拟,获得了翅片间距 P_f 及开槽数量 n_s 对开槽翅片6排管换热器传热与阻力性能的影响规律。张薇等[12]对典型空冷翅片管束进行数值模拟,得到开槽翅片管束的流动阻力和传热系数随迎面风速的变化规律,拟合得到了流动摩擦因子和努谢尔特数随雷诺数的无因次关系式。姜国栋[13]对不同翅片间距时的间断环面槽翅片进行了试验研究,验证了该翅片优异的传热性能。Lin等[14]采用数值模拟方法研究分析了间断环形槽在不同径向与周向位置时翅片管换热器传热与阻力性能。曹泷等[15]对不同非对称度时的四排圆管非对称间断环面槽翅片进行了数值研究,发现流体流经环面槽,产生较强的二次流才是其强化传热的主要机理。Wang等[16]对H翅片管换热器的结垢特性以及传热特性进行了模拟,运用正交方法确定了结垢最少、结垢后传热性能最佳时所对应的各因素的最佳条件,并探究了努塞尔数与翅片几何参数的关系。Liu等[17]在人字形波浪翅片管换热器翅片迎风处顶部切割出狭缝,并且优化了穿孔参数以提高换热器换热效果。

综合以上文献发现,目前对翅片管换热器研究的主要趋势是通过改进翅片结构以及管束结构,来提高其传热与阻力性能,对于开槽翅片管换热器的研究成果十分丰富,然而关于间断环面槽翅片的相关研

究较少, 该翅片的翅片结构对其传热与阻力性能的影响并不清楚, 因此本文将研究间断环面槽翅片的翅片间距 P_f 、开槽位置(上游环面槽周向中线半径 R_s 、下游环面槽周向中线半径 R_x)以及开槽角度(环面槽的弧角 θ)对换热器传热与阻力性能的影响规律, 从而为间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的进一步优化提供参考。

2. 数值模拟模型及方法

2.1. 物理模型及其结构参数

本文所研究的对象为间断环面槽翅片管换热器。其翅片材料为铝, 基管材料为 TP2 铜, 该物理模型的主要结构参数如表 1 所示, 翅片结构示意图如图 1、翅片模型如图 2 所示。管束进行叉排布置, 沿流体流动方向布置 4 排圆管; 为了增加翅片的传热面积, 在所有圆管周围布置了四个非对称的间断环面槽, 按照流体经过的先后顺序分为上游环面槽和下游环面槽。其中, S_1 为横向管间距, S_2 为纵向管间距, d_0 为基管外径, R_s 为上游环面槽周向中线半径, R_x 为下游环面槽周向中线半径, β 为沿横向相邻环面槽之间的弧角, θ 为环面槽的弧角, δ_f 为翅片厚度。为研究翅片间距 P_f 、开槽位置(上游环面槽周向中线半径 R_s 、下游环面槽周向中线半径 R_x)以及开槽角度(环面槽的弧角 θ)对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律, 本文对表 2 中 17 种翅片模型进行数值模拟并分析。

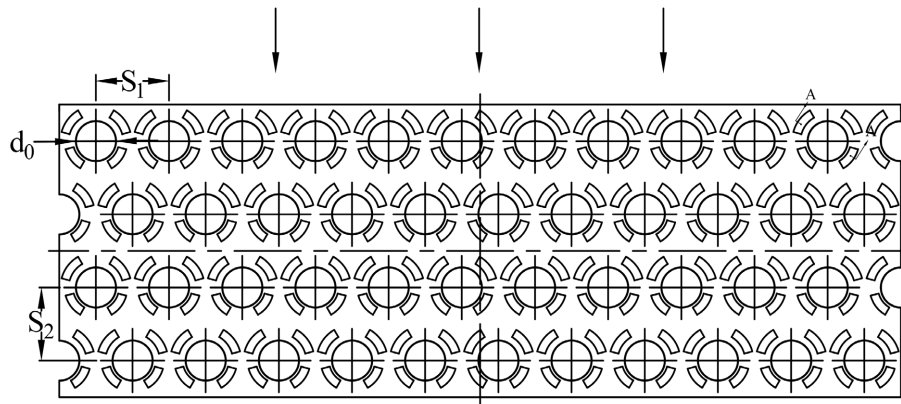


Figure 1. Structural diagram of discontinuous annular groove fins
图 1. 间断环面槽翅片结构图

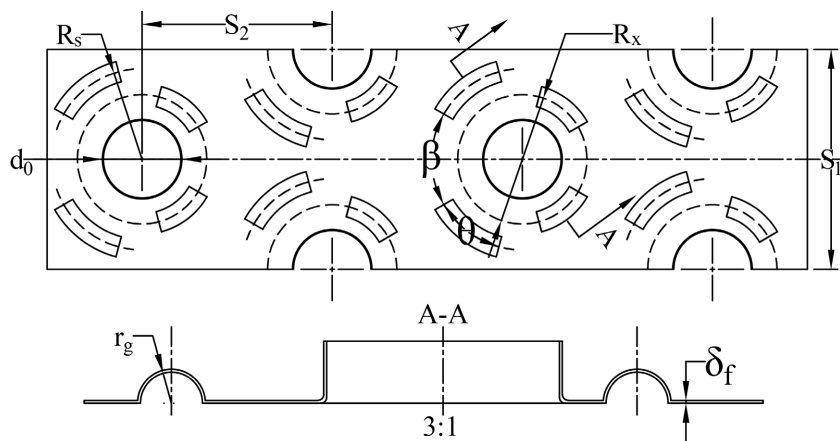


Figure 2. Intermittent annular groove fin model
图 2. 间断环面槽翅片模型

Table 1. Main structural parameters of the model (mm)**表 1.** 模型主要结构参数(mm)

基管外径 d_0	基管内径 d	基管壁厚 δ	横向管间距 S_1	纵向管间距 S_2	翅片厚度 δ_f
19	17.4	0.8	35	35	0.16

Table 2. Structural parameters of numerical simulation models**表 2.** 数值模拟模型结构参数

模型编号	翅片间距 P_f (mm)	上游环面槽周向 中线半径 R_s (mm)	下游环面槽周向 中线半径 R_x (mm)	环面槽的 弧角 θ ($^\circ$)
1	2.2	15	13	40 $^\circ$
2	2.4	15	13	40 $^\circ$
3	2.6	15	13	40 $^\circ$
4	2.8	15	13	40 $^\circ$
5	3.0	15	13	40 $^\circ$
6	3.0	13	13	40 $^\circ$
7	3.0	13.5	13	40 $^\circ$
8	3.0	14	13	40 $^\circ$
9	3.0	14.5	13	40 $^\circ$
10	3.0	15	13.5	40 $^\circ$
11	3.0	15	14	40 $^\circ$
12	3.0	15	14.5	40 $^\circ$
13	3.0	15	15	40 $^\circ$
14	3.0	15	13	30 $^\circ$
15	3.0	15	13	35 $^\circ$
16	3.0	15	13	45 $^\circ$
17	3.0	15	13	50 $^\circ$

(1) 翅片间距 P_f 变化, 其余参数均不变, 以此来研究翅片间距 P_f 对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响: 1~5 号模型;

(2) 上游环面槽周向中线半径 R_s 变化, 其余参数均不变, 以此来研究上游环面槽周向中线半径 R_s 对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响: 5~9 号模型;

(3) 下游环面槽周向中线半径 R_x 变化, 其余参数均不变, 以此来研究下游环面槽周向中线半径 R_x 对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响: 5、10~13 号模型;

(4) 环面槽的弧角 θ 变化, 其余参数均不变, 以此来研究环面槽的弧角 θ 对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响: 5、14~17 号模型。

2.2. 计算模型及方法

对于本文所研究的间断环面槽翅片, 相邻的两片翅片之间流体的流动呈周期性分布, 相邻的两排管束之间流体的流动对称性分布。为了简化计算模型、减少数值模拟所需时间, 在保证不影响数值模拟结果准确性的前提下尽可能减少网格数量和计算容量, 本文选取如图 3 所示的区域作为最终计算区域来进

行模拟。沿横向管间距方向(x 方向)选取相邻两排管束的中心线之间的区域, 沿基管长度方向(z 方向)选取相邻两片翅片的中心线之间的区域, 沿翅片长度方向(y 方向)选取整个翅片长度的区域, 在此之外, 将入口延伸 1 倍翅片长度, 出口延伸 2.5 倍翅片长度, 以保证入口处空气流动均匀并消除出口处回流对模拟的影响。图 4 为间断环面槽翅片的三维模型。

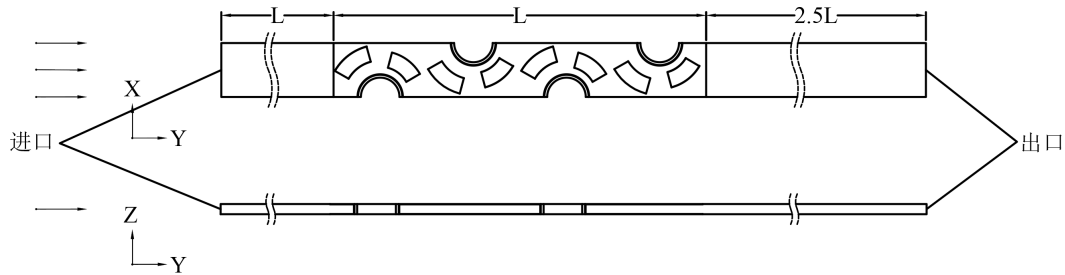


Figure 3. Schematic diagram of numerical simulation calculation area

图 3. 数值模拟计算区域示意图

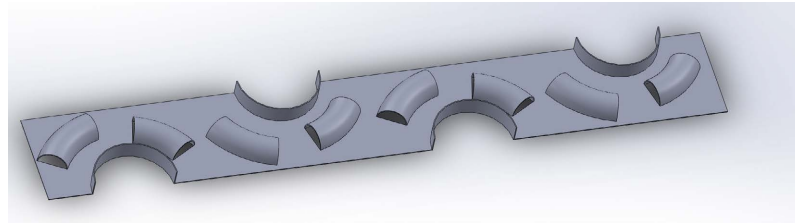


Figure 4. Three dimensional model of discontinuous annular groove fins

图 4. 间断环面槽翅片三维模型

采用数值模拟软件 Fluent 2021 R1 对其进行计算, 湍流模型采用标准 k- ϵ 模型, 并选用增强壁面函数, 连续性方程、能量方程以及动量方程的离散采用二阶迎风格式, 流场压力与速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 能量方程的残差设置为 10^{-6} , 其他方程的残差设置为 10^{-4} 。

2.3. 边界条件的设置

边界条件的设置如图 5 所示: 计算域入口设置为速度入口, 空气流速的范围为 2.0~4.0 m/s, 入口空气温度为 78℃; 基管壁温恒定为 35℃; 计算域出口设置为自由出流; 沿 x 方向计算域前、后边界设置为对称边界, 沿 z 方向计算域上、下边界设置为周期边界; 管壁以及翅片表面设置为壁面。

2.4. 网格划分以及无关性验证

在该计算模型的计算域中, 由于翅片及管束所在部分固体域和流体域具有较为复杂的几何结构, 故采用非结构性网格对该模型进行网格划分。为了保证在不影响数值模拟结果准确性的前提下尽可能减少网格数量和计算容量, 网格采用分块划分和局部加密的方法, 对翅片、管束以及近壁面等流动与换热较为复杂的部分进行网格局部加密, 而进、出口这种流动与换热相对简单的区域的网格划分则比较稀疏。

本文对表 2 中的 5 号试件进行网格划分, 分别对 3 组网格数量不同的相同模型(481 万、512 万、535 万)进行数值模拟, 以此验证网格无关性, 数值模拟结果如图 6 所示, 由此可以看出, 相同 Re 下, 3 组网格数量不同的相同模型算得的翅片侧 Nu 和 f 因子的变化均在 $\pm 3\%$ 以内, 因此可以忽略网格数量以及网格质量的不同对数值模拟结果的影响, 验证了网格无关性, 为了保证在不影响数值模拟结果准确性的前提下尽可能缩短计算周期, 该模型最终选用 512 万网格来进行数值模拟计算。

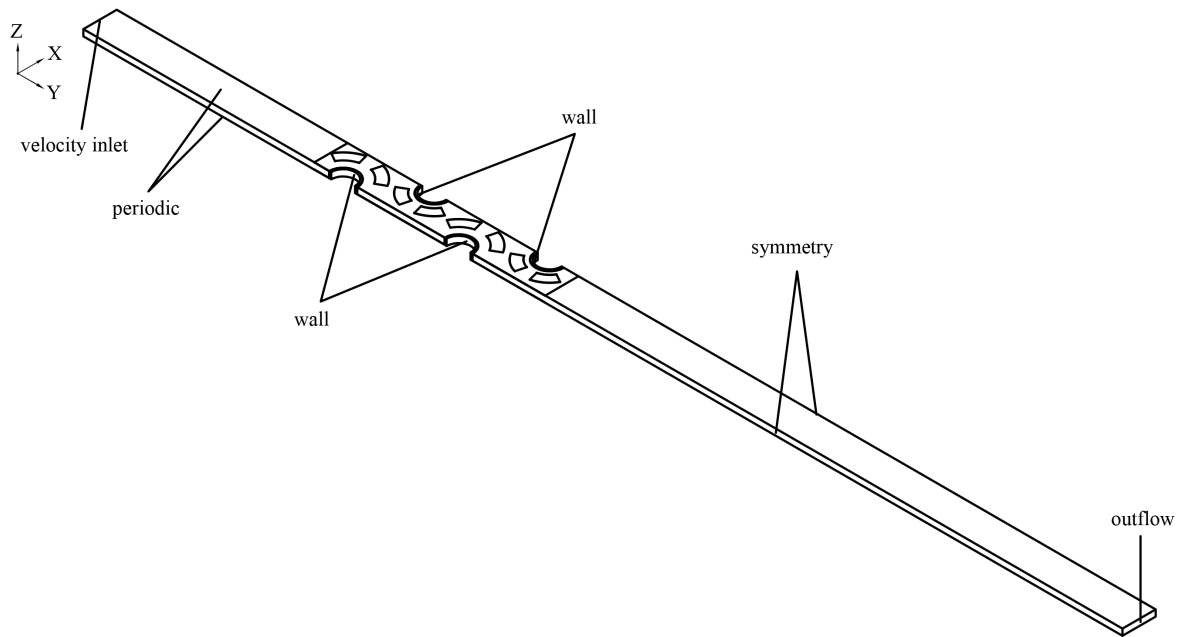
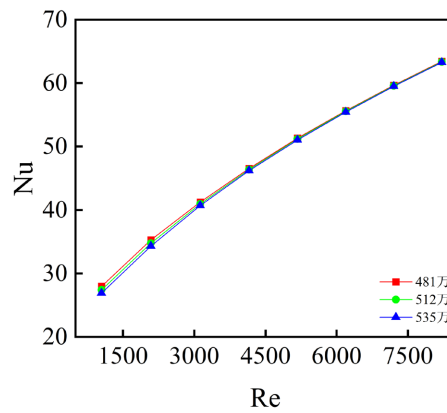
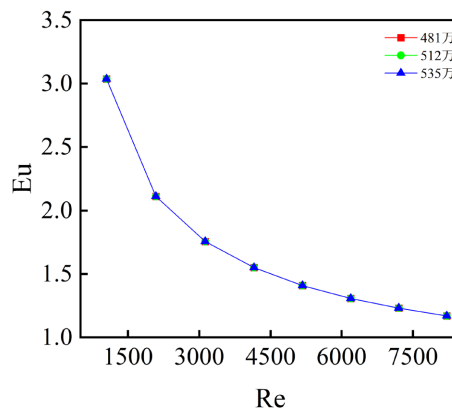


Figure 5. Schematic diagram of setting boundary conditions for numerical simulation calculation area
图 5. 数值模拟计算区域边界条件设置示意图



(a) 传热性能



(b) 阻力性能

Figure 6. Comparison of grid independence verification results
图 6. 网格无关性验证结果对比

2.5. 数值模拟数据处理方法

各项参数的计算方法如下所示:

雷诺数 Re :

$$Re = \frac{u_{\max} d_o}{\nu} \tag{1}$$

努塞尔数 Nu :

$$Nu = \frac{h_o d_o}{\lambda} \tag{2}$$

摩擦因子 f :

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho u_{\max}^2} \frac{d_o}{L} \tag{3}$$

式中: u_{\max} ——试件最小流通截面处的空气流速, m/s ; d_o ——管道外径, m ; ν ——空气运动粘度系数, m^2/s ; h_o ——管道外侧空气对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; λ ——空气的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; ΔP ——试件进、出口压差, Pa ; ρ ——空气密度, kg/m^3 ; L ——沿空气流动方向翅片的长度, m ; 以试件进、出口空气的平均温度为定性温度。

3. 模化试验系统及验证

3.1. 模化试验系统

本次研究设计了翅片模型, 并对其进行了模化试验和数值模拟, 验证了上述数值模拟方法的合理性及准确性。本文所研究的间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的模化试验, 在如图 7 所示的闭式高温回流传热风洞试验系统中进行。

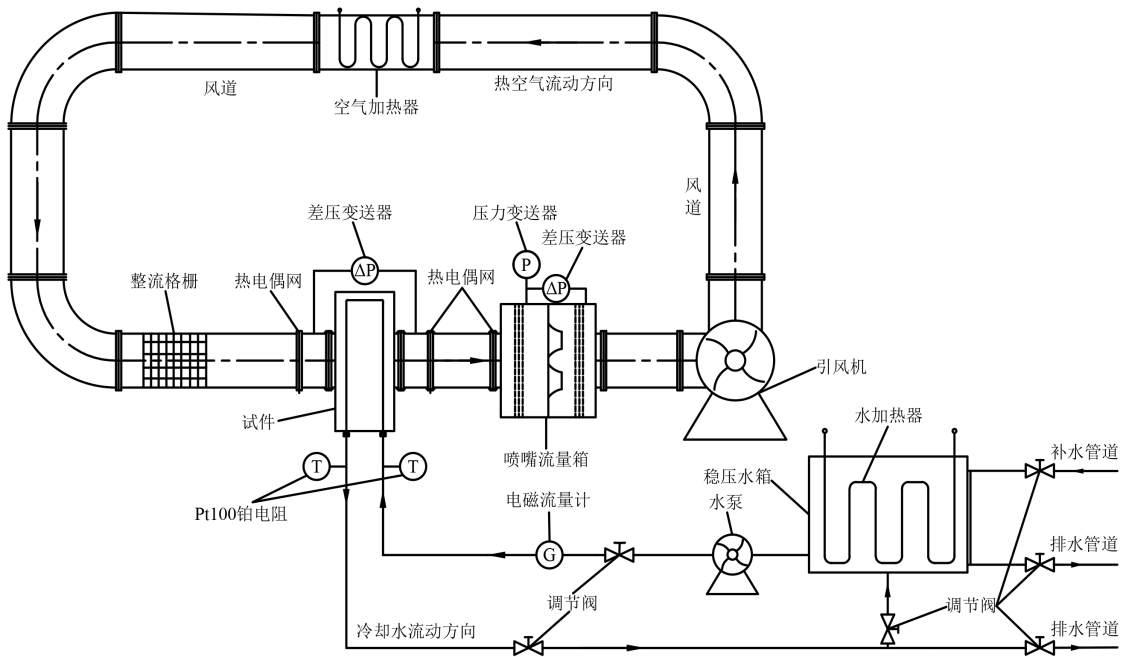


Figure 7. Modeling test system diagram

图 7. 模化试验系统图

在该试验中, 热电偶测温网布置于试件进、出口处以及喷嘴进口处以测量试件进、出口空气温度以及喷嘴进口风温, 该热电偶测温网按等面积法均匀布置了 39 个(3×13)经过标定的铜-康铜热电偶, 其中热电偶的冷端浸没在 HWY-10 型恒温水箱中, 此时热电偶测温网测得的温度即为其所在截面的平均温度。在试件进、出口管道上安装 A 级精度的 Pt100 铂电阻, 对试件进、口水温进行测量。水流量通过 0.2 级精度的 AXF040G 型电磁流量计来进行测量。试件空气侧的流动阻力及喷嘴流量箱喷嘴进、出口压差通过 0.2 级精度的 EJA120A 型差压变送器来进行测量, 喷嘴流量箱喷嘴进口处的绝对压力通过 0.15 级精度的 EJA310A 型绝对压力变送器来进行测量。ADAM-4118 型模块采集各个仪表所输出的电流信号与电势信号, ADAM-4520I 型模块将其转换为数字信号, 然后经传输数据线输入到计算机中, 由 VB6.0 软件编写好的数据采集程序对其进行识别、处理与采集。当热空气放热量与冷水吸热量的偏差小于 3% 时, 认为实验工况已稳定, 可进行数据的采集和存储。

3.2. 模化试验验证

对光板翅片管换热器进行模化试验及数值模拟, 结果对比如图 8 所示, 根据该图可以得出: 翅片侧 Nu 数随着 Re 数的增大而增大, 翅片侧 Eu 数随着 Re 数的增大而减小; 所得翅片侧的 Nu 数的相对误差为 7.39%~9.98%, Eu 数的相对误差为 6.81%~9.97%。误差均小于 10%, 验证了数值模拟方法的准确性。

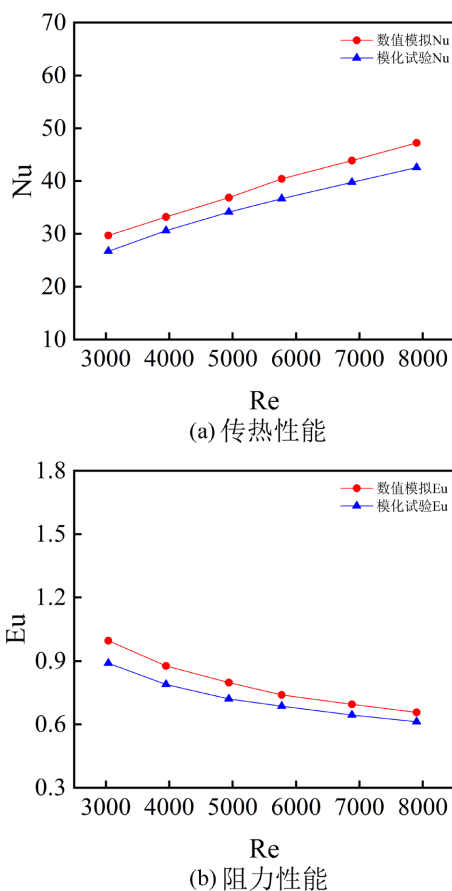


Figure 8. Comparison of simulation test and numerical simulation results

图 8. 模化试验与数值模拟结果对比

造成这种相对误差的主要原因如下: (1) 实际加工出的模化试验的模型与数值模拟建立的模型存在一

定的偏差; (2) 数值模拟模型设置了对称边界条件, 忽略了对称面上流体交换的影响; (3) 数值模拟模型壁温设置为恒定, 而试验时壁温沿着空气流动方向以及水流动方向不断变化; (4) 数值模拟时各个流道流量分布均匀, 而试验时各个流道流量并不均匀; (5) 数值模拟时未考虑翅片与管壁间的接触热阻; (6) 模化试验与数值模拟都存在误差。

4. 数值模拟结果分析

4.1. 翅片间距 P_f 对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响

其余参数保持不变时, 进行数值模拟计算后可得, 翅片间距 P_f 对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律如图 9 所示。

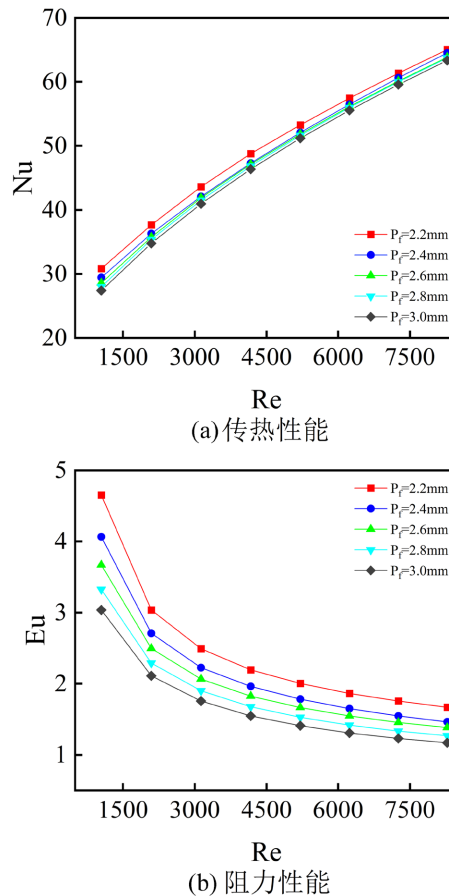


Figure 9. Effect of fin spacing on heat transfer and resistance performance of intermittent annular groove finned tube heat exchanger

图 9. 翅片间距对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响

根据图 9(a)可知, 当翅片间距 $P_f = 2.2$ mm、2.4 mm、2.6 mm、2.8 mm 和 3.0 mm 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着 Re 的增大而增大。造成这种现象的主要原因是: 翅片侧空气流速增大使得空气的扰动更加剧烈, 进而更有效地破坏边界层, 从而使换热器的传热性能得到提升。此外, 在 $Re = 1000 \sim 8200$ 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着翅片间距的减小而增大。造成这种现象的主要原因是: 翅片间距减小, 而进口空气温度以及翅片表面温度不变, 则翅片表面的温度梯度增大; 而且随着翅片间距的减小, 翅片间流道流通截面积也减小, 流道上、下边界层干扰加剧, 间断环面槽影响区域也

相对变大, 对流动的扰动增强, 从而提升换热器翅片侧的传热性能。

根据图 9(b)可知, 当翅片间距 $P_f = 2.2 \text{ mm}$ 、 2.4 mm 、 2.6 mm 、 2.8 mm 和 3.0 mm 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Eu 随着 Re 的增大而减小。造成这种现象的主要原因是: 翅片侧空气流速增大使得空气粘性力的增幅小于空气流动惯性力的增幅。此外, 在 $Re = 1000 \sim 8200$ 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Eu 随着翅片间距的减小而增大。造成这种现象的主要原因是: 随着翅片间距的减小, 翅片间流道流通截面积也减小, 则翅片表面的速度梯度增大, 空气的粘性力也增大; 同时, 间断环面槽影响区域也相对变大, 加剧翅片间流道内空气流动, 从而增大了换热器翅片侧的阻力。

4.2. 开槽位置对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响

4.2.1. 上游环面槽周向中线半径 R_s

其余参数保持不变时, 上游环面槽周向中线半径 R_s 对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律如图 10 所示。

根据图 10(a)与图 10(b)可知, 在 $Re = 1000 \sim 8200$ 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着上游环面槽周向中线半径的增大而增大; 翅片侧 Eu 随着上游环面槽周向中线半径的增大而增大。造成这种现象的主要原因是: 上游环面槽周向中线半径增大, 增大了上游环面槽与基管之间的面积, 使得流经上游环面槽与基管所构成的通道的空气增加, 加剧了空气的扰动, 增强了热量的传递, 从而有效地增强了换

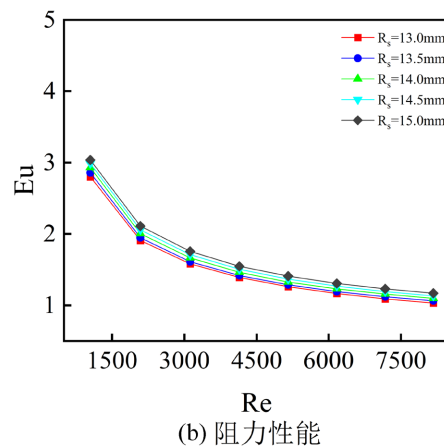
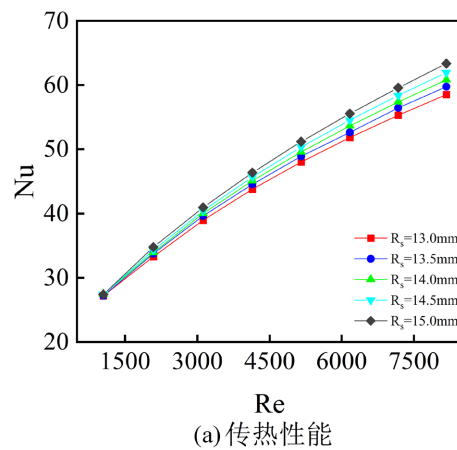


Figure 10. The effect of the radius of the circumferential centerline of the upstream annular groove on the heat transfer and resistance performance of the intermittent annular groove finned tube heat exchanger

图 10. 上游环面槽周向中线半径对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响

热器翅片侧的传热性能; 与此同时流场的复杂化也使得换热器翅片侧的流动阻力有所增大。

4.2.2. 下游环面槽周向中线半径 R_x

其余参数保持不变时, 下游环面槽周向中线半径 R_x 对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律如图 11 所示。

根据图 11(a)与图 11(b)可知, 在 $Re = 1000\sim 8200$ 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着下游环面槽周向中线半径的减小而减小; 翅片侧 Eu 随着上游环面槽周向中线半径的减小而减小。造成这种现象的主要原因是: 下游环面槽周向中线半径减小, 减小了下游环面槽与基管之间的面积, 使得流经下游环面槽与基管所构成的通道的空气减少, 减弱了空气的扰动, 抑制了热量的传递, 降低了换热器翅片侧的传热性能; 下游环面槽周向中线半径减小, 抑制了基管后部边界层的发展, 减弱了空气的扰动, 使得换热器翅片侧的流动阻力有所减小。

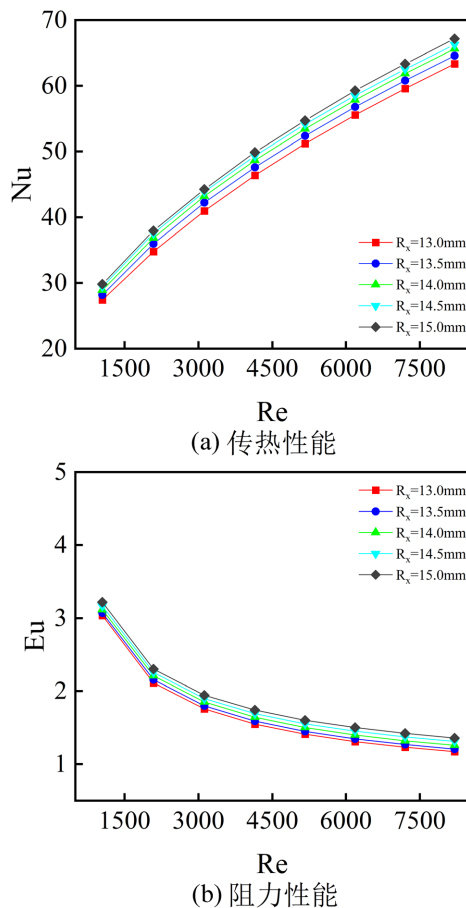


Figure 11. Effect of downstream circumferential centerline radius of annular groove on heat transfer and resistance performance of intermittent annular groove finned tube heat exchanger

图 11. 下游环面槽周向中线半径对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响

4.3. 开槽角度对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响

其余参数保持不变时, 环面槽的弧角 θ 对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律如图 12 所示。

根据图 12(a)可知, 在 $Re = 1000\sim 8200$ 时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着环面槽的弧角的增大而增大。造成这种现象的主要原因是: 随着间断环面槽的弧角增大, 间断环面槽所影响的区域增大,

增强了空气的扰动, 翅片的传热面积有所增加, 基管管后换热较差的区域减小, 从而提高了间断环面槽翅片管换热器翅片侧的传热性能。

根据图 12(b)可知, 在 Re 较低时, 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Eu 随着环面槽的弧角的增大而增大; 在 Re 较高时, 环面槽的弧角对换热器翅片侧阻力的影响不大。造成这种现象的主要原因是: 在 Re 较低时, 随着间断环面槽的弧角增大, 间断环面槽长度增大, 空气粘性力的增幅大于空气流动所受惯性力的增幅, 从而增大了换热器翅片侧的阻力; 在 Re 较高时, 空气粘性力的增幅远远小于空气流动所受惯性力的增幅, 可忽略不计, 故此时环面槽的弧角对换热器翅片侧阻力的影响不大。

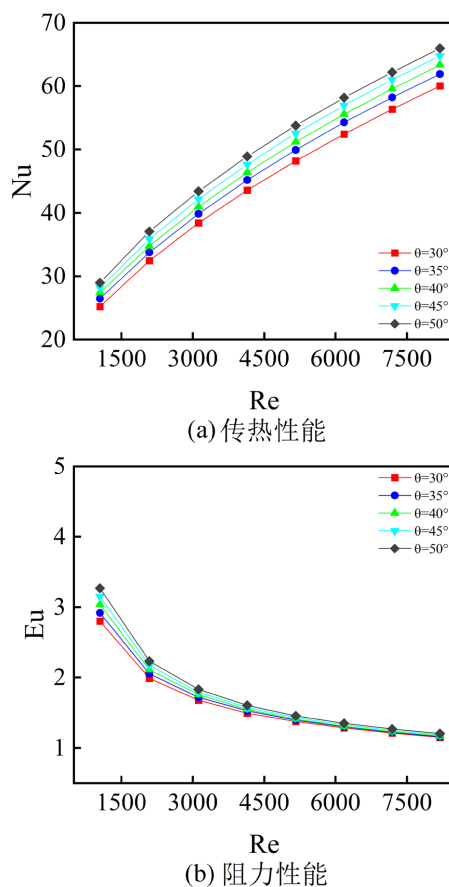


Figure 12. The effect of the arc angle of the annular groove on the heat transfer and resistance performance of the intermittent annular groove finned tube heat exchanger

图 12. 环面槽的弧角对间断环面槽翅片管换热器传热与阻力性能的影响

5. 结论

本文采用数值模拟的方法, 对某一结构的物理模型进行数值计算, 并通过模化试验验证了该数值模拟方法的准确性。因此, 本文可以合理地采用该数值模拟方法来研究 $Re = 1000 \sim 8200$ 时翅片间距、上游环面槽周向中线半径、下游环面槽周向中线半径以及环面槽的弧角对间断环面槽翅片的传热与阻力性能的影响规律。主要的研究结论如下:

- (1) 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着 Re 的增大而增大; Eu 随着 Re 的增大而减小。
- (2) 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着翅片间距的减小而增大; Eu 随着翅片间距的增大而减小。间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着上游环面槽周向中线半径的增大而增大; Eu 随着上游环面

槽周向中线半径的增大而增大。间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着下游环面槽周向中线半径的减小而减小; Eu 随着下游环面槽周向中线半径的减小而减小。

(3) 间断环面槽翅片管换热器翅片侧 Nu 随着环面槽的弧角的增大而增大; 在 Re 较低时, Eu 随着环面槽的弧角的增大而增大; 在 Re 较高时, 环面槽的弧角对换热器翅片侧阻力的影响不大。

参考文献

- [1] 金巍巍, 屈治国, 张超超, 等. 空调蒸发器用管翅式换热器开缝翅片的数值设计[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 688-690.
- [2] 孟辉, 晋欣桥, 郭轶波. 开缝翅片管换热器换热和压降特性及其评价方法[J]. 上海交通大学学报, 2009(5): 766-771.
- [3] 费继友, 田士博, 王枫, 等. 平直翅片管式换热器结构参数的优化[J]. 大连交通大学学报, 2018, 39(6): 40-44.
- [4] 施兴兴, 袁益超. 单向开缝翅片管换热器传热与阻力特性试验研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(7): 87-91.
- [5] 施兴兴, 袁益超. 翅片结构对单向开缝翅片管换热器传热与阻力性能的影响[J]. 热能动力工程, 2020, 35(6): 150-157.
- [6] Wang, C.C., Tao, W.H. and Chang, C.J. (1999) An Investigation of the Airside Performance of the Slit Fin-and-Tube Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, **22**, 595-603. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00031-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00031-6)
- [7] Du, Y.J. and Wang, C.C. (2000) An Experimental Study of the Airside Performance of the Superslit Fin-and-Tube Heat Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 4475-4482. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00082-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00082-X)
- [8] 袁益超, 廖飞页, 赵存江, 等. 双向开缝翅片管换热器传热与阻力特性试验研究[J]. 热科学与技术, 2014, 13(3): 235-239.
- [9] 刘逸, 陈培强, 陈鑫, 等. 组合式翅片管换热器传热与阻力性能影响因素研究[J]. 节能技术, 2021, 39(6): 498-504.
- [10] 熊伟, 罗毓珊, 王海军, 等. 二种开缝翅片特性的试验及数值模拟比较研究[J]. 化学工程, 2009, 37(1): 11-14.
- [11] 李猛, 袁益超. 翅片参数对开缝翅片管换热器换热与阻力性能的影响[J]. 热能动力工程, 2020, 35(4): 153-162.
- [12] 张薇, 杜小泽, 杨立军. 空冷散热器开缝翅片管束外空气流动传热特性研究[J]. 山东农业大学学报(自然科学版), 2016, 47(3): 452-455.
- [13] 姜国栋. 间断环面槽肋片管束的传热和流动阻力[J]. 化工学报, 2000(5): 604-608.
- [14] Lin, Z.M., Wang, L.B. and Zhang, Y.H. (2014) Numerical Study on Heat Transfer Enhancement of Circular Tube Bank Fin Heat Exchanger with Interrupted Annular Groove Fin. *Applied Thermal Engineering*, **73**, 1465-1476. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.073>
- [15] 曹泂, 王良璧. 圆管非对称间断环面槽换热器翅片传热特性的数值研究[J]. 甘肃科学学报, 2015, 27(3): 101-105.
- [16] Wang, F., He, Y. and Tang, S. (2017) Parameter Study on the Fouling Characteristics of the H-Type Finned Tube Heat Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **112**, 367-378. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.107>
- [17] Liu, X., Wang, M. and Liu, H. (2021) Numerical Analysis on Heat Transfer Enhancement of Wavy Fin-Tube Heat Exchangers for Air-Conditioning Applications. *Applied Thermal Engineering*, **199**, Article ID: 117597. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117597>