

撤稿声明

撤稿文章名: 微通道分离式热管结构参数优化及其换热特性研究
 作者: 金梦慧
 * 通讯作者: 邮箱: jin_menghui@163.com
 期刊名: 建模与仿真 (MOS)
 年份: 2025
 卷数: 14
 期数: 4
 页码: 253-264
 DOI (to PDF): <https://doi.org/10.12677/mos.2025.144283>
 文章ID: 2572327
 文章页面: <https://www.hanspub.org/journal/paperinformation?paperid=111654>
 撤稿日期: 2025-5-26

撤稿原因 (可多选):

- ☐ 所有作者
☐ 部分作者:
☐ 编辑收到通知来自于
☐ 出版商
☐ 科研机构:
☐ 读者:
☒ 其他:

撤稿生效日期: 2025-5-26

撤稿类型 (可多选):

- ☐ 结果不实
☐ 实验错误
☐ 数据不一致
☐ 分析错误
☐ 内容有失偏颇
☐ 其他:
☐ 结果不可再得
☐ 未揭示可能会影响理解与结论的主要利益冲突
☐ 不符合道德
☐ 欺诈
☐ 编造数据
☐ 虚假出版
☐ 其他:
☐ 抄袭
☐ 自我抄袭
☐ 重复抄袭
☐ 重复发表 *
☐ 侵权
☐ 其他法律相关:
☐ 编辑错误
☐ 操作错误
☐ 无效评审
☐ 决策错误
☐ 其他:
☒ 其他原因:

出版结果 (只可单选)

- ☐ 仍然有效.
☒ 完全无效.

作者行为失误(只可单选):

- ☐ 诚信问题
☒ 学术不端
☐ 无 (不适用此条, 如编辑错误)

* 重复发表: "出版或试图出版同一篇文章于不同期刊."

历史

作者回应:

☐ 是, 日期: yyyy-mm-dd

☒ 否

信息改正:

☐ 是, 日期: yyyy-mm-dd

☒ 否

说明:

“微通道分离式热管结构参数优化及其换热特性研究”一文刊登在 2025 年 4 月出版的《建模与仿真》2025 年第 14 卷第 4 期第 253-264 页上。因作者学术不端, 根据国际出版流程, 编委会现决定撤除此稿件: 金梦慧. 微通道分离式热管结构参数优化及其换热特性研究[J]. 建模与仿真, 2025, 14(4): 253-264. <https://doi.org/10.12677/mos.2025.144283>

所有作者签名:

A large, stylized handwritten signature in black ink, reading '金梦慧' (Jin Menghui), is centered within a rectangular box.

微通道分离式热管结构参数优化及其换热特性研究

金梦慧

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2025年3月10日; 录用日期: 2025年4月3日; 发布日期: 2025年4月14日

摘要

本文以微通道换热器作为分离式热管的蒸发端和冷凝段, 制冷剂选用R22, 建立了分离式热管的一维稳态模型, 利用MATLAB软件编程模拟计算。经验证实验和模拟的性能参数最大相对误差为9.7%。构建稳态模型研究微通道分离式热管变结构参数下的系统性能, 得出结论: 1) 扁管高度由1.6 mm增至4.4 mm时, 蒸发器制冷剂侧压降急剧降低后趋于平缓, 但换热效率随高度增大逐渐劣化; 2) 系统换热量随翅片高度增加显著提升, 而空气侧压降则呈相反趋势; 3) 百叶窗间距与角度对换热性能影响显著, 较小间距(<1 mm)与较大角度(45°)均可提升换热系数与湍流强度, 但尤其要注意与气流负荷的匹配; 4) 连接管管径差异对系统性能影响显著, 因两相流与液态工质密度差异, 系统对上升管管径变化更为敏感。研究揭示了微通道分离式热管结构参数与换热性能的关联性, 为优化换热器设计、提升数据中心复合制冷系统能效提供了理论支撑。

关键词

数据中心, 微通道换热器, 分离式热管, 稳态换热模型

Thermal-Hydraulic Performance Optimization of Micro-Channel Separate Heat Pipes: A Structural Parameter Study

Menghui Jin

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 10th, 2025; accepted: Apr. 3rd, 2025; published: Apr. 14th, 2025

Abstract

This study employs a micro-channel heat exchanger as the evaporator and condenser of a separate

heat pipe system using R22 refrigerant. A one-dimensional steady-state model of the separate heat pipe was established and simulated by MATLAB. Experimental validation showed a maximum relative error of 9.7% between simulated and measured performance parameters. The steady-state model was utilized to investigate system performance under varying structural parameters of the microchannel separate heat pipe, yielding the following conclusions: 1) As flat tube height increases from 1.6 mm to 4.4 mm, the evaporator refrigerant-side pressure drop decreases sharply before stabilizing, while heat transfer efficiency gradually deteriorates with increasing height; 2) System heat transfer capacity significantly improves with fin height enhancement, whereas air-side pressure drop exhibits an opposite trend; 3) Louver spacing and angle substantially influence heat transfer performance—smaller spacing (<1 mm) and larger angles (45°) respectively enhance heat transfer coefficients and turbulence intensity, but special attention should be paid to matching with airflow load; 4) Diameter differences between riser and downcomer pipes significantly affect system performance, with greater sensitivity to riser diameter variations due to two-phase flow characteristics and liquid working fluid density differences. This research elucidates the correlation between structural parameters and thermal performance in microchannel separated heat pipes, providing theoretical support for optimizing heat exchanger design and improving energy efficiency in data center composite cooling systems.

Keywords

Data Center, Micro-Channel Heat Exchanger, Separate Heat Pipe, Steady-State Heat Transfer Model

Copyright © 2025 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

“双碳”目标的提出加快了各行业向低碳转型，是实现国家经济长期健康可持续发展的必然选择。数据中心作为高耗能领域之一，随着人工智能、大数据等新兴技术驱动下的应用场景日益丰富，数据中心需求与日俱增。据统计，截止 2021 年底，我国数据中心机架规模达 520 万架。在政策利好、需求提振、技术升级的作用下，预计规模至 2025 年增长至 1400 万架[1]。数据中心广义定义为包含有数据服务器、电信设备、冷却设备和电力设备的所有建筑物、设施和房间[2]，不同于常规建筑，这类建筑因其较高的室内发热量，需要跨季节甚至全年持续供冷。基于分离式热管与蒸气压缩复合制冷技术在全年供冷中具有独特适用性。微通道分离式热管集合了微通道结构紧凑、风阻小、换热能力强以及分离式热管布置灵活、自然冷源利用率高等优点，可有效应对通信基站散热空间小、热流密度高的问题[3]，与蒸气压缩复合的空调机组不仅能实现自然冷源的充分利用，推动数据中心绿色化、集约化发展，而且通过热泵和热管的直接融合实现了更低驱动力、更小耗材量、更低初投资的目标，备受广泛关注。

分离式热管与蒸气压缩复合制冷机组最早由上世纪 90 年代日本学者 Okazaki 等[4] [5]最先提出并研发出实际产品，但由于当时对复合制冷系统的设计方法尚未明确，整套系统还是基于蒸气压缩系统设计，导致分离式热管并未发挥出自身特征所带来的节能优势；Lee 等[6] [7]在系统设计上，通过实验测试了系统中工质充注量、换热器流程以及两器高差对系统运行性能的影响规律，并据此确定了系统的设计办法，但实验所进行的测试工况有限，仅实现了定性分析而未能量化分析，导致复合制冷系统性能参数均不高，开发的风冷式复合空调系统在蒸气压缩制冷模式运行时，额定工况的 COP 仅为 2.44；两个系统在运行原理和工况上并不相同，因此所需换热面积和工质流量的取值并不相同，影响系统设备如压缩机的选

型,无法兼顾两系统的运行能效,导致综合能效降低;从部件层面上,管道设计影响蒸气压缩回路回油安全,Okazaki 等[4][5]使用管径为 9.52 mm 和 12.7 mm 的管道作为连接管,对于蒸气压缩系统来说,管道选择合适,但对于分离式热管,将会导致相当大的压降,使得热管循环效率和稳定性的下降,影响系统实际的运行效果。因此掌握结构参数对微通道分离式热管循环性能的影响规律,对于改进复合机组的优化设计方法和运行调控策略具有重大意义。

本文选取 R22 为循环工质,采用微通道换热器代替传统分离式热管的蒸发段和冷凝段,对整个系统及其组成部分建立了稳态数值模型,并利用 MATLAB 软件编程模拟计算。将不同工质充注量条件下的系统性能参数实验值和模拟值进行对比,在合理误差单位内验证模型的可行性。最后应用建立的稳态模型对不同换热器结构参数下的系统性能的影响进行研究,为系统的优化设计提供了一定的参考依据。

2. 微通道分离式热管稳态建模

2.1. 分离式热管工作原理

分离式热管,结构为封闭环管,由蒸发段、冷凝段及绝热段组成,而绝热段根据位置的不同分为蒸气上升管和液体下降管,工作原理如图 1。蒸发段和冷凝段分别以独立换热器形式呈现,绝热管道将两者串联组合为一个整体,上升管与下降管内工质的密度差形成了热管管内工质循环的驱动力,即冷凝器的位置要高于蒸发器才能保证热管正常运行,不同于传统热管,分离式热管仅依靠重力回流,无需毛细结构及其他动力部件,实现两相自然循环。

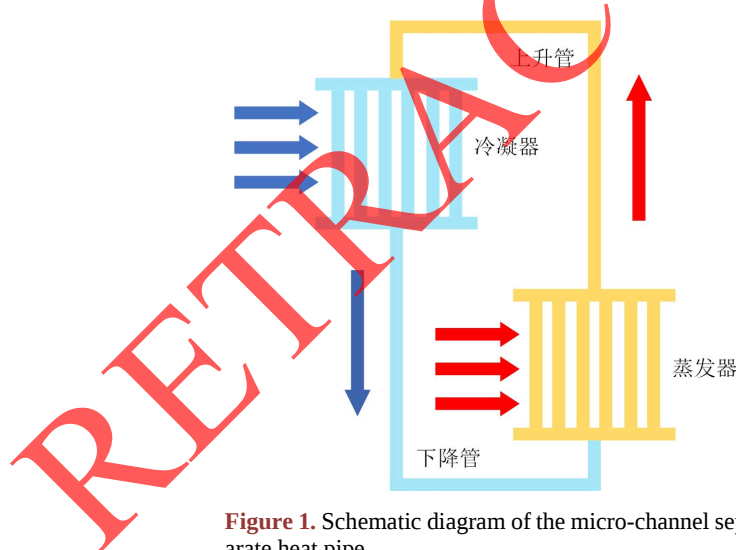


Figure 1. Schematic diagram of the micro-channel separate heat pipe

图 1. 微通道分离式热管原理图

2.2. 微通道分离式热管稳态换热模型

在分离式热管中,系统工质流动遵循动量、能量及质量守恒,在稳态工作条件下,制冷剂工质经一个完整的系统循环过程之后,工质吸收的热量与放出的热量相等,压力、温度、焓值、干度等参数变化为 0,制冷剂工质在系统任意截面上的质量流量均为一个常数,对系统各部分工质质量进行求和,所得值即为起始工质充注量。

2.2.1. 微通道蒸发器换热模型

本文采用有限元模型对微通道蒸发器建模,分别针对制冷剂液态过冷区、两相区、气态过热区建立

模型。为了便于一维仿真计算，更深刻描述管内工质流动及换热过程随外界因素的变化规律，掌握微通道分离式热管工作时的换热性能，对模型做一定程度的理想化处理：1) 管内制冷剂 and 管外空气均作一维、稳态流动；2) 换热管内、外截面积沿管长保持不变；3) 忽略其管壁热阻的影响；4) 忽略任何沿轴向的导热及系统向其周围环境的漏热；5) 忽略不凝性气体影响及管内外污垢热阻；6) 各单通道内制冷剂流量分配均匀，并且具有相同的温度和压力分布。将蒸发器沿制冷剂流动方向微元化，每根换热通道被自上而下划分为 100 段，通过 MATLAB 编程，计算每个微元的换热量、压降、焓值及出口温度等相关参数，将上一微元段出口工质参数作为下一单元进口参数，依次计算每一微元，直至制冷剂流出蒸发器。

计算空气侧的对流换热系数和压力损失时，采用 Kim and Bullard [8] 的 j 因子及摩擦系数 f ，如下：

$$j = Re_a^{-0.487} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{P_f}{P_l} \right)^{-0.14} \left(\frac{H_f}{P_l} \right)^{-0.29} \left(\frac{B_f}{P_l} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{P_l} \right)^{0.68} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{P_l} \right)^{-0.05} \quad (1)$$

$$f = Re_a^{-0.781} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{P_f}{P_l} \right)^{-1.682} \left(\frac{H_f}{P_l} \right)^{-1.22} \left(\frac{B_f}{P_l} \right)^{0.818} \left(\frac{L_l}{P_l} \right)^{1.97} \quad (2)$$

其中 Re_a 为空气雷诺数，其他均为微通道换热器的结构参数，见表 1。

$$h_a = j Re_a Pr_a^{1/3} \frac{\lambda_a}{P_l} \quad (3)$$

$$\Delta P_a = \frac{f A_b}{2 \rho_a A_{fe}} \left(\frac{G_a}{A_{fe}} \right)^2 \quad (4)$$

其中 h_a 为空气侧对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； Pr_a 为空气侧普朗特数， λ_a 为空气的导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。 ΔP_a 为空气侧压降，Pa； ρ_a 为空气密度， kg/m^3 。

Table 1. Structural parameters of micro-channel heat exchanger

表 1. 微通道换热器的主要结构参数

结构参数	单位(mm)	结构参数	单位(mm)
扁管外宽 B_o	25	翅片宽度 B_f	25
扁管内宽 B_i	24.1	翅片高度 H_f	8
扁管外高 H_o	2	翅片间距 P_f	1.5
扁管内高 H_i	1.1	百叶窗角度 θ	30°
薄片数量 N_w	18 个	百叶窗长度 L_l	7
薄片厚度 δ_w	0.4	百叶窗间距 P_l	1
集液(气)管径 D	30	翅片厚度 δ_f	0.1

蒸发段稳态模型建立后，根据制冷剂侧换热公式计算蒸发段每一微元换热量。在计算蒸发段的每一微元段工质的换热系数和摩擦压降时，可分为单相区和两相区进行计算，在单相过热蒸汽区选用 Gnielinsk [9] 计算换热系数，摩擦压降计算与单相过冷液态区相同，在两相区时选用 Sung-Min Kim [10] 模型计算两相区的换热系数，利用 Friedel 模型 [11] 计算摩擦压降。

2.2.2. 上升管、下降管换热模型

本文忽略微通道分离式热管系统中上升管、下降管与空气的换热，均看作绝热部分处理，制冷剂工

质流动过程为等焓过程。工质在流动过程中的压降由阻力压降和重力压降构成。

2.2.3. 微通道冷凝器换热模型

计算流程和步骤与蒸发器类似，其中单相区工质侧的对流换热系数及压降可以采用和蒸发器相同的关联式进行计算，只是在两相区调用修正后的 Nusselt 模型计算凝结换热过程。

3. 微通道分离式热管数值模拟

在微通道分离式热管各部分稳态模型建立完成的基础上，采用顺序模块法，给定系统起始工质充注量、室内外温度和风量，已知两器的结构参数，假定微通道蒸发器的入口压力、入口焓值以及初始质量流量，使用 MATLAB 软件编程模拟计算。在此过程中利用 Refprop10.0 进行热力学调用，计算流程如图 2 所示。

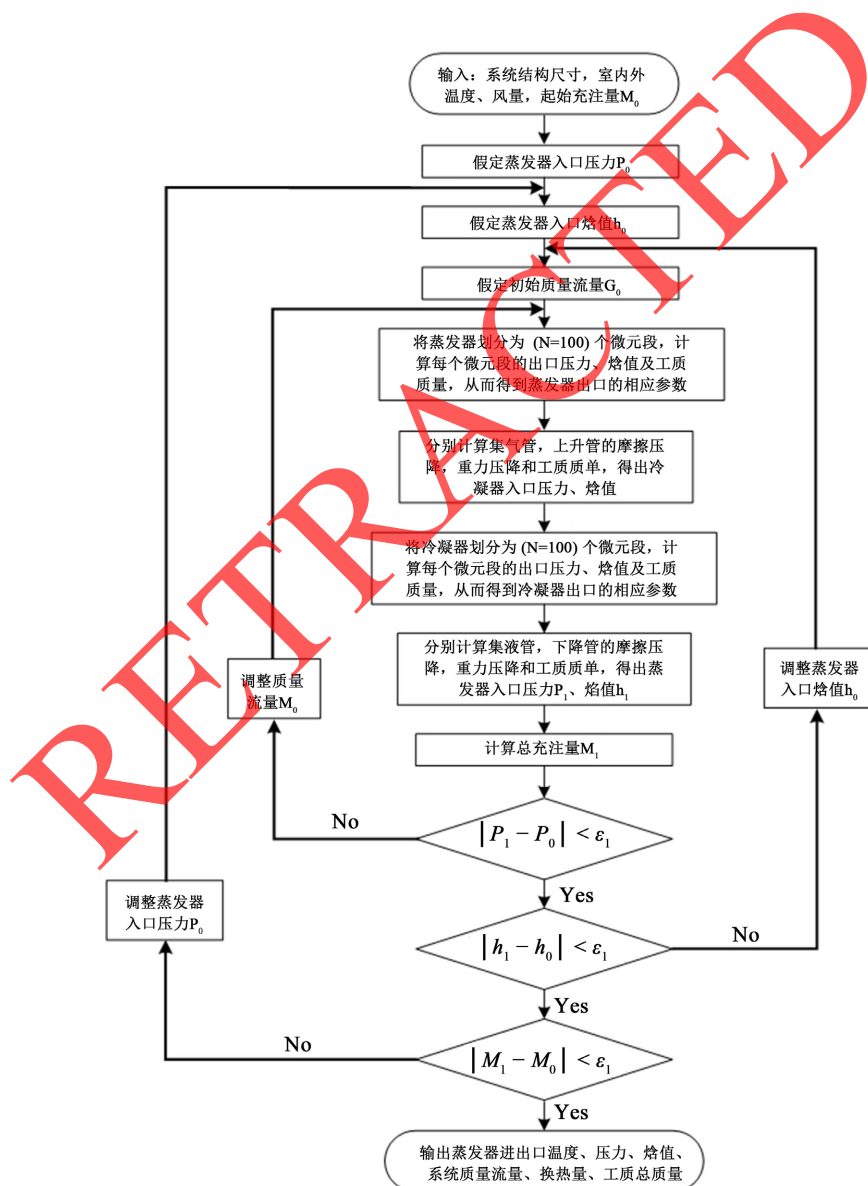


Figure 2. Steady-state calculation flow chart of micro-channel separated heat pipe

图 2. 微通道分离式热管稳态计算流程图

4. 微通道分离式热管模型验证

为了验证所建立的稳态模型的准确性,将室内侧干湿球温度 28.0℃/19.3℃,室外干湿球温度 18.0℃/11.4℃,系统循环风量为 3000 m³/h 下的蒸发器、冷凝器入口、出口压力和温度、出风温度以及系统换热量、质量流量的 MATLAB 模拟值与焓差实验台的测试结果进行对比,将实验值与模拟值的相对误差结果由下式计算得出,如表 2 所示。

$$\varepsilon = \frac{|\text{实验值} - \text{模拟值}|}{\text{实验值}} \times 100\% \quad (5)$$

Table 2. The maximum relative error of parameters of separate heat pipe under different refrigerant filling rate
表 2. 不同充注率条件下的微通道分离式热管性能参数的最大相对误差

性能参数	最大相对误差
蒸发器出、入口制冷剂压力	0.8%、1.2%
蒸发器出、入口制冷剂温度	7.7%、2.2%
冷凝器出、入口制冷剂压力	0.6%、0.4%
冷凝器出、入口制冷剂温度	2.6%、8.5%
质量流量	9.7%
蒸发器、冷凝器出风温度	1.9%、1.9%

由表 2 呈现数据可以看出,相对误差均在合理范围之内,说明所建立的微通道分离式热管系统的稳态模型具有合理性和可行性。

5. 结果与讨论

结构参数设计是换热器设计中的一项重要内容,微通道换热器的结构特征对微通道分离式热管影响很大,本文以标准工况下的模拟结果为基础,分析不同循环风量下微通道换热器结构参数对微通道分离式热管换热性能和流动阻力的影响,为系统的优化设计提供一定参考依据。

5.1. 不同扁管高度下的系统换热性能

图 3 为在保持扁管宽度 25 mm,循环风量为 3000 m³/h 的条件下,系统换热量和蒸发器制冷剂侧压降随扁管高度从 1.6 mm 增大到 4.4 mm 的变化情况。随着扁管高度的增加,换热量和蒸发器制冷剂侧压降均呈下降趋势,换热量的下降幅度平缓且下降速度逐渐减缓,过程中压降由 6.03 kPa 降低到 1.50 kPa。这是因为随着扁管高度的增大,一方面增大了制冷剂流通面积,对应水力直径变大,但另一方面,降低了制冷剂流速,最终变化趋势是两者综合影响下的结果。

5.2. 不同翅片间距和高度下的系统换热性能

如图 4(a)和图 4(b)所示为 1000 m³/h、3000 m³/h、4500 m³/h 的循环风量下,百叶窗翅片其他结构参数均保持不变,研究不同翅片间距下的空气侧压降及空气侧传热系数。由图中可以看出,随着翅片间距的减小,空气侧系数及空气侧压降均有所上升,其中空气侧传热系数变化幅度较小,在循环风量 1000 m³/h 时,传热系数仅从 63.25 W/(m²·K)增加到 92.13 W/(m²·K)。但随着翅片间距的减小,空气侧压降的增大趋势先较为平缓后逐渐变化剧烈,且在高风量(4500 m³/h)下变化趋势更加明显。产生此现象的原因是

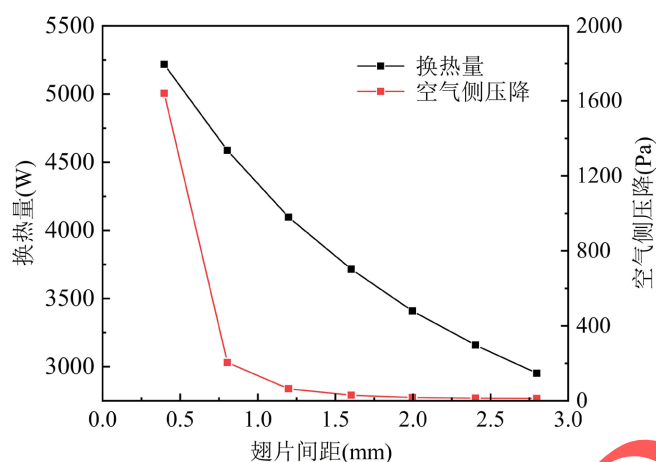


Figure 3. The variation of heat transfer rate and evaporator pressure drop under different flat tube heights

图 3. 换热量、蒸发器压降随扁管高度的变化

翅片间距的减小, 空气侧热交换面积增大, 且空气从百叶窗流过时, 扰动增强, 从而强化了翅片表面的换热, 空气侧换热能力和流通阻力都增大。故需综合考虑热管系统性能及 COP, 在 1.1 mm~2.2 mm 的范围内选择合适的翅片间距比较合适。

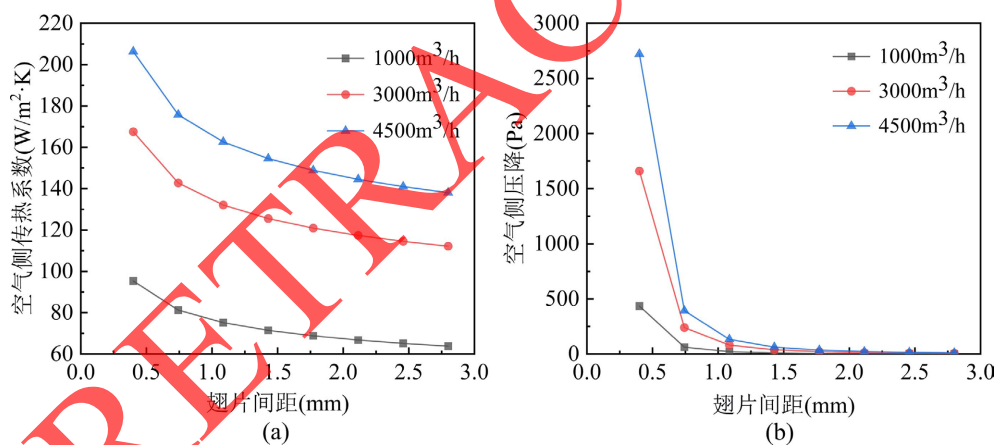


Figure 4. The variations of air-side heat transfer coefficient (a) and air-side pressure drop with fin spacings (b) under different airflow rates

图 4. 不同循环风量下空气侧传热系数(a)、空气侧压降随翅片间距(b)变化

不同循环风量下空气侧传热系数和空气侧压降随翅片高度的变化曲线如图 5(a)和图 5(b)所示, 翅片高度从 20 mm 缩减到 3 mm 时, 空气侧传热系数和压降均增大, 且增幅逐渐扩大。这是因为较小的翅片高度减小了空气侧水力直径, 加快了空气流过翅片的流速, 强化了空气侧换热, 而由于高度减小, 空气流经通道时, 通道变窄, 边界层占据更大比重, 有效流动面积进一步减小, 局部速度梯度和剪切应力增加导致压损提高。在高风量(4500 m³/h)的实际应用条件下, 阻力较大, 风机功耗增大, 因此需要应用高效风机或适当增大翅片高度以降低阻力。由于增大翅片高度的同时, 扁管与扁管间的距离也会随之扩大, 蒸发器体积增大, 从而会影响换热器的紧凑程度, 因此在进行换热器设计时, 需在换热效率、风机功耗、系统阻力和安装空间之间找到平衡, 根据实际工况选择合适的翅片高度。

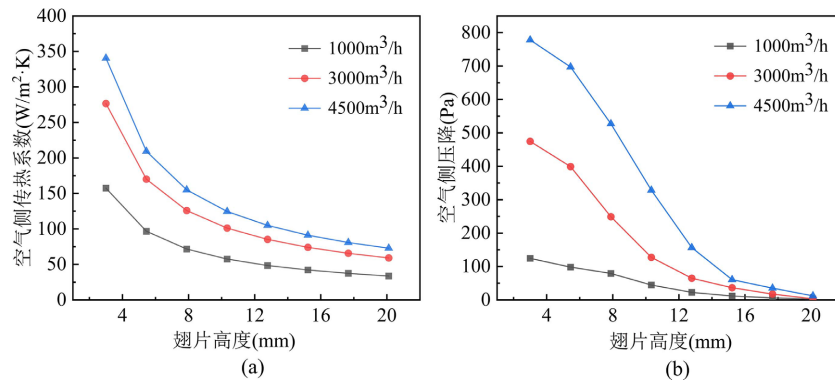


Figure 5. The variations of air-side heat transfer coefficient (a) and air-side pressure drop (b) with fin heights under different airflow rates

图 5. 不同循环风量下空气侧传热系数(a)、空气侧压降(b)随翅片高度变化

图 6 所示为微通道换热器换热量随翅片间距和翅片高度的变化曲线。当翅片间距从 0.4 mm 增大到 2.8 mm 时, 换热量从 5213 W 降至 2964 W, 降幅达 43.14%, 而翅片高度由 3 mm 增加到 24 mm 时, 换热量由 2294 W 增加到 4493 W, 增幅达 95.82%。原因可由式(6)~(8)解释, 空气侧热交换面积由扁管外表面与空气直接接触的直接换热面积 A_1 与百叶窗翅片与空气接触的间接换热面积 A_2 构成, 翅片间距增大后, 空气侧总换热面积 A_0 减小, 导致换热效果减弱, 且由于翅片间距增大, 空气流速与空气侧的 j 因子和摩擦系数 f 减小, 空气侧的传热系数减小, 从而导致换热量减小, 而翅片高度的增大, 则会增大总换热面积同时空气侧压降减小, 这符合设计需要, 但在实际工程应用中应考虑翅片高度增大的同时伴随有扁管间距的增加, 导致整个换热器的体积增大, 实际设计中, 应综合考虑两者影响, 在满足设计空间要求的同时通过适当增加翅片高度来提高换热量。

$$A_1 = \left[2(B_{to} - H_{to}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_f}{P_f} \right) + \pi H_{to} \right] \cdot L \quad (6)$$

$$A_2 = 2B_f \frac{L}{P_f} (H_f - 2\delta_f) \quad (7)$$

$$A_0 = A_1 + A_2 \quad (8)$$

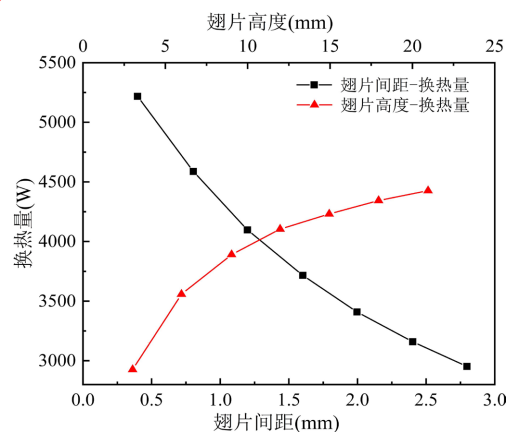


Figure 6. The variation of system heat transfer capacity with fin spacings and fin heights under an airflow rate of 3000 m³/h

图 6. 3000 m³/h 循环风量下系统换热量随翅片间距和翅片高度变化

5.3. 不同百叶窗间距和角度下的系统换热性能

百叶窗结构的主要作用是破坏空气流动边界层, 强化扰动, 增强换热。图 7(a)和图 7(b)为百叶窗间距变化对空气侧传热系数和压降的影响曲线图。在百叶窗间距 0.5 mm 到 2.6 mm 的变化范围内, 蒸发器空气侧压降呈下降趋势且下降幅度趋于平缓, 且在间距小于 1 mm 时, 百叶窗间距的增加使通风阻力和换热系数均迅速减小, 这是由于随着百叶窗间距的增加, 空气在百叶窗结构之间又恢复了稳定边界流动, 传热因子 j 及摩擦系数 f 均有所减小, 故传热和摩擦压降均下降。同时, 百叶窗翅片主要通过将翅片表面沿气流方向逐渐断开, 以阻止翅片表面空气层流边界层的发展, 使边界层在百叶窗各表面不断地被破坏, 又在下一冲条形成新的边界层, 不断利用冲条的前缘效应, 从而达到了强化传热的目的。

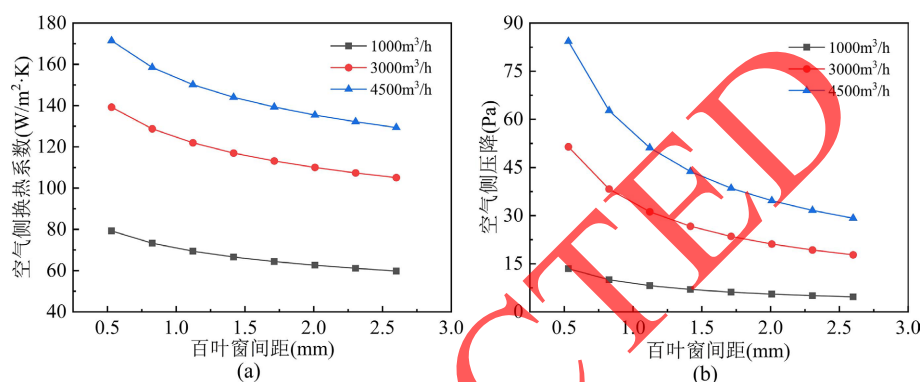


Figure 7. The variations of air-side heat transfer coefficient (a) and air-side pressure drop (b) with louver spacings under different airflow rates.

图 7. 不同循环风量下空气侧传热系数(a)、空气侧压降(b)随百叶窗间距变化

如图 8(a)和图 8(b)为空气侧传热系数和压降随百叶窗角度的变化。当百叶窗角度由 15° 增加到 45° 时, 空气侧换热系数呈平稳上升趋势。无论循环风量($1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $3000 \text{ m}^3/\text{h}$, $4500 \text{ m}^3/\text{h}$)大小, 增加百叶窗角度时传热系数增加; 但随着百叶窗角度的增加, 空气侧压降逐渐增大, 且在风量从 $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ 增加至 $4500 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, 空气侧压降出现陡增, 空气需要克服更高的通风阻力, 降低了换热器能效。在实际应用中, 过高的风量不适合所有场景, 尤其当换热器设计与气流负荷不相匹配时, 过大的风量导致过度的空气扰动, 影响系统稳定和运行寿命。

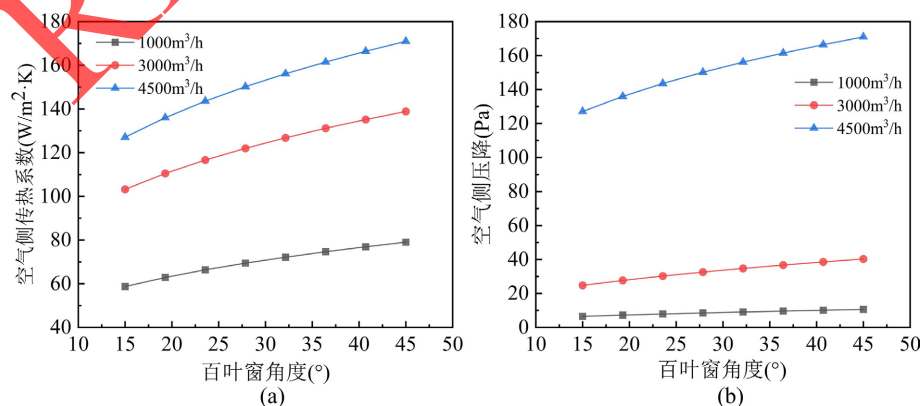


Figure 8. The variations of air-side heat transfer coefficient (a) and air-side pressure drop (b) with louver spacings under different airflow rates

图 8. 不同循环风量下空气侧传热系数(a)、空气侧压降(b)随百叶窗角度变化

图9所示为3000 m³/h循环风量下系统换热量随百叶窗间距和角度的变化曲线。当百叶窗间距从0.6 m增加到2.6 mm时,换热量从3923 W降至3569 W;当百叶窗角度从15°增加至45°时,换热量从3552 W增加到3942 W,增幅达到10.97%,主要是由于间距增大,空气侧 j 因子和摩擦系数 f 因子都减小,空气侧换热系数减小,因此换热量和压降同时降低,而角度带来的影响与之相反。在实际工程应用,提高制冷效果和降低通风阻力是两个需要同时考虑的问题,因此换热器设计必须与气流负荷相匹配,选择合适的百叶窗间距和角度,在达到换热量要求的同时,力求实现更低的通风阻力,从而整体提升系统的换热效率。

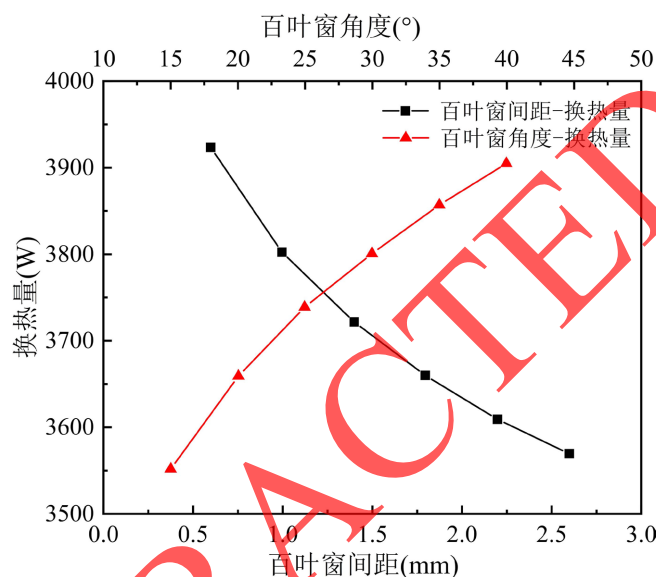


Figure 9: The variation of system heat transfer capacity with louver spacings and angles under an airflow rate of 3000 m³/h

图9. 3000 m³/h 循环风量下系统换热量随百叶窗间距、角度变化

5.4. 不同连接管结构参数下的系统换热性能

现有分离式热管为了加工方便,多采用相同管径的上升管和下降管,这是不合理的。根据分离式热管的结构特点,上升管内部流通工质为气液两相流或单相气体,而下降管中一般为液态工质,在闭合回路一定循环流量下,上升管和下降管在单位时间内流过相同质量的工质,气相或两相工质流量要比液相工质大很多,即上升管内的两相流或气相流的体积实际上要远大于下降管内液相流的体积,因此若采用相同管径,对于上升管可能因管径过小使得流动阻力增大,而对于下降管,可能因管径过大,造成材料浪费,损害系统经济性,最终影响系统综合换热性能。因此本节致力于连接管管径对分离式热管换热性能的影响。主要做了恒定循环风量为3000 m³/h,室内外工况在标准工况时9.52 mm、12.7 mm、16 mm、19 mm管径的连接管的分离式热管换热性能影响分析,上升管和下降管管长均保持为3.66 m。如图10所示,随着管径的减小,循环流量和制冷量均降低,分别降低了38.02%和20.69%。由图中性能系数变化幅度也可发现,上升管和下降管的管径变化对性能影响程度并不相同,系统性能对上升管管径变化更为敏感,影响程度的差别源自管内流动的制冷剂状态的不同,上升管和下降管分别位于蒸发器的出口和入口,因此上升管的制冷剂干度高于下降管,上升管管内制冷剂密度较小,制冷量及循环流量随上升管管径变化幅度大于下降管。

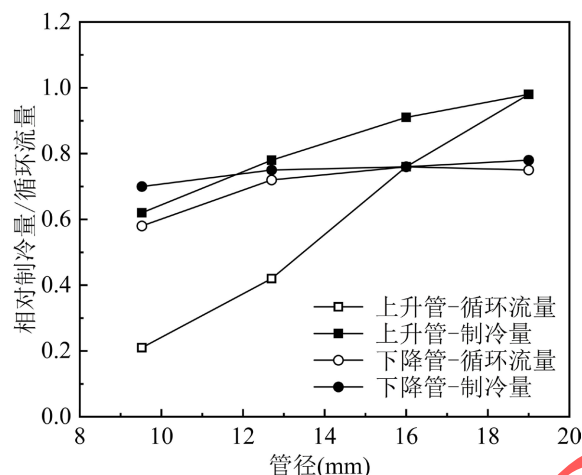


Figure 10. The variation of cooling capacity/cycle flow under different diameters of the riser and downcomer pipes

图 10. 相对制冷量/循环流量随上升管、下降管管径的变化

6. 结论

本文将具有工质低充注量、低压降、高传热性能的微通道换热器与结构灵活多变、可实现远距离换热的分离式热管相结合，建立了一维稳态换热模型并利用 MATLAB 进行编程模拟计算，得出如下结论：

通过模型对微通道分离式热管结构参数对系统换热和流动特性的影响进行分析，发现扁管高度、翅片间距、翅片高度、百叶窗间距、百叶窗角度等结构参数对系统换热性能均有不同程度的影响，在提升换热能力的同时减少系统阻力，但需在设计空间要求下综合考虑换热器设计方案。

在高风量工况下，需要特别注意空气侧压降对风机功耗的影响，建议采用高效风机或优化翅片设计(如适当增大翅片高度)以降低阻力，提升整体系统能效。

针对分离式热管连接管管内工质相态不同的特点，对于管径的选取应分开考虑，上升管管径应比下降管大为宜，研究为微通道分离式热管在数据中心复合制冷系统中的工程应用提供了理论依据与设计参考。

参考文献

- [1] 中国通服数字基建产业研究院. 中国数据中心产业发展白皮书[M]. 2023 版. 南京: 中国通服数字基建产业研究院, 2023.
- [2] Wang, X., Wen, Q., Yang, J., Xiang, J., Wang, Z., Weng, C., et al. (2022) A Review on Data Centre Cooling System Using Heat Pipe Technology. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, **35**, Article 100774. <https://doi.org/10.1016/j.suscom.2022.100774>
- [3] 李改莲, 时子超, 张志伟, 金听祥, 邵双全, 田长青. 数据机房用热管复合式空调节能性试验研究[J]. 低温与超导, 2016, 44(10): 67-71.
- [4] Okazaki, T. and Seshimo, Y. (2011) Cooling System Using Natural Circulation for Air Conditioning. *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, **25**, 239-251.
- [5] Okazaki, T., Sumida, Y. and Matsushita, A. (1999) Development of Vapor Compression Refrigeration Cycle with a Natural-Circulation Loop. Mitsubishi Electric Corporation.
- [6] Lee, S., Song, J., Kim, Y. and Chung, J.T. (2006) Experimental Study on a Novel Hybrid Cooler for the Cooling of Telecommunication Equipments.
- [7] Lee, S., Kang, H. and Kim, Y. (2009) Performance Optimization of a Hybrid Cooler Combining Vapor Compression and Natural Circulation Cycles. *International Journal of Refrigeration*, **32**, 800-808. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.12.008>

-
- [8] Kim, M. and Bullard, C.W. (2002) Air-Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminum Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, **25**, 390-400. [https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(01\)00025-1](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(01)00025-1)
 - [9] Gnielinski, V. (1976) New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flows. *International Chemical Engineering*, **16**, 359-368.
 - [10] Kim, S. and Mudawar, I. (2013) Universal Approach to Predicting Saturated Flow Boiling Heat Transfer in Mini/Micro-Channels—Part II. Two-Phase Heat Transfer Coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **64**, 1239-1256. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.014>
 - [11] Friedel, L. (1979) Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Ispra, 5-8 June 1979, E2.

RETRACTED