

文章编号: 1671-6612 (2025) 04-501-09

圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器传热性能研究

肖 政 陶竞立 陈 利 晏 吉 宋佳楠 刘 田 胡茂凌

(四川中烟工业有限责任公司成都卷烟厂 成都 610066)

【摘 要】 微通道散热器是卷烟厂暖通空调系统中设备散热的有效部件。为改善设备散热性能,提升能效,提出了一种圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器,分别与圆形空腔散热器和矩形圆角直肋散热器对比,研究组合散热器的水热性能。改变矩形圆角直肋相对宽度(α)和长度(β),研究参数变化产生的性能影响。结果表明,组合散热器具有最好的综合热特性,将直肋与空腔耦合能够增强传热的同时降低摩擦阻力。当雷诺数小于 355 时, $\alpha=0.8$ 的模型热效率最高,而当雷诺数大于 355 后, $\alpha=0.5$ 的模型热效率最高。在所有雷诺数研究范围内, $\beta=0.1$ 的模型综合热特性最好。该研究提出了一种创新结构的组合微通道散热器,为在空调系统中实现节能减排提供了更高效的解决方案。

【关键词】 微通道散热器; 空调系统; 空腔与直肋; 水热性能; 数值模拟

中图分类号 TU831.6 文献标志码 A

Study on Heat Transfer Performance of a Microchannel Heat Sink with a Circular Cavity and a Rectangular Rounded Straight Rib

Xiao Zheng Tao Jingli Chen Li Yan Ji Song Jianan Liu Tian Hu Maoling

(Sichuan China Tobacco Industry Co., Chengdu cigarette factory, Chengdu, 610066)

【Abstract】 Microchannel heat sink is an effective component of heat dissipation in the HVAC system of Chengdu Cigarette Factory. In order to improve the heat dissipation performance and energy efficiency of the equipment, a microchannel heat sink with circular cavity and rectangular round corner straight fin was proposed. The hydrothermal performance of the combined heat sink was studied by comparing with the circular cavity heat sink and rectangular round corner straight fin heat sink respectively. The relative width (α) and length (β) of rectangular rounded ribs were changed to study the effect of parameter variation on performance. The results show that the combined heat sink has the best comprehensive thermal characteristics, and the coupling of the rib and the cavity can enhance the heat transfer and reduce the friction resistance. When the Reynolds number is less than 355, the thermal efficiency of the model with $\alpha=0.8$ is the highest. When the Reynolds number is greater than 355, the thermal efficiency of the model with $\alpha=0.5$ is the highest. In the range of Reynolds number studied, the model with $\beta=0.1$ has the best comprehensive thermal characteristics. In this study, an innovative structure of the combined microchannel heat sink is proposed, which provides a more efficient solution for achieving energy saving and emission reduction in air conditioning systems.

【Keywords】 Microchannel heat sink; Air conditioning system; Cavity and rib; Hydrothermal performance; Numerical simulation

0 引言

在当前全球能源紧缺与环境问题愈发严峻的大背景下,节能减排已成为各行各业急需解决的课题^[1,2]。建筑物室内的暖通空调系统作为社会能源消耗的组成部分之一,不仅承担着保护生产环境的重任,同时也面临着能效提升的难题^[3]。微通道散热器作为一种新型的微系统液体冷却技术,因其具有较小的流道尺寸和较大的比表面积,能够有效提升换热效率,减少制冷剂用量,从而降低系统整体能耗^[4,5]。在高效、节能要求不断提高的背景下,微通道散热器在现代空调系统中的应用前景十分广阔^[6]。此研究为成都卷烟厂的空调系统创新节能技术设计,作为国内知名的烟草加工企业,其设备的高效运行与环境控制直接关系到生产效率与产品质量。因此,在该厂的暖通空调系统节能减排设计中,采用微通道散热器的创新节能技术,成为了提升空调系统能源利用效率的重要方向。

但是,传统的微通道散热器已经不能满足当今设备高能耗、高热量的散热需求,许多研究人员致力于从微通道形状方面改善其结构,提高换热能力,常见的则是通过在微通道内添加空腔或直肋的方式,提升换热效率或改进流动性能^[7,8]。例如,段治健等人^[9]在微通道中设计了一种圆形直肋结构,并以提升性能为目标构建了数学优化模型。发现优化结构具有良好的传热特性,且结构温度更均匀。孙文骏^[10]设计了一种矩形空腔散热器,详细研究了矩形空腔的结构参数变化对散热性能的影响。Xia 等人^[11]提出了一种偏置扇形空腔微通道散热

器,发现该结构散热器能够有效的增强传热,延长设备使用寿命。陆卓群等人^[12]将矩形直肋置入微通道中,研究了肋片高宽比和肋片间距等变量,发现细长型肋片能够提高散热器的综合性能。Ahmad 等人^[13]研究了梯形、矩形、水翼和椭圆形四种不同的直肋,发现这些新型直肋有助于提高微通道散热器的整体热力和水力性能。此外,椭圆形直肋在散热方面表现更好,而水翼直肋在流体动力学方面表现更好。但是,仅采用空腔结构提升散热性能还存在着一些不足,高流速的流体流经空腔时难以与空腔表面接触,无法达到充分换热的目的^[14]。而仅采用直肋结构则会增大流体的压降,不利于流体的流动特性^[15]。

基于上述,研究创新性的提出了一种将圆形空腔与矩形圆角直肋结构组合的微通道散热器,分别与圆形空腔散热器和矩形圆角直肋散热器对比,分析组合散热器在同时满足流体传热特性和流动特性方面的潜力。此外,通过改变组合散热器的结构参数,得到参数变化的散热器性能影响规律以及最优值,旨在探索其在暖通空调系统中的应用潜力,为卷烟生产过程中的温控系统提供更加高效的解决方案。此外,通过对微通道散热器的分析研究,不仅期望实现更低的能耗,更希望能够为成都卷烟厂在未来的生产中提供一条创新的节能路径,推动企业的可持续发展。

1 数值模型

1.1 物理结构

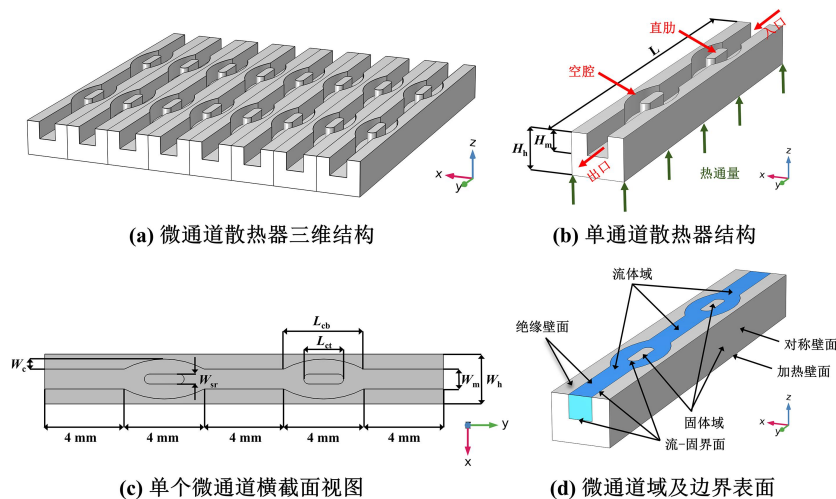


图 1 圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器三维图

Fig.1 3D diagram of the microchannel heat sink with the combination of circular cavity and rectangular rounded straight rib

圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器结构如图 1 所示。微通道散热器由多个平行的单通道组成, 由于多个通道的相互对称性, 采用单通道进行模拟研究, 如图 1 (b) 所示。在单通道模型中, 散热器及微通道的长度 (L) 均为 20mm、散热器的高度 (H_h) 为 2mm、微通道和直肋的高度 (H_m) 均为 1mm。在图 1 (c) 示出的横截面视图中, 微通道宽度 (W_m) 为 1.0mm, 散热器宽度 (W_h) 为 2.5mm, 空腔长度 (L_{cb})、两空腔的间距、两空腔分别与两侧壁面的距离均为 4mm, 空腔的宽度 (W_c) 为 0.5mm, 且圆形空腔顶部切线与 y 轴平行。矩形圆角直肋由两侧的半圆柱和中间的长方体组成, 直肋的初始长度 (L_{ct}) 为 2mm、宽度 (W_{sr}) 为 0.5mm。

在该研究中, 首先分析了圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器 (CC-RRR) 性能, 分别

$$\rho_f = \frac{(998.84 + 18.225T_f - 7.92 \times 10^{-3}T_f^2 - 5.545 \times 10^{-5}T_f^3 + 1.498 \times 10^{-7}T_f^4 - 3.933 \times 10^{-10}T_f^5)}{1 + 1.816 \times 10^{-2}T_f} \quad (1)$$

$$c_p = 8958.9 - 40.535T_f + 0.11243T_f^2 - 1.014 \times 10^{-4}T_f^3 \quad (2)$$

$$k_f = -0.58166 + 6.3556 \times 10^{-3}T_f - 7.964 \times 10^{-6}T_f^2 \quad (3)$$

$$\mu_f = 2.414 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{247.8}{T_f - 140}} \quad (4)$$

式中: 公式 (1) 中 T_f 为流体温度, $^{\circ}\text{C}$; 公式 (2) ~ (4) T_f 为流体温度, K 。

在上述假设下, 流体的流动控制方程为:

连续性方程:

$$\frac{\partial u}{\partial X} + \frac{\partial v}{\partial Y} + \frac{\partial w}{\partial Z} = 0 \quad (5)$$

动量方程:

$$u \frac{\partial u}{\partial X} + v \frac{\partial u}{\partial Y} + w \frac{\partial u}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial Z^2} \right) \quad (6)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial X} + v \frac{\partial v}{\partial Y} + w \frac{\partial v}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial Z^2} \right) \quad (7)$$

与圆形空腔散热器 (CC) 和矩形圆角直肋散热器 (RRR) 对比, 研究 CC-RRR 的水热性能。在此基础上, 保证其他结构参数不变, 改变了矩形圆角直肋的相对宽度 $\alpha (=W_{sr}/W_m)$ 和长度 $\beta (=L_{ct}/L)$, 探讨直肋结构的变化对散热器性能的影响。

1.2 数值模型

模拟采用 COMSOL 软件对流体流动和固体与流体传热物理场进行耦合, 并在数值计算之前, 提出了一些假设:

- (1) 流体流动过程不发生相变;
- (2) 不考虑重力、辐射换热和黏性耗散;
- (3) 散热器为硅制散热器, 其导热系数为 $148\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;

(4) 通入散热器的流体为去离子水, 其密度 (ρ_f)、比热 (c_p)、导热系数 (k_f) 和动力粘度 (μ_f) 都随温度变化, 分别由式 (1) - (9) 表示^[14]:

$$u \frac{\partial w}{\partial X} + v \frac{\partial w}{\partial Y} + w \frac{\partial w}{\partial Z} = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{\mu_f}{\rho_f} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial Z^2} \right) \quad (8)$$

能量方程:

$$u \frac{\partial T_f}{\partial X} + v \frac{\partial T_f}{\partial Y} + w \frac{\partial T_f}{\partial Z} = \frac{k_f}{\rho_f c_p} \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial Z^2} \right) \quad (9)$$

固体域的能量方程:

$$k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Z^2} \right) = 0 \quad (10)$$

式中: T_s 为散热器温度, K ; P 是流体压力, Pa ; u 为流体速度, m/s 。

除了对上述数值方程进行计算之外, 还确定了模拟的边界条件, 如图 1 (b) 和 (d) 所示:

(1) 流体从散热器一侧微通道流入, 沿着 y 方向从另一侧出口流出, 流体入口处的初始温度为

293K, 流速为 0.14~1.4m/s, 出口流体设为静压 (0Pa) 条件;

(2) 在散热器底面设置 $q=30\text{W/cm}^2$ 的均匀热通量加热底面边界;

(3) 计算域两侧壁面采用对称条件;

(4) 固体与流体的耦合壁面采用无滑移边界条件, 其他壁面采用绝热条件。

1.3 研究参数和评价指标

采用雷诺数(Re)研究不同流速下散热器性能, Re 表达式如式 (11) 所示:

$$\text{Re} = \frac{\rho_f u D_h}{\mu_f} \quad (11)$$

式中: D_h 为微通道的水力直径, 其计算公式为:

$$D_h = \frac{2H_m W_m}{(W_m + H_m)} \quad (12)$$

在 u 为 0.14~1.4m/s 的流速范围内, 通过上式计算得到 Re 的研究范围为 100~1000, 即流体为三维稳态层流。

为分析散热器的水热性能, 分别采用摩擦系数 (f) 和努塞尔数 (Nu) 评价流体的流动特性和传热特性, 其表达式如式 (13) (14) 所示^[16]:

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2\rho_{f,avg} u^2 L} \quad (13)$$

$$Nu = \frac{D_h h}{k_{f,avg}} \quad (14)$$

式中: ΔP 是散热器入口和出口的压力差, Pa; $\rho_{f,avg}$ 是流体的平均密度, kg/m^3 ; $k_{f,avg}$ 为流体的平均导热系数, $\text{W/(m}\cdot\text{K)}$; h 为平均传热系数, $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$, 其计算公式为^[13]:

$$h = \frac{qLW_h}{A_{con} [T_w - 0.5(T_{in} + T_{out})]} \quad (15)$$

式中: A_{con} 是固体与流体接触壁面的面积, m^2 ; T_w 是散热器底面的平均温度, K; T_{in} 和 T_{out} 分别是流体入口和出口温度, K。

Nu 大, 代表流体与固体对流换热的能力强, 流体传热特性好。 f 小, 代表流体流动过程中摩擦阻力小, 流体流动特性好。

热增强效率 (η) 被定义为空腔、直肋或空腔与直肋组合微通道散热器的传热系数与直微通道散热器的传热系数的比率, 以分析传热和流体流动

的综合热特性影响。高的热增强效率代表了综合热特性好, 低的热增强效率表示散热器综合热特性差。 η 的表达式如式 (16) 所示^[17]:

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{\frac{1}{3}}} \quad (16)$$

式中: Nu_0 是原始直微通道(不含空腔和直肋)的努塞尔数; f_0 是原始直微通道的摩擦系数。

1.4 网格独立性检验和实验验证

在进行精确的数值模拟之前, 需要进行网格独立性检验。提出了一种相对误差方程 (e) 作为平均指标, 其定义式如式 (17) 所示:

$$e = \frac{|R_2 - R_1|}{R_1} \times 100\% \quad (17)$$

式中: R 表示任何参数, 例如努塞尔数、压降; R_1 是最优网格计算值; R_2 是其它网格计算值。 e 越小, 计算误差越小, 计算精度越高。

整个计算域被划分成非结构化三维自由四面体网格进行计算, 将微通道域与流固耦合界面细化, 其最大单元大小、最小单元大小、最大单元增长率、曲率因子和狭窄区域分辨率分别为 0.0913、0.00987、1.1、0.4 和 0.9。将微通道域进行角细化, 其边界之间最小夹角和单元大小比例因子分别为 240° 和 0.35。在边界层网格划分中, 保持边界层层数、拉伸因子和厚度调节因子分别为 2、1.2 和 5 不变。在 $\text{Re}=400$ 的条件下, 计算了圆形空腔和矩形圆角直肋散热器不同网格量的 Nu 和压降 (ΔP), 结果如表 1 所示。从表中可以看到, 852707 的网格数量 Nu 和 ΔP 的 e 值都较小, 证明该网格数所计算的模拟精度最好。因此采用 852707 的网格进行模拟研究, 既保证了计算精度, 又降低了时间成本。

表 1 组合散热器模型的网格独立性检验

Table 1 Grid independence test of combined heat sink model

网格数	Nu	Nu 偏差 $e/\%$	$\Delta P/\text{kPa}$	ΔP 偏差 $e/\%$
225150	18.66	11.9	0.496	6.42
452950	19.1	9.82	0.51	3.77
852707	21.73	2.6	0.543	2.45
1697706	21.18	—	0.53	—

微通道散热器的实验验证如图 2 所示。采用与 Chai 等人^[18]实验一致的直微通道散热器进行 Nu 和 泊肃叶数 ($f\text{Re}$) 的对比。从图中可以发现, 对于 Nu , 当 $\text{Re}=697$ 时, 模拟值与实际值的最大误差为

9.89%。对于 fRe , 当 $Re=254$ 时, 计算模拟值与实际值的最大误差为 5.76%。这可能是由于模拟忽略了重力、辐射传热和粘性耗散的影响, 使得计算结果

与实际结果可能会产生一定的偏差。总体来说, 在 Re 研究范围内, 数据误差较小, 变化趋势一致。因此, 模拟研究是准确也是有意义的。

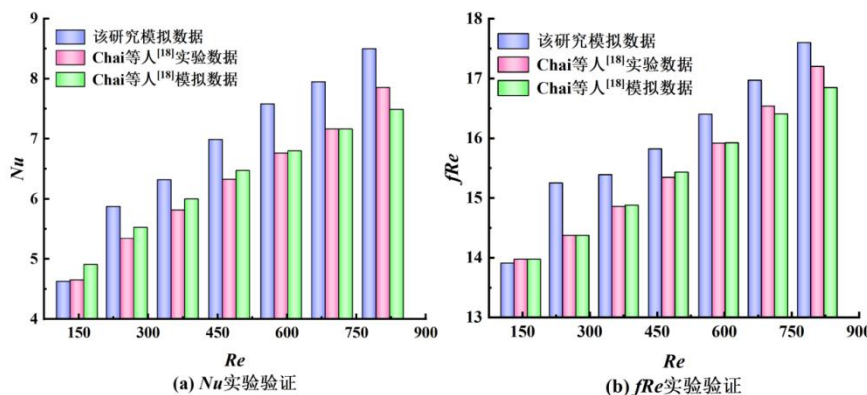


图 2 计算结果与 Chai 等人^[18]实验结果的 (a) Nu 对比和 (b) fRe 对比

Fig.2 (a) Nu comparison and (b) fRe comparison between the calculated results and the experimental results of Chai et al^[18]

2 结果与讨论

为比较所提出的 CC-RRR 性能, 首先将该组合散热器与 CC 和 RRR 进行对比, 研究将该两种结构组合后的散热器水热性能。在此初始 CC-RRR 结构的基础上, 分别改变 α 和 β 值, 通过比较不同 Re 下 Nu 、 f 和 η 的变化, 分析模型的综合性能, 并得到参数变化对热性能的影响规律。在研究过程中, 初始 α 和 β 值分别为 0.5 和 0.1。

2.1 CC、RRR 和 CC-RRR 的传热、流动和综合热特性分析

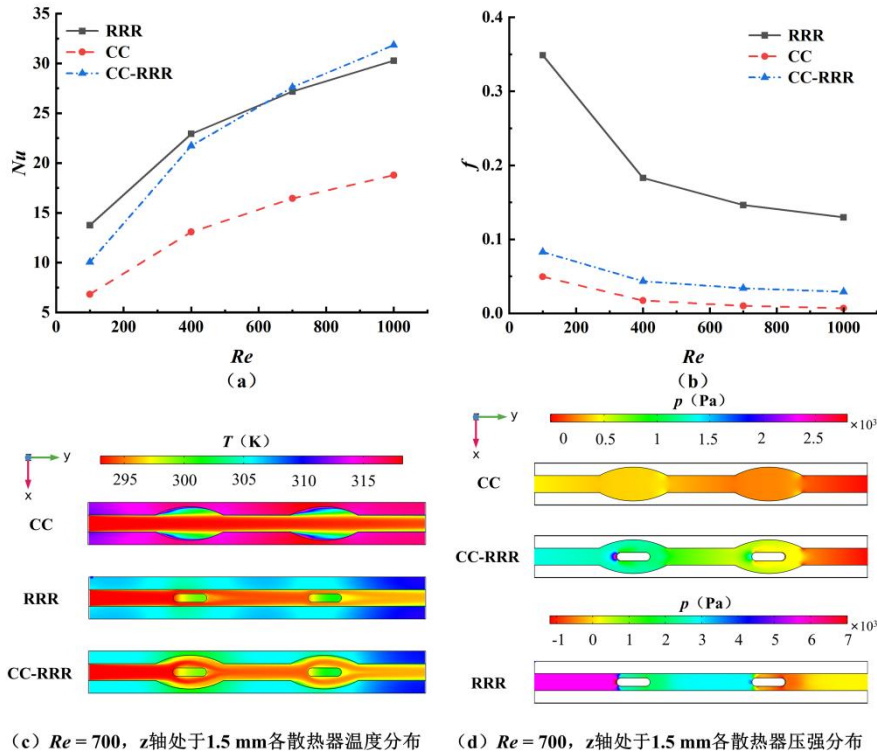
2.1.1 传热特性和流动特性

CC-RRR、CC 和 RRR 的传热特性对比如图 3 (a) 和 (c) 所示。从图中可以看出, 随着 Re 的升高, 三种散热器的 Nu 都呈显著增加趋势, 但增加的幅度逐渐减小。在 $Re=100\sim 1000$ 范围内, CC-RRR、CC 和 RRR 的 Nu 分别最大提升了 216.19%、174.71% 和 119.9%。这可能是因为入口水流速增加, 流动强度增加, 破坏了散热器的热边界层, 从而更加有效的与流体进行对流换热, 传热特性增加。随着流速的进一步增加, 边界层的变化趋于稳定, 传热效率的提升幅度也会逐渐减小。对比不同散热器, RRR 和 CC-RRR 的变化范围几乎重合, 而 CC 的 Nu 整体偏小。这是因为微通道中没有直肋的存在, 流体基本只沿着平行微通道流动, 更少的流体流入空腔与空腔壁面进

行对流换热, 从而无法有效给散热器降温, 使散热器持续保持在一个较高的温度范围内。正如图 3 (c) 所示, CC 的两空腔中较高的流体温度是高温散热器的传热导致, 而缺少流体与散热器壁面的充分接触 (尤其是空腔), 散热器整体温度比 RR 和 CC-RRR 高出许多。因此可以发现, 只有空腔的微通道散热器不能够有效的给散热器降温, 需要进行空腔与直肋的耦合才能提高传热特性。

CC-RRR、CC 和 RRR 的流动特性对比如图 3

(b) 和 (d) 所示。在所有 Re 的研究范围内, RRR 的 f 整体最高, CC 最低, CC-RRR 位于两者之间, 三种散热器的 f 降低幅度分别最大为 62.82%、86.24% 和 65.06%。首先无直肋的 CC 结构流体更加顺滑, 流线更平稳, 使得流体流动的摩擦阻力最小, 摩擦系数也最小。此外, 当直肋和空腔都引入到微通道中时, 通过与 RRR 相比发现, 空腔结构可以弥补直肋结构增加流动阻力的缺点, 获得更好的流动特性, 这使得空腔加直肋结构的摩擦系数显著降低。图 3 (d) 三种散热器的压力云图也反映出, 对于含有直肋的 RRR 和 CC-RRR 模型, 直肋前后的压力有大幅度的变化, 而无直肋的 CC 模型整体压力分布较为平稳。因此在流体流动特性方面, 需要给 RRR 模型增加空腔结构以降低微通道内的摩擦阻力, 提升流动特性。



(c) $Re = 700$, z 轴处于1.5 mm各散热器温度分布 (d) $Re = 700$, z 轴处于1.5 mm各散热器压强分布
图3 不同结构微通道散热器 Nu 和 f 随 Re 的变化以及温度和压力云图

Fig.3 Variation of Nu and f with Re and temperature and pressure cloud diagrams in microchannel heat sinks with different structures

2.1.2 综合热特性

从以上的传热特性和流动特性分析中可以发现, CC 模型流动特性最好, 但传热特性最差, RRR 模型传热特性与 CC-RRR 类似, 但流动特性最差。因此采用式 (16) 耦合了 Nu 和 f 的变化规律, 考虑了流动特性和传热特性的综合影响, 如图 4 所示。CC 在所有 Re 下 η 的变化幅度最小。无直肋的空腔结构削弱了对流换热, 但同时也降低了流动阻力, 正是由于上述因素的共同作用, 使得空腔微通道的整体热特性变化很小。而在 RRR 与 CC-RRR 的比较中, 由于直肋模型与组合模型相比前者具有类似的传热特性和较大劣势的流动特性, 使组合模型的 η 显著提高。在研究范围内, CC、RRR 和 CC-RRR 的变化幅度分别为增加了 3.55%、降低了 40.3%和 12.53%。因此, 将空腔与直肋耦合进行微通道散热器的散热是十分有必要的, 它能够增加传热的同时降低摩擦阻力, 提升散热器的综合热特性。而由于研究中 RRR 较大的 η 变化幅度, 因此分析了矩形圆角直肋的结构变化 (α 和 β), 进一步探讨提升效率的方式。

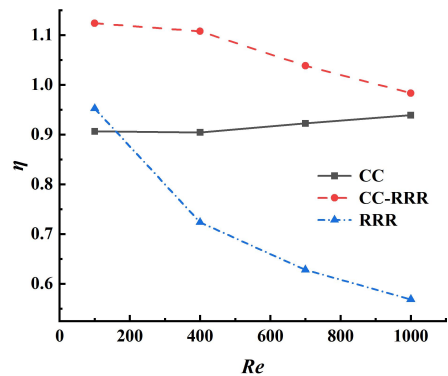


图4 不同结构微通道散热器 η 随 Re 的变化

Fig.4 Variation of η with Re for microchannel heat sinks with different structures

2.2 不同 α 的传热、流动和综合热特性分析

2.2.1 传热特性和流动特性

不同 α 的传热特性和流动特性如图 5 所示。对于传热特性, 从图 5 (a) 中可以发现, α 增加, Nu 增大。在五种情况下, $\alpha = 1.4$ 对应的 Nu 最高。随着 α 值的降低, 直肋对流换热面积减少, 在所有 Re 下, Nu 普遍降低。而当 α 从 0.5 变化到 0.2 时, 降低的趋势最大。这表明在 α 由小变大的过程中, 直肋宽度的变化对传热特性的影响是逐渐降低的。 α

的增加带来了固体和液体之间传热接触面积的增大以及肋部边缘高流量转弯的流动中断效应的增大, 这使得流体能够充分与散热器壁面接触, 有效降低散热器温度, 这在图 5 (c) 的温度分布云图中更加明显。当 $\alpha=0.2$ 时, 流道中直肋并不能将流体分流到空腔壁面, 使 $\alpha=0.2$ 的模型散热器温度分布与无直肋的 CC 模型类似。而当 α 增加到 0.5 以后, 流体分流的作用开始逐渐显著, 与空腔接触面积也越来越大, 散热器温度逐渐降低, 空腔周围的散热器温度也会随着 α 的增加而降低, 传热特性则越来越好。

改变 α 产生的流动特性如图 5 (b) 和 (d) 所示。所有 α 对应的 f 都会随 Re 的增加而降低。在所

有 Re 下, $\alpha=1.4$ 的模型 f 要远远高于其他模型, 随着 α 的减小, 所有 f 都会减小。在研究范围内, $\alpha=1.4$ 的模型 f 最大降低 0.139, 其他模型普遍降低 0.05~0.09。这可能是因为 $\alpha=1.4$ 时直肋宽度最大, 流体流经直肋时被分流挤压到直肋与空腔之间的较小区域, 从而增大流体的摩擦系数与流动阻力, 而随着 α 的减小, 中间区域较大, 流体能比较充分的流过该区域, 流动阻力也就相应的减小。图 5 (d) 示出了不同 α 对应的压力云图。 $\alpha=1.4$ 的模型使流体与直肋和空腔壁面接触的面积较多, 使得整个流体区域压力偏大, 压降也会增大, 从而增大 f 。随着 α 的减小, 流体压降减小, f 也会减小。

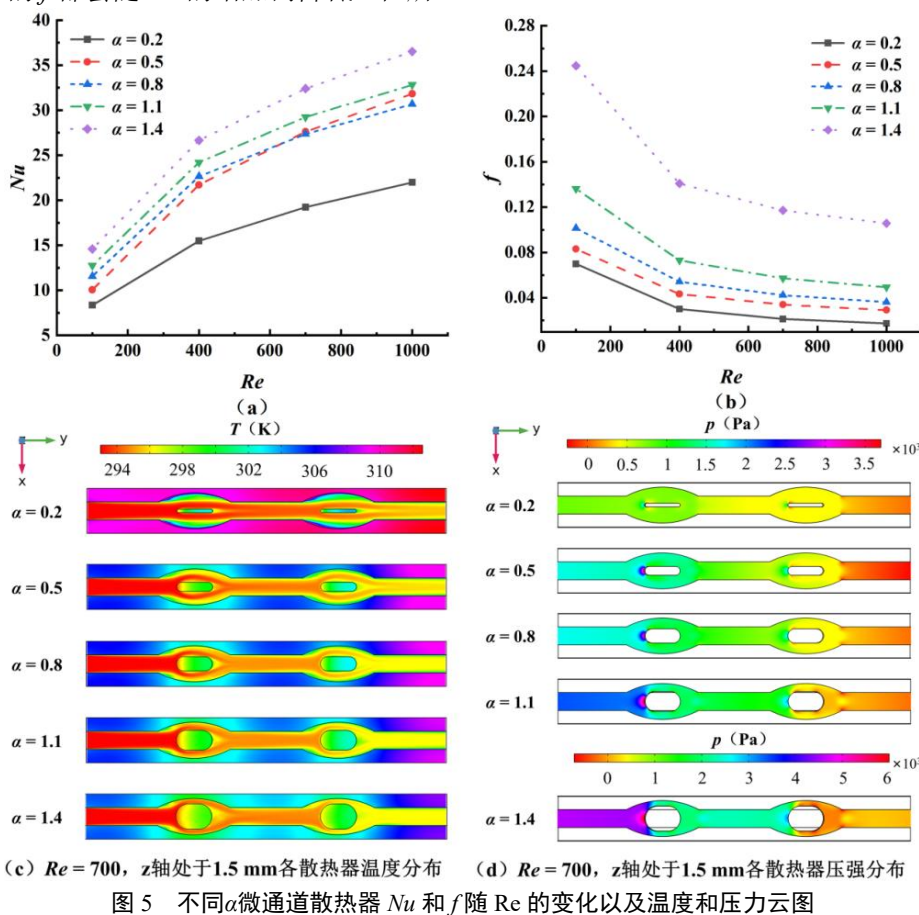


图 5 不同 α 微通道散热器 Nu 和 f 随 Re 的变化以及温度和压力云图

2.2.2 综合热特性

不同 α 微通道散热器综合热特性分析如图 6 所示。随着 Re 的增加, 所有 α 对应的模型 η 都会降低, $\alpha=1.4$ 时下降的趋势最大, 达到了 0.403, $\alpha=0.2$ 和 0.5 时趋势最小, 约在 0.12~0.14 之间。当 $Re < 355$ 时, $\alpha=0.8$ 的模型 η 最高, 综合热特性最好。而当

$Re > 355$ 后, $\alpha=0.5$ 的模型综合热特性最好。因此, 若从通过改变直肋宽度的角度对散热器进行优化, α 建议在 0.5~0.8 之间, 以满足所有 Re 的要求。总体来说, 直肋宽度增加会使得散热器的 η 出现先增加后降低的趋势, 在 $\alpha=0.5\sim 0.8$ 内拥有相对较大的 η , 综合热特性最好。

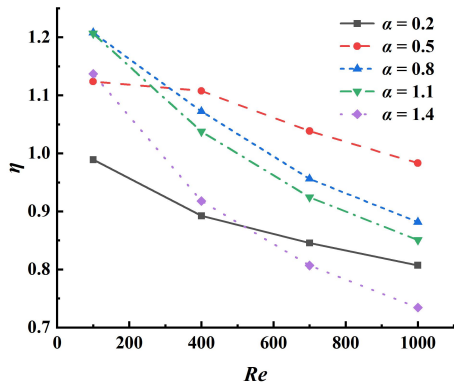


图 6 不同α微通道散热器η随 Re 的变化

Fig.6 Variation of η with Re for different α microchannel heat sinks

2.3 不同β的传热、流动和综合热特性分析

2.3.1 传热特性和流动特性

不同β对应的传热特性如图 7 (a) 和 (c) 所示, Re 逐渐升高, 所有模型的 Nu 也逐渐升高, 但是上升的趋势逐渐变缓。当 Re < 400 时, β=0.2 的模型具有最高的 Nu 值。而当 Re 大于 400 后, β=0.1 的模型 Nu 值最高。这可能是因为低流速下散热器内直肋长度占主导, 流体在与直肋接触并分流后, 两侧流体能够充分与圆形空腔壁面接触, 增大了流体与空腔以及直肋的对流换热面积, 从而增大 Nu。当流速增大后, 由于β=0.2 的模型直肋长度过长, 流体在与空腔壁面接触后无法充分与直肋壁面接

触, 从而呈现出直肋结构温度较高的现象, 如图 7 (c) 所示。从图中可以看出, 当 Re=700 时, 两侧的散热器结构随着β的增加而降低, 但是中间的直肋结构却随着β的增加而增加。可以得到结论, β 的增加并不能持续提升散热器的散热特性, 最优β数值应根据流速的变化进一步研究决定。

不同β对应的流动特性如图 7 (b) 和 (d) 所示。在研究范围内, 随着 Re 的增加, 所有模型的 f 都会降低, 且降低的趋势逐渐变缓。此外, 从图中可以发现, β=0.2 的模型具有最大的 f, 并且要远远大于其他三种模型, 这是因为β=0.2 的模型直肋长度最长, 流体虽然能充分与固体避免接触, 但也同时会与壁面产生较大的摩擦损失, 从而增大 f, 增大流动阻力。随着β的降低, 流体与壁面接触面积越来越少, 逐渐成为充分发展的流动, β=0.15 的模型 f 次之, β=0.1 和β=0.05 的 f 最小, 其流动阻力也最小。图 7 (d) 示出了β变化产生流体压力分布。较长的直肋使流体压力变得更大, 这是因为低β值使直肋尾部与空腔壁之间存在较大的空隙, 直肋尾部会有旋涡产生。另外由于有充足的流体空间, 整体微通道内的流体流线比较均匀平滑, 流体压降也较小。而当β增加时, 直肋附近流体开始变得混乱, 增大了流体的压降, 从而降低了流体的流动特性。

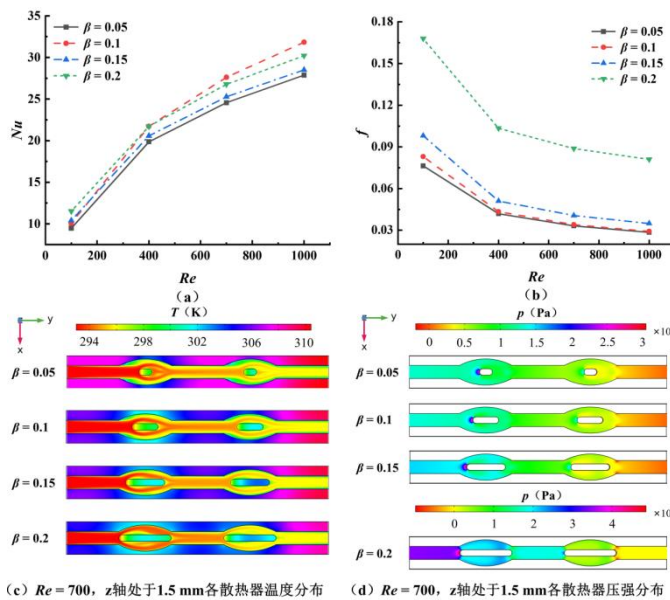


图 7 不同β微通道散热器 Nu 和 f 随 Re 的变化以及温度和压力云图

Fig. 7 Variation of Nu and f with Re and temperature and pressure cloud diagrams for different β microchannel heat sinks

2.3.2 综合热特性

图 8 反应了不同 β 的综合热特性。总体来说, 各种模型的 η 都会随着 Re 的增加而降低。随着直肋长度的减小, 模型的综合热特性也呈现出先增加后减小的趋势。 $\beta=0.2$ 的模型具有最大的 Nu 和 f , 但在所有 Re 下 η 最低, 远远低于 $\beta=0.05$ 、 0.1 和 0.15 三种模型, 因此该模型的综合热特性最差, 其次是 $\beta=0.15$ 的模型, $\beta=0.1$ 的模型 η 最好, 综合热特性也最好。在研究范围内, 随着 Re 的增加, $\beta=0.05$ 、 0.1 、 0.15 和 0.2 模型的 η 降低幅度分别为 0.221 、 0.141 、 0.27 和 0.353 。因此, 综合考虑 η 的大小及降低幅度, 相比较之下 $\beta=0.1$ 的模型是最优选择。

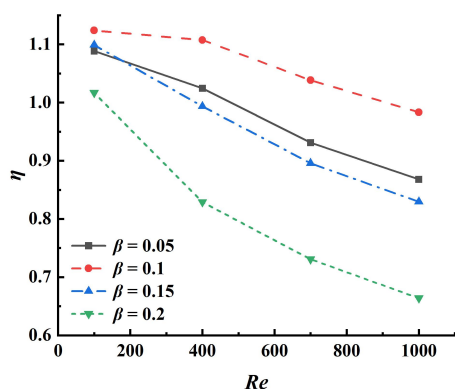


图 8 不同 β 微通道散热器 η 随 Re 的变化

Fig.8 Variation of η with Re for different β microchannel heat sinks

3 结论

文章研究了一种圆形空腔和矩形圆角直肋组合的微通道散热器, 在不同雷诺数下, 分析了组合微通道散热器的性能以及组合散热器中直肋结构的改变引起的水热性能变化, 得到了以下结论:

(1) 与 CC 和 RRR 模型相比, CC-RRR 模型具有最好的 η , 将直肋与空腔耦合能够增强传热的同时降低摩擦阻力, 提升散热器的水热性能。

(2) 比较不同直肋宽度的微通道散热器, 当 $Re < 355$ 时, $\alpha=0.8$ 的模型 η 最高, 综合热特性最好。而当 $Re > 355$ 后, $\alpha=0.5$ 的模型综合热特性最好。因此若想通过改变直肋宽度提升综合性能, 建议 α 在 $0.5 \sim 0.8$ 内取值以保证最高的热效率。

(3) 比较不同直肋长度的微通道散热器, $\beta=0.1$ 的模型 η 最好, 综合热特性也最好, 且在研究范围内也仅有 0.141 的最小变化幅度。若考虑改变

直肋长度来提升散热器的综合性能, 建议 β 取 0.1 的相对值以增强散热和降低压降。

文章考虑的组合结构散热器拥有最好的综合热特性, 为研究人员在后续的组合散热器组合结构设计中提供了参考。但文章仅限于将该组合散热器与单纯空腔或直肋散热器对比, 缺乏与其他形状组合散热器的对比。后续的研究可以考虑与其他结构的组合散热器进行对比, 以深入探究最优方案。此外, 结构参数仅限于研究直肋的参数, 后续可以分析空腔结构尺寸、直肋和空腔个数等更多的参数, 以综合评价各参数对散热器水热性能的影响。

参考文献:

- [1] Ran J, Qiu Y, Liu J, et al. Coordinated optimization design of buildings and regional integrated energy systems based on load prediction in future climate conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2024,241:122338.
- [2] 李红. 建筑暖通空调系统节能优化设计分析[J]. 居业, 2024,(11):85-87.
- [3] 宜小芳. 公共建筑中暖通空调系统能效提升策略分析[J]. 建材发展导向, 2024,22(11):44-46.
- [4] 黄坤昆, 谢雪松, 郭海霞, 等. 不同通道尺寸的微通道相变散热器性能研究[J]. 电子设计工程, 2022,30(9):1-5.
- [5] 曹欣. 新型微通道换热器热性能研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2021.
- [6] 张德瑾. 太阳能驱动微通道换热器室内散热实验研究[D]. 南京: 南京师范大学, 2017.
- [7] Zhu Q, Xia H, Chen J, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics of microchannel heat sinks with different groove shapes[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021,161:106721.
- [8] Feng Z, Zhou C, Guo F, et al. The effects of staggered triangular ribs induced vortex flow on hydrothermal behavior and entropy generation in microchannel heat sink[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023,191:108331.
- [9] 段治健, 李鑫, 马欣荣. 针肋结构微通道热沉的结构优化设计[J]. 咸阳师范学院学报, 2022,37(4):1-5,8.
- [10] 孙文骏. 两种新型微通道散热器结构优化及传热特性的数值研究[D]. 桂林: 桂林理工大学, 2021.