

文章编号: 1671-6612 (2025) 02-252-09

# 翅片结构及铝量分布对冷剂式散热器性能影响

张晓林 张 然 宋一平 陈守海

(海信空调有限公司 青岛 266300)

**【摘要】** 冷剂式散热器, 作为一种新型的能源转换设备, 以其高效、节能、环保的特性, 逐渐在市场上占据了一席之地。采用实验与三维数值计算相结合的方式, 主要探讨了冷剂式散热器在翅片结构变化时, 在冷媒管温度均匀及考虑冷媒流动产生温度衰减的两种温度条件下, 温度场和速度场的明显差异, 以及这些差异如何影响散热器的实际散热功率和产品性能。从温度场和空气流场进行研究, 发现在保持铝量相同的情况下, 适当增大顶部翅片的铝量, 减少底部的铝量 (如翅片 d 和 e), 可以有利于温升的增大和风速的增大, 从而提高散热器的功率。这表明, 改变翅片的铝量分布可以有效地调控温度场和速度场, 进而优化散热器的性能。此外, 在两种情况下, 翅片 e 的功率均为最高, 分别相比于翅片 a 能力提升了 43% 和 26%。总的来说, 揭示了通过改变翅片的铝量分布, 可以有效地调控散热器的温度场和速度场, 从而优化其性能。这一发现不仅为冷剂式散热器的设计提供了新的思路, 也有助于提高产品的性能和效率。

**【关键词】** 冷媒散热器; 翅片结构; 自然对流; 散热功率; CFD 数值计算

中图分类号 V221.3 文献标志码 A

## Impact of Fin Structure and Aluminum Distribution on the Performance of Refrigerant Heat Exchangers

Zhang Xiaolin Zhang Ran Song Yipin Chen Shouhai

(Hisense Air Conditioning Co., Ltd, Qingdao, 266300)

**【Abstract】** Refrigerant heating radiators, as a new type of energy conversion equipment, have gradually gained a foothold in the market due to their high efficiency, energy-saving, and environmentally friendly characteristics. This study combines experimental methods with three-dimensional numerical calculations to primarily investigate the significant differences in the temperature field and velocity field of refrigerant heating radiators when the fin structure changes under two temperature conditions: uniform refrigerant pipe temperature and temperature decay caused by refrigerant flow. Additionally, it examines how these differences affect the actual heat dissipation power and product performance of the radiator. By studying the temperature field and airflow field, it was found that, while maintaining the same amount of aluminum, appropriately increasing the amount of aluminum in the top fins and reducing it in the bottom fins (such as fins d and e) can be beneficial for increasing temperature rise and wind speed, thereby improving the radiator's power. This indicates that changing the aluminum distribution in the fins can effectively regulate the temperature field and velocity field, thus optimizing the radiator's performance. Furthermore, in both cases, the power of fin e was the highest, with an increase of 43% and 26% compared to fin, respectively. Overall, this study reveals that by altering the aluminum distribution in the fins, the temperature field and velocity field of the radiator can be effectively regulated, thereby optimizing its performance. This finding not only provides new ideas for the design of refrigerant heating radiators but also helps improve product performance and efficiency.

**【Keywords】** Refrigerant radiator; Fin structure; Natural convection; Heat dissipation power; CFD numerical calculation

作者简介: 张晓林 (1997.05-), 男, 硕士, 制冷技术开发工程师, E-mail: zhangxiaolin7@hisense.com

通讯作者: 宋一平 (1982.12-), 男, 博士, 高级制冷技术开发工程师, E-mail: songyiping@hisense.com

收稿日期: 2024-09-25

## 0 引言

在全球能源转型与工业能效提升的迫切需求下, 翅片管式换热器因其高效传热与紧凑结构特性, 成为能源、化工及电子散热领域的核心设备。研究聚焦于通过优化翅片结构、管型设计及流动控制手段, 突破传统换热器效率瓶颈。本文系统梳理了近年来翅片管式换热器的核心研究进展, 涵盖传热强化机制、涡发生器调控、管型创新及热工水力协同优化等关键方向。

翅片管式换热器的性能提升首先依赖于翅片形态与材料的创新。Sadeghianjahromi<sup>[1]</sup>系统综述了翅片传热强化机制, 指出表面扰动、流动分离控制及多尺度结构设计是突破层流边界层限制的关键。Jabbour<sup>[2]</sup>等通过填充聚合物材料开发了高性能翅片管式换热器, 在降低压降的同时显著提升了热导率。Luo<sup>[3]</sup>等结合三角翼涡发生器优化波形翅片, 实验表明该设计通过诱导纵向涡流增强湍流强度, 使热工水力性能综合提升 20% 以上。Zhang<sup>[4]</sup>等对比人字波形翅片与带凸条强化翅片的性能, 发现凸条结构可使局部传热系数提高 35%, 但需平衡流阻增加的影响。

管型几何参数直接影响流场分布与传热效率。Djeffal<sup>[5]</sup>等通过数值模拟揭示了椭圆管、流线型管等非圆管型的优势: 椭圆管在横流工况下压降降低 18%, 而流线型管 (Qian<sup>[6]</sup>等研究) 通过延迟流动分离使熵产率减少 12%。Sahel<sup>[7]</sup>等实验证明凸轮形管束较圆形管传热系数提升 26%, 其非对称结构可强化二次流效应。Yogesh<sup>[8]</sup>等通过 CFD 模拟倾斜椭圆管的椭率变化影响, 发现椭率比为 2:1 时传热性能最优, 压降增幅控制在 8% 以内。

涡发生器的引入是打破热边界层的有效策略。Lotfi<sup>[9]</sup>等在椭圆管-波形翅片系统中布置新型涡发生器, 使努塞尔数提升 42%, 并通过涡对重组降低流动损失。Xie<sup>[10]</sup>对比不同构型曲线矩形涡发生器, 发现前掠式布局较后掠式传热性能提高 19%, 且流阻增幅低于 7%。Lu<sup>[11]</sup>等提出泪滴三角涡发生器设计, 在椭圆管尾流区形成持续涡结构, 使局部换热效率提升 31%。Song<sup>[12]</sup>等系统研究涡发生器几何参数影响, 发现当翼高与管间距比值为 0.3 时, 综合性能指标达到峰值。

热工水力性能的协同优化需深入解析流动-传热耦合机制。Ahmed<sup>[13]</sup>等通过攻角实验发现, 交错翼形管束在攻角 15° 时斯特劳哈尔数最大, 流动不稳定性显著增强传热。Gong<sup>[14]</sup>等在管尾流区配置曲线矩形涡发生器, 通过 PIV 测试证实该设计可使湍动能分布均匀性提高 28%。Bhuiyan<sup>[15]</sup>系统总结了不同雷诺数范围内传热关联式的适用性, 指出低雷诺数 ( $Re < 2000$ ) 下纵向涡主导传热强化, 而高雷诺数 ( $Re > 5000$ ) 时横向涡作用更为显著。

研究方法创新为设计优化提供理论支撑。Lavasani<sup>[16]</sup>等通过实验与数值模拟结合, 量化了纳米流体在凸轮形管束中的强化传热效果 (较基液提升 19%)。Delać<sup>[17]</sup>等建立三维 CFD 模型, 揭示涡发生器诱导的涡旋脱落频率与传热峰值的对应关系。Modi<sup>[18]</sup>等对比正弦波与椭圆翼涡发生器的性能, 数值模拟结果与实验误差控制在 5% 以内, 验证了湍流模型的可靠性。

当前研究通过多尺度结构创新 (如复合翅片、非圆管型)、流动主动控制 (如涡发生器优化) 及高精度数值模拟手段, 显著提升了翅片管式换热器的综合性能。未来需进一步探索智能材料响应式结构、多物理场耦合设计及全工况自适应调控等方向, 以满足极端工况下的高效可靠运行需求。由此可见, 翅片结构在提高冷剂式散热器的换热效率、降低能耗和优化系统性能方面具有显著作用。然而, 冷媒在管路的流动过程中会导致的温度分布会产生沿程衰减, 这在以往的研究中并未着重考虑。因此本文将着重根据温度分布来设定翅片的疏密分布, 以进一步提升冷剂式散热器的整体性能。

## 1 数值计算模型的构建

本文采用实验与数值计算结合的方法进行研究, 本节将阐述完整的数值计算模型的构建过程。

### 1.1 几何模型

#### (1) 模型构成

图 1 中给出的是数值计算域, 其尺寸为长 1300mm, 宽 253mm, 高 924mm。该计算域由两部分组成: 流体域 (空气) 和固体域 (翅片和冷媒管)。其中, 流体域底部封闭, 其余壁面开放; 冷媒管内部简化为固体。此外, 冷媒的流动方向如图 2 所示。

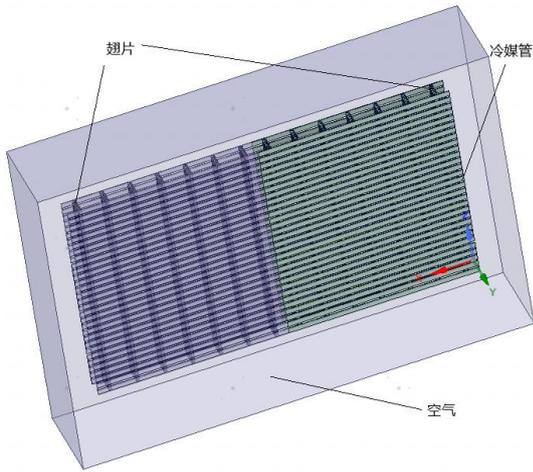


图1 数值计算域

Fig.1 Numerical calculation domain

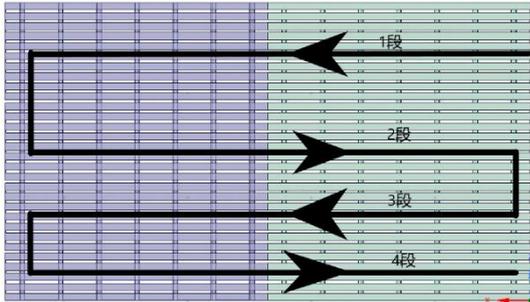


图2 冷媒流动路径

Fig.2 Refrigerant flow path

(2) 翅片设计

如图3所示,在散热器的两排冷煤管之间布置有铝制翅片。为了控制翅片表面积及厚度变量,同时保持翅片的铝用量不变,设计了以下五种翅片形式,并将厚度固定为1.5mm。其中,翅片d的上半段采用翅片b的结构,下半段采用翅片a的结构。同理,翅片e则是c与a的结合。翅片b、c设计的依据是增加单片翅片的换热面积,是翅片设计厂家提供的两种常见的翅片结构; d、e则是考虑上下层速度的不同带来传热效果的提升,为节约铝料。

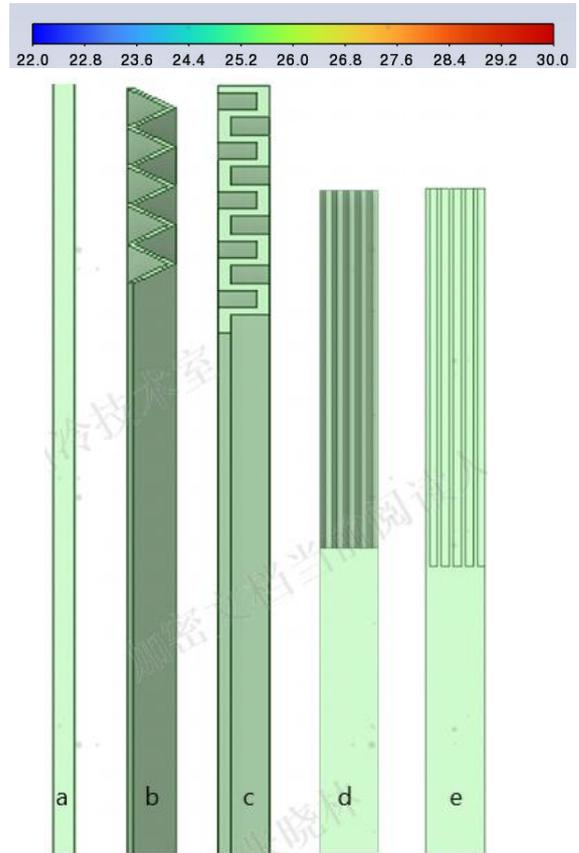


图3 翅片种类

Fig.3 Types of fins

1.2 模型设置

在固体区域, 能量方程:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

在这里的能量方程中,冷媒的流动会产生均匀的热量,这些热量会均匀分布在冷煤管路上。

在流体区域,连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + g(\rho - \rho_\infty) \quad (5)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{k}{c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

固体和流体之间的交界面遵循条件如下:

$$V = 0 \quad (7)$$

$$T_{a,wall} = T_{f,wall} \quad (8)$$

$$-k_f \left. \frac{\partial T_f}{\partial n} \right|_{wall} + q_{out} = -k_a \left. \frac{\partial T_a}{\partial n} \right|_{wall} + q_{in} \quad (9)$$

### 1.3 边界条件及初始条件设置

#### (1) 壁面边界条件

固体壁面, 采用无速度滑移和无质量渗透条件, 也就是假定相对于固体壁面的气流切向分速度和法向分速度 0。

#### (2) 出口边界条件

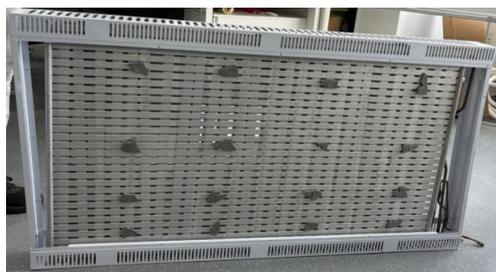
自然状态, 我们选取压力出口边界条件, 且一般出口为大气压力, 表压为 0。

#### (3) 初始条件

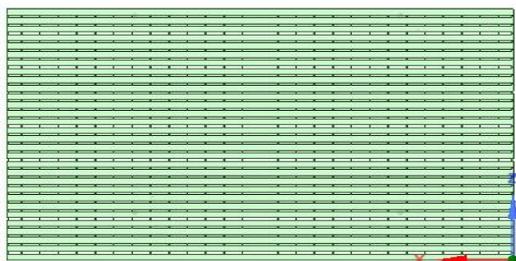
空间内为空气, 温度为 298K, 压力为大气压力, 翅片表面温度设定为实验测试温度, 具体以不同工况为准, 下文会详细说明; 出口压力为大气压力。

### 1.4 三维数值计算方法准确性验证

为了验证数值计算模型及方法的准确性, 本文进行了数值计算结果的验证。如图 4 所示, (a) 为采用翅片 a 的冷媒散热器实物, 图 (b) 为建立的 1:1 冷媒散热器模型。



(a) 实验装置

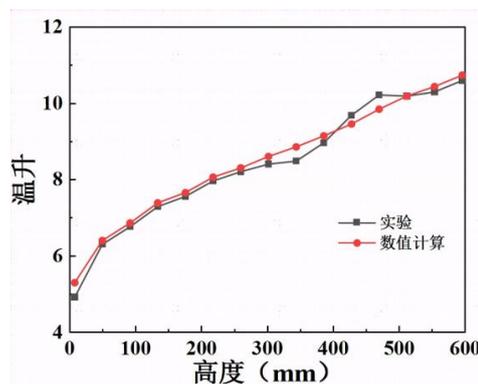


(b) 计算模型

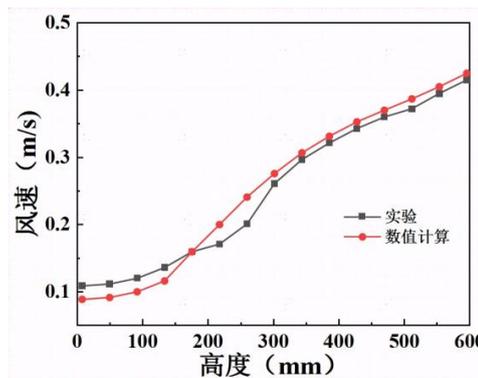
图 4 翅片种类

Fig.4 Types of fins

本文主要通过研究空气温度场和流场, 对比实验与数值计算结果, 如图 5 所示。实验结果与仿真计算结果基本一致, 其中, 温度场的平均相对误差仅为 2.5%, 速度场为 3.6%。这些数据表明, 本文建立的 CFD 数值计算模型用于计算散热器的散热规律是可行的。



(a) 空气温度场



(b) 空气流场

图 5 模型试验与模拟计算对比结果

Fig.5 Comparison of results between model testing and simulation calculation

## 2 结果分析

### 2.1 工况设计

在忽略冷媒水平缩减的情况下, 工况共分为两类, 一类为不考虑冷媒流动过程中的温度衰减, 即所有翅片管温度均匀 (工况 1-5), 一类为考虑温度衰减, 即翅片管温度从上到下逐步递减 (工况 6-10)。其中, 工况 6-10 的温度由实验中冷媒管的每一层的平均温度确定。

表 1 工况设计

Table 1 Working condition design

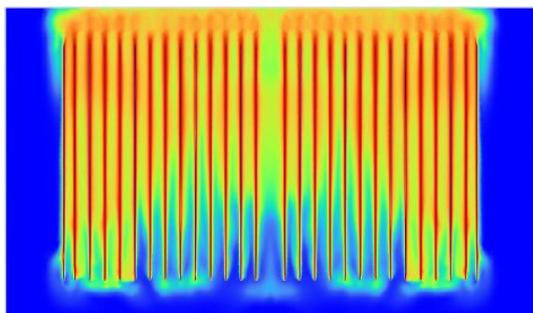
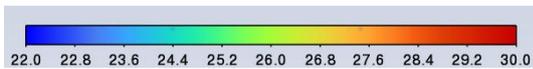
工况	翅片	1 段温度 /°C	2 段温度 /°C	3 段温度 /°C	4 段温度 /°C
1	a	39	39	39	39
2	b	39	39	39	39
3	c	39	39	39	39
4	d	39	39	39	39
5	e	39	39	39	39
6	a	42.275	38.85	38.5	34.2
7	b	42.275	38.85	38.5	34.2
8	c	42.275	38.85	38.5	34.2
9	d	42.275	38.85	38.5	34.2
10	e	42.275	38.85	38.5	34.2

2.2 不同翅片设计对散热器温度分布的影响分析

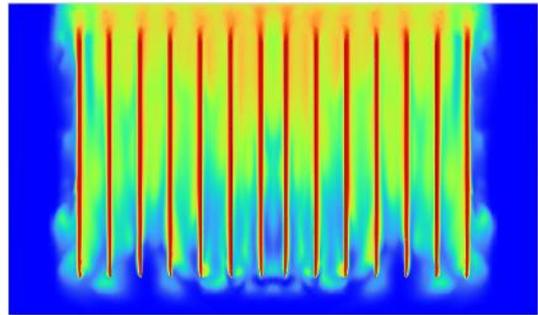
(1) 翅片截面的温度分布

由于翅片结构的改变,为了保持换热面积和铝材料的使用量不变,翅片的间距必然会发生变化。以工况 1-5 为例,翅片中心截面的温度分布如图 6 所示。

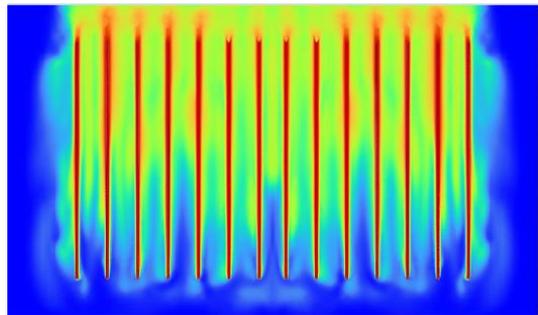
当翅片采用形式 a 时,由于其结构简单且间距较小,使得温度分布更为均匀。然而,在 d、e 形式中,由于上层翅片使用的材料更为浓密,我们可以观察到上层翅片附近的温度较高,这表明上层的散热效果更好。此外,我们还可以发现,翅片下部中心区域的温度较低,而上部温度较高。这是因为散热过程中的自然对流换热导致热空气上浮,形成向上的气流。



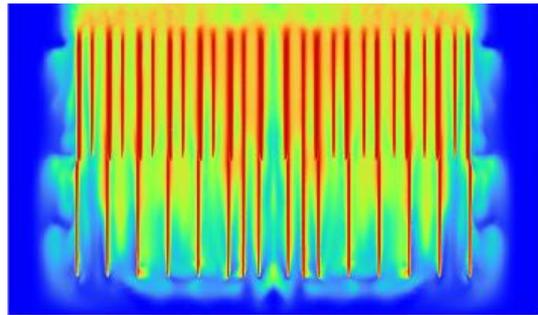
(a) 工况 1



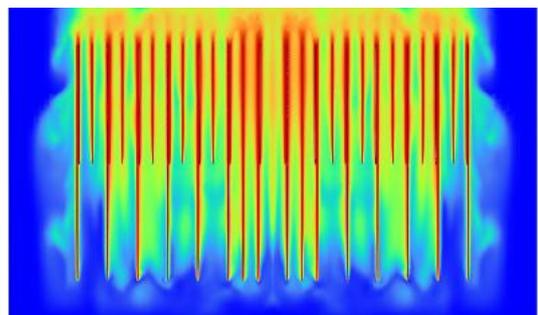
(b) 工况 2



(c) 工况 3



(d) 工况 4



(e) 工况 5

图 6 翅片中心截面温度分布

Fig.6 Temperature distribution in the fin center section

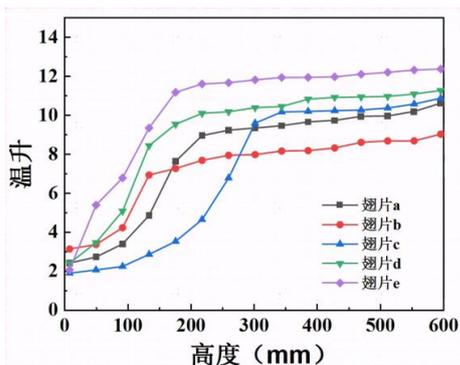
(2) 中心垂直温度分布

从图 7 中,我们可以观察到,在冷媒管温度均匀或衰减的情况下,散热器中心的垂直温度随着高度的增加而逐渐升高,且增长幅度随着高度的提升

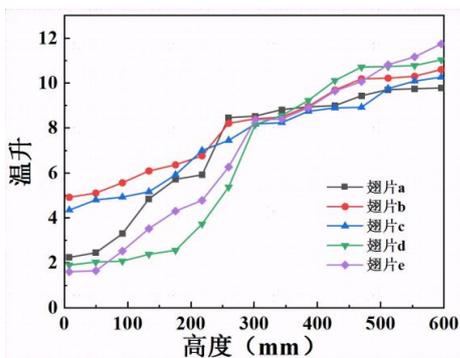
而变得缓慢。特别的, 翅片 d 和 e 的顶部 (高度 500-600mm) 温度升高较明显, 这是因为这两种翅片在顶部使用了更多的铝材, 从而增大了散热面积。

进一步观察图 (a), 我们可以发现, 在冷媒管温度均匀的情况下, 顶部温度升高的顺序由高到低是翅片 e、d、c、a、b, 且温度升高的差距较大。这说明在顶部采用更密集的翅片布置有助于提高顶部的温度。同样, 在考虑冷媒管温度衰减的情况下, 顶部温度升高的顺序由高到低是翅片 e、d、b、c、a。虽然温度升高的规律与冷媒管温度均匀的情况基本一致, 但在高度 250-300mm 之间, 温度升高的速度明显加快。这是因为此高度处是冷媒管阶段 2 与 3 的分界线, 而阶段 1、2 与 3、4 的温度由于冷媒流动导致的温度衰减, 差异较大。

总的来说, 在铝材使用量保持不变的情况下, 适当增加顶部翅片的铝材使用量, 减少底部的铝材使用量, 有助于提高散热器顶部的温度。



(a) 冷媒管温度均匀



(b) 冷媒管温度衰减

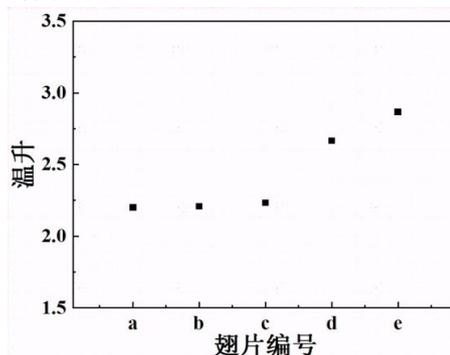
图 7 中心截面垂直温度分布

Fig.7 Vertical temperature distribution in the central section

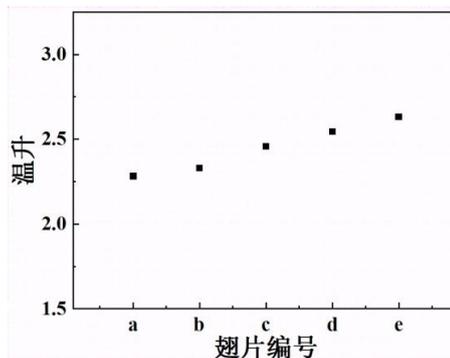
(3) 顶部出口的面平均温度分布

如图 8 所示, 整个空间的上部出口表面的面平

均温差如图所示。可以发现两种情况下的翅片 d 和 e 的温升均为高于其他三种, 这再次表明, 适当增加上半部翅片用量的比重对散热器整体的散热强化有显著效果。



(a) 冷媒管温度均匀



(b) 冷媒管温度衰减

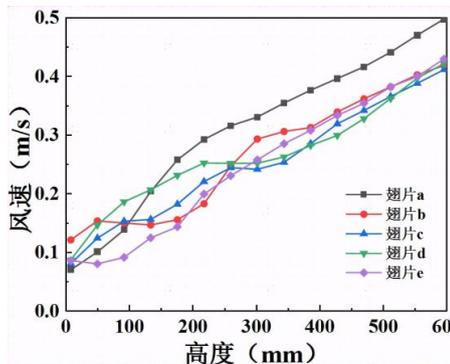
图 8 顶部出口截面温度

Fig.8 Top outlet section temperature

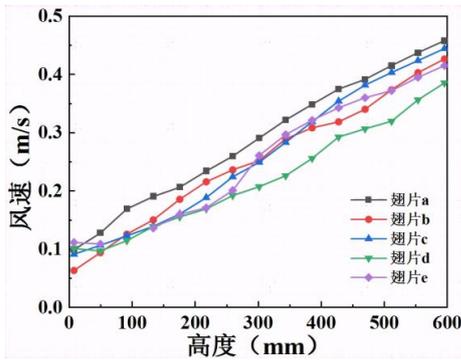
### 2.3 不同翅片设计对散热器速度分布的影响分析

#### (1) 垂直速度分布

观察图 9 可以发现, 在冷媒管温度均匀及衰减的情况下, 散热器的中心风速的垂直分布均呈现随着高度的升高逐渐升高的趋势, 增长的趋势较为稳定。此外, 可以发现翅片 a 的速度高于 b、c、d 及 e, 这是因为翅片 a 在冷媒管下半部的翅片分布最为紧密, 底部的温度也较高, 产生的气流均匀向上。



(a) 冷媒管温度均匀

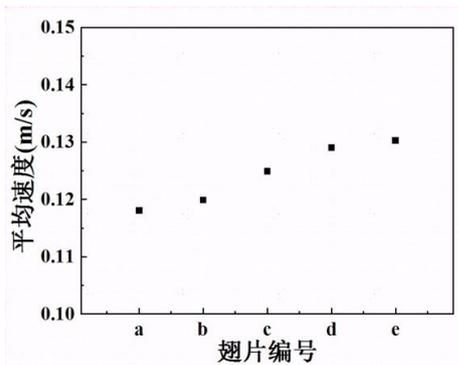


(b) 冷媒管温度衰减

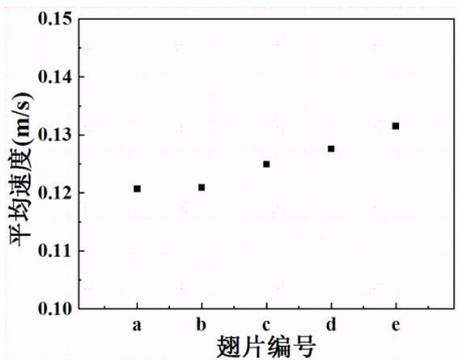
图 9 中心截面垂直风速分布

Fig.9 Vertical wind speed distribution in the central section

(2) 顶部出口的面平均速度



(a) 冷媒管温度均匀



(b) 冷媒管温度衰减

图 10 顶部出口截面速度

Fig.10 Top outlet section speed

如图 10 所示，展示了整个空间上部出口表面的面平均风速。在冷媒管温度均匀时，面平均风速在翅片 e 处达到最高，约为 0.13m/s。而在冷媒管温度衰减时，面平均风速仍然在翅片 e 处最高，可达到 0.132m/s。此外，无论在哪种情况下，翅片 d 和 e 的面平均速度都高于其他三种。这是因为翅片

d 和 e 下的空气温度较高，导致自然对流的扰动增强，从而产生更强的气流，使得顶部的速度也相应提高。

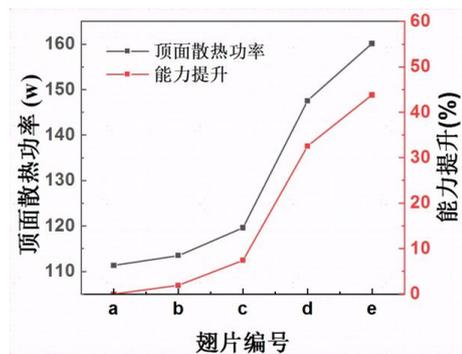
总结来说，无论冷媒管温度是均匀还是衰减，翅片 e 处的面平均风速都是最高的，且翅片 d 和 e 的面平均速度都高于其他三种。这主要是由于翅片 d 和 e 下的空气温度较高，增强了自然对流的扰动，从而产生了更强的气流，使得顶部的速度提高。

2.4 不同翅片设计对散热器功率的影响分析

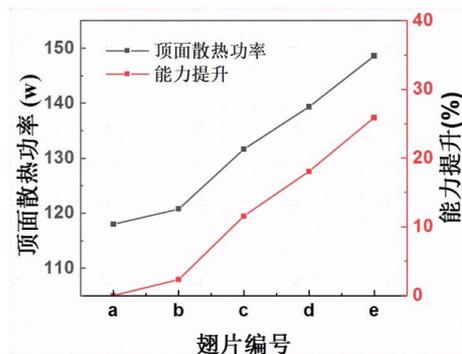
在此模型中，散热器散发的热量均从顶面散出，因而上表面的功率可视为整个散热器的功率。其中，空气的热量可以通过公式 (10) [7] 计算。

$$q = cm\Delta t \tag{10}$$

式中： $q$  为热量，J； $m$  为空气的质量，kg； $c$  是空气的比热容， $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ，在常压下，干空气的比热容约为  $1005J/(kg \cdot ^\circ C)$ ； $\Delta T$  为温度变化， $^\circ C$ 。



(a) 冷媒管温度均匀



(b) 冷媒管温度衰减

图 11 顶部出口散热规律及能力提升

Fig.11 Top outlet heat dissipation pattern and capability enhancement

整个散热器的功率如图 11 所示。可以发现冷媒管温度均匀时，在翅片 e 时功率最高，可以达到 160W，相比于翅片 a 能力提升了 43%；在考虑冷

媒管温度衰减时, 在翅片 e 时功率最高, 可以达到 148.6W, 相比于翅片 a 能力提升了 26%。

总而言之, 保持铝量相同的情况下, 适当增大顶部翅片的铝量, 减少底部的铝量, 有利于散热器功率的提升。

### 3 结论

冷剂式散热器在翅片结构变化时, 其温度场和速度场会有显著差异。这意味着在相同的冷媒参数和翅片铝用量下, 散热器的实际散热功率会有所不同, 这将对产品性能产生重大影响。以下是我们得出的主要结论:

(1) 在保持总铝量不变的情况下, 适当增加顶部翅片的铝量并减少底部的铝量, 有助于提高温度升高的幅度。无论是在冷媒管温度均匀还是衰减的情况下, 散热器的中心垂直温度升高都会随着高度的增加而逐渐升高, 且增长幅度会随着高度的增加而逐渐减小。此外, 我们发现垂直温度升高和顶部平均温度升高的幅度最大的设计都是在翅片 d 和 e。

(2) 在保持总铝量不变的情况下, 适当增加顶部翅片的铝量并减少底部的铝量, 有助于提高顶部出口风速。

(3) 在保持总铝量不变的情况下, 适当增加顶部翅片的铝量并减少底部的铝量, 有助于提高散热器的功率。在冷媒管温度均匀时, 翅片 e 处的功率最高, 比翅片 a 提高了 43%; 考虑到冷媒管温度衰减时, 翅片 e 处的功率最高, 比翅片 a 提高了 26%。

总而言之, 通过适当调整翅片的铝量分布, 可以有效提高散热器的温度升高幅度、顶部出口风速和功率, 从而提高产品的性能。

#### 参考文献:

- [1] Sadeghianjahromi A, Wang C C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021,137:110470.
- [2] Jabbour, JosephRusseil, SergeMobtil, et al. High performance finned-tube heat exchangers based on filled polymer[J]. *Applied thermal engineering: Design, processes, equipment, economics*, 2019,155.
- [3] Luo C, Wu S, Song K, et al. Thermo-hydraulic performance optimization of wavy fin heat exchanger by combining delta winglet vortex generators[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019,163:114343.
- [4] Zhang K, Li M J, Liu H, et al. Experimental and numerical study and comparison of performance for herringbone wavy fin and enhanced fin with convex-strips in fin-and-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021,175(1):121390.
- [5] Djeflal F, Bordja L, Redha R, et al. Numerical Investigation of Thermal-Flow Characteristics in Heat Exchanger with Various Tube Shapes[J]. *Applied Sciences*, 2021.
- [6] Qian Z, Wang Q, Lv S. Research on the Thermal Hydraulic Performance and Entropy Generation Characteristics of Finned Tube Heat Exchanger with Streamline Tube[J]. *Energies*, 2020,13(20):5408.
- [7] Sahel D, Ameer H, Mellal M. Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger[J]. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 2020,14(2): 6709-6718.
- [8] Yogesh S S, Selvaraj A S, Ravi D K, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018,19:26-39.
- [9] Lotfi B, Sundén B, Wang Q. An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators[J]. *Applied Energy*, 2016,162:1282-1302.
- [10] Xie J, Lee H M. Thermo-hydraulic performance of a fin-and-tube heat exchanger with differently configured curved-rectangular vortex generators[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2021,43(1):63-82.
- [11] Lu G, Zhai X. Analysis on heat transfer and pressure drop of fin-and-oval-tube heat exchangers with tear-drop delta vortex generators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018,127:1054-1063.
- [12] Song K W, agawa T, Chen Z H, et al. Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex

- generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019,137:215-228.
- [13] Ahmed S A E S, Ibrahim E Z, Mesalhy O M, et al. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack[J]. *Heat & Mass Transfer*, 2014,50(8):1091-1102.
- [14] Gong B, Wang L B, Lin Z M. Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015,75:224-238.
- [15] Bhuiyan A A, Islam A K M S. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016,101:38-59.
- [16] Lavasani A M, Bayat H. Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid[J]. *Energy conversion and management*, 2016,129:319-328.
- [17] Delač B, Trp A, Lenić K. Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014,78:6669.
- [18] Modi A J, Rathod M K. Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019,141:310-326.

(上接第 212 页)

#### 参考文献:

- [1] 杨若子,邢佩,杜吴鹏,等.1961-2017 年华北地区降水气候特征分析[J].*地理科学*,2020,40(9):1573-1575.
- [2] 邓持友.地下车库结露现象的分析及防治措施[J].*黑龙江科技信息*,2015,(11):180.
- [3] 耿世彬,郭海林.地下建筑内除湿设备湿负荷计算[C].*全国暖通空调制冷 2000 年学术年会*,2000.
- [4] 许海东,李子醇.2019 年中国汽车市场运行分析[J].*汽车纵横*,2020,(2):56-59.
- [5] 吴本国.地下车库漏水与结露调查暨改进措施[J].*建筑工人*,2013,34(9):46-47.
- [6] 赵金辉.贴附射流方法解决寒区游泳馆结露问题的模拟研究[D].*哈尔滨:哈尔滨工业大学*,2006.
- [7] 邱少辉,李安桂.条缝型送风口形成的竖壁贴附射流通风模式研究:送风速度的影响[J].*暖通空调*,2010,40(1):101-105.
- [8] 王瑞乐,尹海国,刘志永,等.非等温竖直面贴附式送风流场及温度场研究[J].*暖通空调*,2015,45(10):97-103.
- [9] 杨静.基于最速降线曲面、斜面等贴附射流送风模式的适用性模拟[D].*西安:西安建筑科技大学*,2017.
- [10] Ye M, Serageldin A A, Nagano K. Numerical optimization of a novel ceiling radiant cooling panel combined with wall attached ventilation system[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021,26:101066.
- [11] Ji W, Luo Q, Zhang Z, et al. Investigation on thermal performance of the wall-mounted attached ventilation for night cooling under hot summer conditions[J]. *Building and Environment*, 2018,146.
- [12] 魏文宇,刘筱屏.游泳馆空调气流组织方式分析[J].*暖通空调*,2004,(9):65-67.
- [13] 赵恒,赵彬,吴俊.用于湿度独立控制的送风气流组织研究[J].*制冷与空调*,2006,(4):10-13.
- [14] 吴国光.地下建筑气流组织的数值模拟研究[D].*哈尔滨:哈尔滨工程大学*,2013.
- [15] 廖鸿利,陈奕纯,丁云飞,等.新风地板送风模式下冷辐射板结露特性研究[J].*低温与超导*,2023,51(5):64-70.
- [16] 王威,姜建中,王戎,等.利用 CFD 模拟通风小室壁面结露分布的规律[J].*制冷与空调*,2019,33(5):556-561.