

文章编号: 1671-6612 (2023) 04-479-09

蒸发器内置开孔毛细管强化换热的特性研究

刘创创¹ 刘斌¹ 赵松松^{1,2} 刘泳杉¹ 黎劲松¹ 高磊³

- (1. 天津商业大学天津市制冷技术重点实验室、工程热物理基础及工程国际联合研究中心、农业农村部农产品低碳冷链重点实验室 天津 300134;
2. 武汉理工大学船海与能源动力工程学院 武汉 430070;
3. 天津大学中低温热能高效利用教育部重点实验室 天津 300134)

【摘要】 为进一步强化蒸发器换热效率,降低系统能耗,通过在蒸发管中内置开孔毛细管,基于微通道结构和射流冲击相结合的蒸发管,提出了一种利用制冷剂在蒸发管内进行喷射的新型制冷系统。开展了不同管径、不同孔径、不同孔间距毛细管影响蒸发管换热效果及制冷系统性能的试验研究。试验结果表明:在环境温度为16℃、制冷剂流量为180g/min时,采用喷孔孔径为0.6mm、毛细管管径为3.0mm、孔间距为10cm的开孔毛细管结构,蒸发管的换热效果最好,蒸发管表面温度最低,蒸发管整体壁面温度能更快达到稳定且分布更均匀,换热系数更大。

【关键词】 协同角; 蒸发管; 内置开孔毛细管; 射流冲击; 换热效果

中图分类号 TB657.5/TB61+1 文献标识码 A

Study on Enhanced Heat Transfer Characteristics of the Evaporator with Built-in Perforated Capillary

Liu Chuangchuang¹ Liu Bin¹ Zhao Songsong^{1,2} Liu Yongshan¹ Li Jinsong¹ Gao Lei¹

- (1. Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, International Joint Research Center of Engineering Thermophysics and Engineering, Key Laboratory of Low Carbon Cold Chain for Agricultural Products, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134;
2. School of Ship, Ocean, Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430010;
3. Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy, Ministry of Education, Tianjin University, Tianjin, 300134)

【Abstract】 To further strengthen the evaporator heat transfer efficiency and reduce the system energy consumption. This paper proposes a novel refrigeration system that utilizes the injection of refrigerant into an evaporator tube through an embedded perforated capillary based on microchannel structures and jet impingement. The experimental study investigates the effects of different diameters, pore sizes, and pore spacing of capillaries on the heat transfer performance of the evaporator tube and the refrigeration system. The experimental results show that at an ambient temperature of 16℃ and a refrigerant flow rate of 180 g/min, the best heat transfer performance was achieved with an embedded perforated capillary structure with a pore diameter of 0.6 mm, a capillary tube diameter of 3.0 mm, and a pore spacing of 10 cm in the evaporator tube. The surface temperature of the evaporator tube was the lowest, and its overall wall temperature could reach stability more quickly and have a more uniform distribution with a

基金项目: 中国博士后科学基金(编号: 2022T150503、2021M702541); 国家自然科学基金项目(编号: 51906178)

作者简介: 刘创创(1999-), 男, 在读研究生, E-mail: 943341993@qq.com

通讯作者: 刘斌(1975-), 男, 博士, 教授, E-mail: lbtjcu@tjcu.edu.cn

收稿日期: 2023-04-10

higher heat transfer coefficient.

【Keywords】 Synergy Angle; Evaporation tube; Built-in perforated capillary; Jet impact; Heat exchange efficiency

0 引言

强化换热技术的研究,对节能减排、提高能效以及降低生产成本等各方面都有着十分积极的促进^[1]。射流冲击换热具有良好的传热性能,并且射流距离短、能量损失少^[2,3],基于场协同原理,将射流冲击原理和换热管相结合,能够有效提高换热器效率。

Yu R 采用实验和数值方法研究发现,翅片和射流孔明显改善靶板整体传热的均匀性^[4]。Cho 等人在研究多孔板流动的局部传热特性时,发现当射流雷诺数 3000-14000 时,流孔与射流孔交错布置,可获得更好的局部换热效果^[5]。李鹏等人通过在蒸发器管道内放置开孔毛细管,发现开孔后系统的性能系数和制冷效率更好,更能强化换热^[6]。Penumadu 等人以压降特性为重点,通过对多射流冲击系统中的流体流动进行了数值研究,发现微通道布置策略对冲击冷却系统的传热和压降特性影响显著^[7]。赵波等人与 Ming Peng 通过搭建多喷嘴组合式射流冲击模型以及多射流微通道散热器的模型,探究了垂直和倾斜射流共同冲击冷却壁面时的换热特性,结果表明组合式射流既能使加滞止区换热强度,又能有效提高下游的传热效率,使壁温分布更加均匀^[8];带有多射流微通道散热器泵功率更小,热阻更低,底部表面温度均匀性更强^[9]。Tao 等研究表明,可以通过减小热边界层、添加扰流件和增大壁面附近速度的梯度来减小速度矢量与温度梯度的夹角^[10]。

研究表明,射流冲击换热效率高,场协同原理可以作为研究制冷剂在毛细管中喷射时的理论基础。

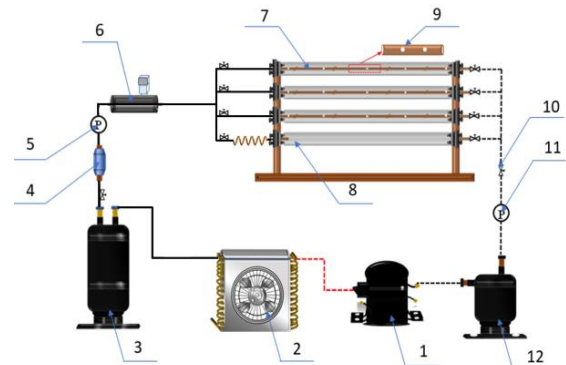
本文将射流冲击与微通道结构相结合的蒸发器作为研究对象,通过改变蒸发器中内置开孔毛细管的结构来对蒸发器强化传热问题开展研究。

1 内置开孔毛细管的系统及强化机理分析

1.1 内置开孔毛细管实验装置与方案

本研究采用实验系统其原理图和实物图如图 1 及图 2 所示。实验采用 4 根 $\Phi 46 \times 1.8\text{mm}$ 的玻璃管作为光管,将其上中下并排布置,每根管长 1.2m,

换热面积 0.152m^2 。内置开孔所需的毛细管每根长 1.4m,从 20cm 处开始打孔,开孔沿管轴方向环绕打孔,每 2 个开孔位置之间错开 90° ,上下垂直分布,尾端封死。在蒸发管上等高选取 7 个分布均匀的温度测点(T 型热电偶, $\pm 0.5^\circ\text{C}$),各个测点间距设为 14cm。图 3 结构为内置毛细射流蒸发器,图 4 为温度测试点示意图。本文开展了不同管径、开孔直径及孔间距的内置开孔毛细管与常规毛细管节流的对比实验。实验研究了制冷剂流量为 $180\text{g}/\text{min}$,管径分别为 2.5mm、3mm、4mm、5mm;孔径分别为 0.5mm、0.6mm、0.7mm、0.8mm;孔间距分别为 8cm、10cm、12cm 的内置毛细管供液时蒸发管的流动换热特性,测定并分析不同毛细管结构对蒸发管温度的影响,对比实验结果后得出具有最优效果的内置开孔毛细管结构。当制冷剂通过常规毛细管节流后进入蒸发管中进行制冷时,会受到节流降压的影响产生闪发气体,使蒸发管的平均换热效率降低,从而导致系统稳定后蒸发管表面温度升高、系统功耗大灯问题。制冷剂流经内置毛细管,通过射流孔喷射至蒸发管内壁上形成液膜,从而实现高效的蒸发换热。这种方式可以提高系统的换热效率,并使得温度分布更加均匀。



1-压缩机、2-冷凝器、3-高压储液罐、4-空气干燥器、5-高压传感器、6-质量流量计、7-微孔喷射式套管蒸发器、8-常规蒸发器、9-内置开孔毛细管、10-手动调节阀、11-低压传感器、12-气液分液器

图 1 蒸发器内置开孔毛细管强化换热实验原理图

Fig.1 The schematic diagram of the enhanced heat transfer experiment with an internal capillary in the evaporator

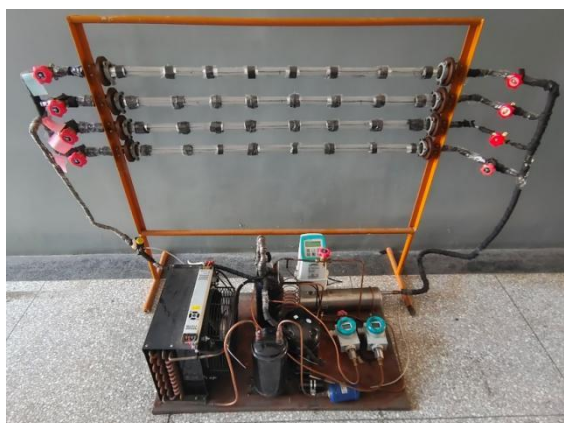


图 2 蒸发器内置开孔毛细管强化换热实验装置图

Fig.2 Diagram of the experimental device for enhanced heat transfer with open capillary inside the evaporator

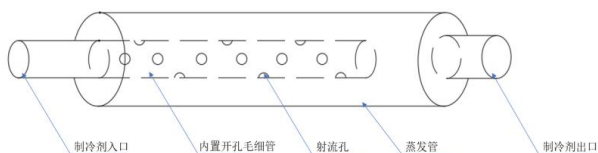


图 3 蒸发管内开孔毛细管示意图

Fig.3 Schematic diagram of an open capillary tube in an evaporation tube

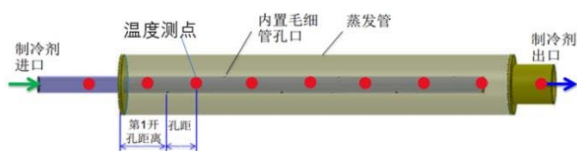


图 4 毛细管中各温度测点分布图

Fig.4 Diagram showing the distribution of temperature measurement points within the capillary tube

1.2 蒸发器内置毛细管开孔换热的强化机理

当工质流速、物性以及和换热面的温差不变时, 换热效果取决于速度和温度梯度的协同作用, 协同角小, 则换热效果强^[11-13]。射流冲击是一种液体从射流孔中喷出, 对固体壁面或者液体表面产生冲击的现象^[14]。图 5 为射流冲击换热过程中的示意图。在该过程中, 热量、质量在温度梯度、速度梯度共同作用下进行传递, 传质过程推动传热过程的进行, 流体从喷射孔喷出后对固体表面进行冲击, 固体壁面上形成的流动边界层薄, 换热系统自动从外界吸热, 固体壁面产生很强的换热效果, 整个过程满足热力学耦合这一概念, 此时可得出热流的散度方程为^[15,16]:

$$-\nabla \cdot J_Q = -\frac{c_p}{\lambda} (J_m \cdot J_Q) = -\frac{c_p}{\lambda} |J_m| |J_Q| \cos \theta \quad (1)$$

式中: $J_Q = -\lambda \nabla T$; $J_m = \rho U$ 。

其中, θ 为速度矢量和温度梯度间的夹角; λ 为导热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; ∇T 为温度梯度, $^{\circ}C$; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; U 为流体微团的流动速度矢量。进一步分析得出: 当 $\theta=180^{\circ}$ 时, 射流方向和传热方向相反, 传热过程和传质过程满足热力学耦合理论, 射流从壁面流到冲击流中, 固体壁面被冷却, 射流冲击的强化换热作用最强, 换热效率最高。

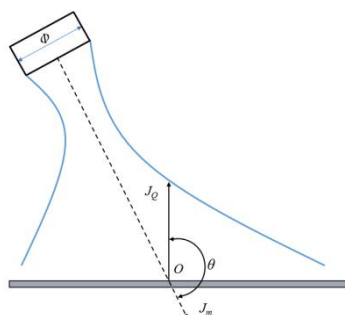


图 5 射流冲击换热过程的示意图

Fig.5 Schematic diagram of jet impact heat transfer process

2 蒸发管内毛细管参数对换热效果及制冷系统性能的影响

2.1 不同管径的内置开孔毛细管供液对蒸发管换热的影响

当环境温度为 $16^{\circ}C$, 制冷剂流量为 $180g/min$, 孔径 $=0.6mm$, 孔间距 $10cm$ 时, 管径为 $2.5mm$ 、 $3mm$ 、 $4mm$ 、 $5mm$ 的内置开孔毛细管供液时蒸发管表面温度分布如图 6 所示。当整个蒸发温度达到稳定状态时, 毛细管管径为 $2.5mm$ 的蒸发管表面温度分布在最不均匀, 温度在 $-8.7 \sim -4.1^{\circ}C$ 之间波动, 且达到稳定时间最长。毛细管管径为 $3mm$ 的蒸发管表面温度最均匀且温度稳定所需时间最短, 温度在 $-11.1 \sim -9.6^{\circ}C$ 之间波动, 表面温度最低但温降速度最慢。相比之下, 毛细管管径为 $5mm$ 的蒸发管表面温度最高但温降速度最快。此外, 当毛细管管径为 $2.5mm$ 时, 蒸发管从入口端到出口端降温速率逐渐降低; 毛细管管径为 $3mm$ 时, 蒸发管整体降温速度相近; 毛细管管径为 $4mm$ 时, 蒸发

管进出口处的降温速度较快、中间慢；毛细管管径为 5mm 时，蒸发管从进口到出口处降温速度逐渐加快。

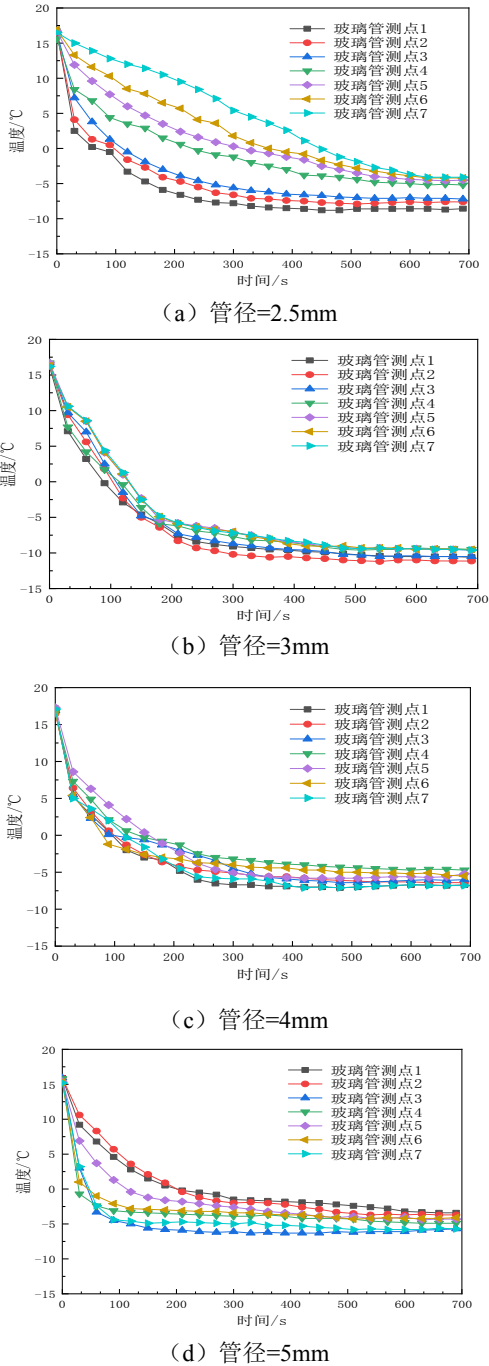


图 6 内置不同管径毛细管时蒸发管表面温度变化曲线

Fig.6 Surface temperature variation curve of evaporation tube with different capillary diameters

产生以上现象的原因为：当使用 2.5mm 内置开孔毛细管时，由于管径较小，液态制冷剂流动受阻，压力降低，能量损失增加，这导致液态制冷剂

在蒸发管中后位置无法顺利喷出，在开孔处滴出而不能形成均匀的液膜覆盖整个蒸发管内壁，进而使得有效换热面积减小，换热速率变慢，制冷量减少，前后温差增大，导热现象更为严重，蒸发管温度达到稳定所需时间更久。当使用 3mm 内置开孔毛细管时，管径大小适中，节流降压效果最好，各个喷射孔都能顺利喷出适量的制冷剂，并形成面积、间距均相近的液膜覆盖在蒸发管内壁，蒸发管前后降温速度大致相同，温度分布均匀，制冷量大，制冷系统稳定运行后蒸发管壁面温度最低，换热效果最好。当使用 4mm 内置开孔毛细管时，在测点 1、2、3 附近，液态制冷剂受到节流作用小，压降损失较少，制冷剂流速快且喷出量大，在内壁上形成大液膜，增大了有效换热面积，此时制冷剂流量对制冷量起促进作用，使得降温速度加快且制冷量增加。当制冷剂流向毛细管流动时，测点 4、5、6 附近喷射孔喷出的制冷剂流量逐渐减小，导致内壁上液膜的面积减小，降温速度变慢。在测点 6、7 附近，制冷剂从喷射孔喷出后压力与蒸发压力相似，气化吸热速率变快，导致蒸发管温度迅速下降。当使用 5mm 内置开孔毛细管时，管径最大，节流降压效果最差。在测点 1、2 附近，蒸发管内壁上的液膜面积较大，但由于压力下降，蒸发器内部压力不适合，制冷剂沸腾气化速度和蒸发管温度下降速度均变慢。测点 3 附近温降速度较快，是由于制冷剂喷出量减少导致的，尽管随着制冷剂在毛细管中流动，其压力进一步下降，并逐渐趋于恰当的蒸发压力，但此时制冷剂流量是影响换热效果的主要因素，因此温度下降速度逐渐减缓。在测点 7 处，制冷剂从喷射孔喷出后其压力近乎等于蒸发压力，气化吸热速率变快，使得蒸发管降温速度也变快。因此，在制冷剂流量为 180g/min 条件下，内置开孔毛细管直径为 3mm 的蒸发管表面温度分布最均匀，温差最小，温度稳定所需时间最短且温度最低，换热效果最好。

2.2 不同孔径的内置开孔毛细管供液时对蒸发管换热的影响

当制冷剂流量为 180g/min，管径 3.0mm，孔间距 10cm 时，喷射孔直径分别为 0.5mm、0.6mm、0.7mm、0.8mm 的内置开孔毛细管供液时蒸发管内壁上形成的液膜及成型速度如图 7 所示。随着喷射孔直径从 0.5mm 增加到 0.7mm，椭圆面积也随之变大，长轴和短轴之比逐渐上升；随着喷射孔直径

的不断增大, 在相同时间内喷射流量也随之增多, 液膜面积进一步扩大。然而喷射孔直径变大, 蒸发管内壁上的液膜面积并不一定随之变大, 如图 7 所示, 当喷射孔直径从 0.7mm 增加到 0.8mm 时, 液膜面积反而变小。因为随着喷孔直径增大, 喷射速度会相应地变大, 当喷射孔直径为 0.7mm 时, 喷射速度的提高会加快液膜形成, 但当喷射孔直径为 0.8mm 时, 喷射速度过快, 喷射到蒸发管内壁的制

冷剂发生飞溅, 破坏液膜形状并影响液膜正常形成。此外, 喷射孔直径从 0.5mm 增加到 0.7mm, 液膜成型速度逐渐加快, 但当直径增加到 0.8mm 时, 液膜成型速度反而变慢且形状变差。这是因为孔径增大到 0.8mm 时, 喷射速度与温度梯度之间的夹角较大, 喷射到内壁上制冷剂减少, 减缓了液膜成型速度。

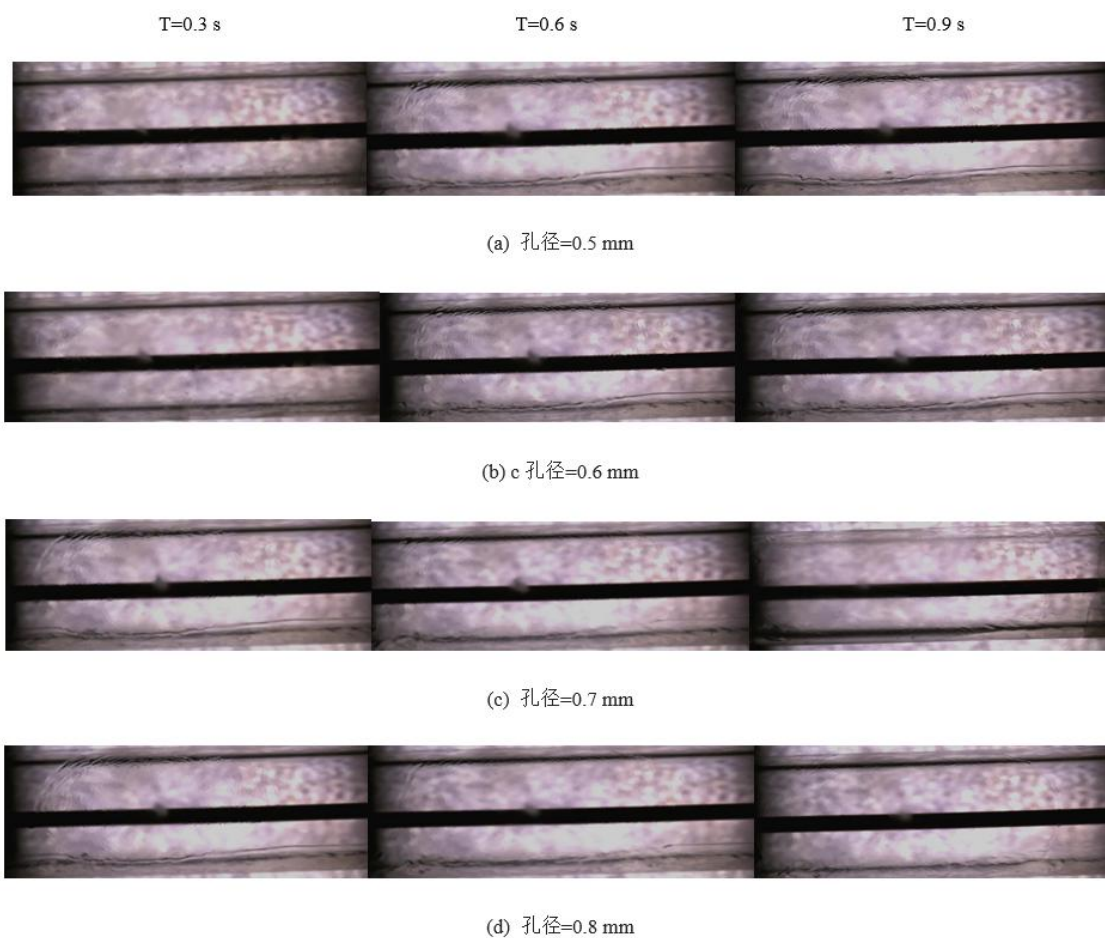
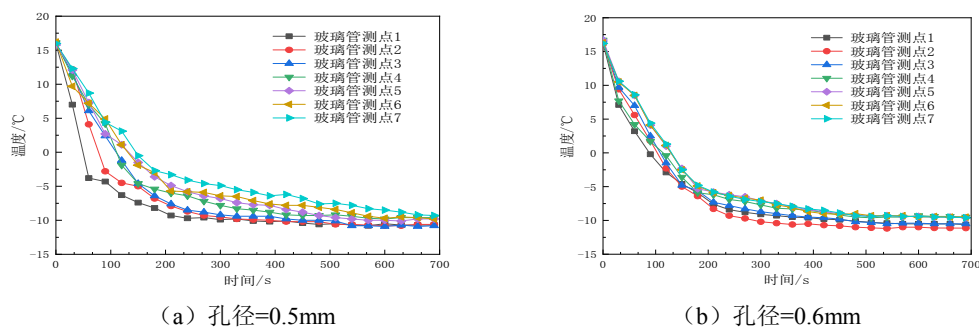
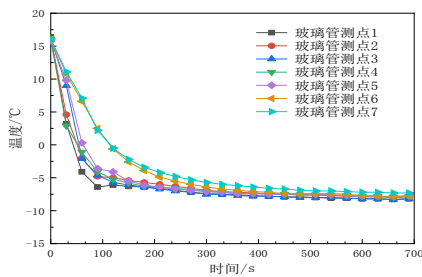


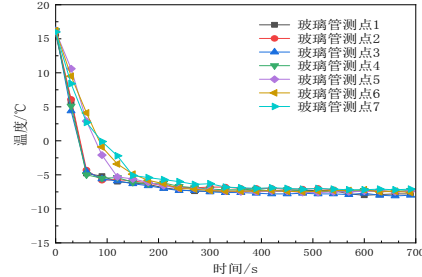
图 7 蒸发管内壁上的液膜及成型速度

Fig.7 Liquid film and forming speed on the wall of evaporation tube





(c) 孔径=0.7mm



(d) 孔径=0.8mm

图8 内置不同孔径毛细管时蒸发管表面温度变化曲线

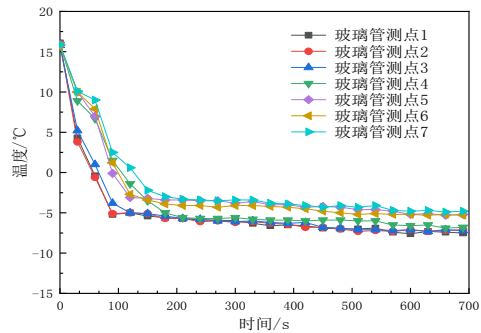
Fig.8 Surface temperature curve of the evaporating tube with different capillary apertures

如图8所示,当喷嘴直径增大至0.6mm时,制冷剂喷射量和流量变大,制冷系统的蒸发温度升高,喷射到内壁上的液膜面积增大,使得有效换热面积变大,制冷量增加。然而,当喷射孔直径增大至0.8mm时,制冷剂流量进一步增加,蒸发温度上升使得传热温差变小,此时传热温差成为主要影响因素,抑制了制冷量的增加。

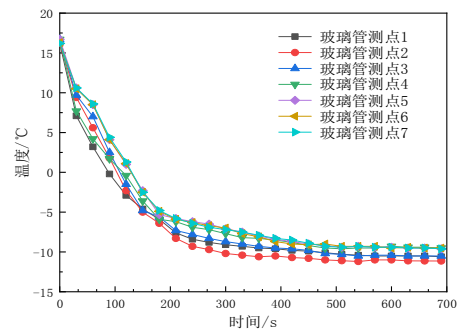
2.3 不同孔间距的内置开孔毛细管供液时对蒸发管换热的影响

壁面上液膜覆盖面积的大小可以通过改变孔间距调整,恰当的孔间距可以使蒸发管温度分布更加均匀,换热效率更高。当制冷剂流量为180g/min,管径3.0mm,孔径为0.6mm时,孔间距分别为8cm、10cm、12cm的内置开孔毛细管供液时蒸发管表面温度分布如图9所示。随着孔间距的增大,蒸发管表面温度分布均匀性呈先减小后增大趋势。前文已提到,当内置开孔毛细管直径为3mm时,制冷剂的压力和温度会被调节到恰当的值用于蒸发换热,当孔间距为8cm时,蒸发管入口附近的制冷剂流量较大,制冷剂通过喷射孔喷射到蒸发管内壁后形成面积大、间距小的液膜,有效换热面积大,降温速率快,但由于相邻喷射孔间距较小导致喷射孔数量增加,蒸发管出口端附近的制冷剂流量变小,蒸发管后半段内壁上的液膜面积小,间距大,使得有效换热面积小,换热效率低,蒸发管后半段部分温度下降速度减缓,进而导致蒸发管整体温差大,温度分布不均匀。当孔间距增大到10cm时,制冷剂在毛细管各喷孔喷出的流量相似,喷射到蒸发管内壁后形成面积与间距均相近的液膜,使得蒸发管壁面整体温降速率相近,温差较小。当孔间距增大到12cm时,尽管各个孔中喷出的制冷剂流量增加,液膜面积增大,但由于孔间距进一步增大,

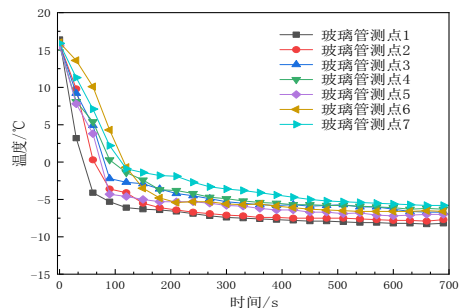
导致喷射孔数量进一步减少,整体有效换热面积减少,温度下降速度减缓,使得蒸发管表面温差变大,如图(c)所示。



(a) 孔间距=8mm



(b) 孔间距=10mm



(c) 孔间距=12mm

图9 内置不同孔间距毛细管时蒸发管表面温度变化曲线

Fig.9 Surface temperature curve of evaporation tube with different hole spacing

综上分析, 制冷剂的流量会影响蒸发管的换热效率。随着孔间距从 8cm 增大到 10cm, 毛细管上喷射孔的数量减少, 制冷剂从喷射孔喷出后流量变大, 蒸发温度升高, 有效换热面积增大, 制冷量增大。制冷剂流量变大虽然会导致蒸发器与环境之间的传热温差减小, 但制冷剂流量在达到最大值之前, 仍然是影响传热效率的主要因素, 因此制冷量增加。当孔间距增加到 12cm 时, 制冷剂喷出量进一步增加, 蒸发温度上升使传热温差减小, 传热温差成为主要影响因素, 制冷量减小。

不同孔间距的内置开孔毛细管供液时蒸发管的表面换热系数可由公式 (2)、(3) 计算得出, 如图 10 所示, 孔间距为 8cm、10cm、12cm 时, 传热系数分别为 1873W/(m²·K)、1928.57W/(m²·K)、1559.08W/(m²·K)。

综上, 10cm 的孔间距更合适提升蒸发管的温度分布均匀性和换热效率。

通常对流传热系数定义为:

$$Q=q_m \cdot (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_{aw})} \quad (3)$$

式中: Q 为换热量, W; q_m 为制冷剂质量流量, kg/s; h_1 、 h_2 分别为环境中空气与制冷剂的比焓; J/kg; A 为蒸发管换热面积, m²; h 为传热系数, W/(m²·K); T_w 为环境温度, °C; T_{aw} 为壁面温度, °C。

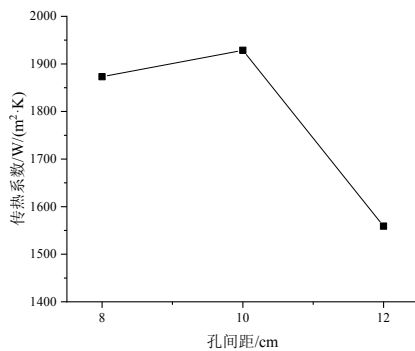


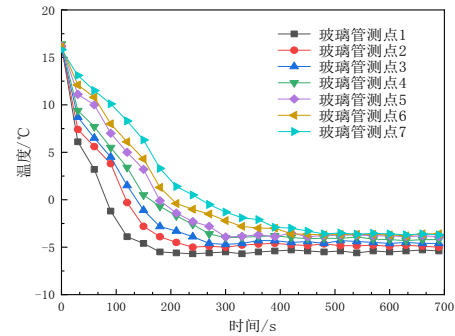
图 10 内置不同孔间距毛细管时蒸发管表面换热系数

Fig.10 Surface heat transfer coefficient of evaporation tube with a different hole spacing

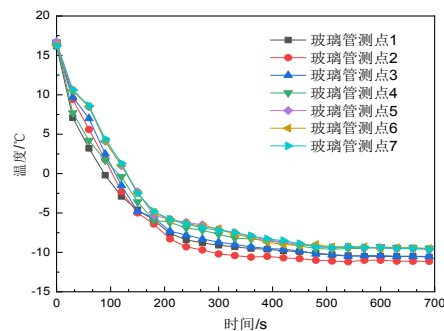
2.4 传统毛细管和内置开孔毛细管供液时系统参数对比

图 11 为不同实验系统的蒸发管表面温度图, 在传统方式供液实验中, 蒸发管整体温度在 520s 以后保持稳定状态, 温度最高-3.4°C, 最低-5.4°C,

温差为 2°C; 而内置开孔毛细管实验中, 在 380s 时温度就达到稳定状态, 所需时间大幅度缩短, 此外, 温度最高仅为-9.6°C, 最低可达-11.1°C, 温差为 1.5°C, 相较于传统毛细实验温差缩小 0.5°C。



(a) 传统毛细管 (管径=3mm)



(b) 内置开孔毛细管 (管径=3mm, 孔径=0.6mm, 间距=10cm)

图 11 不同实验系统的蒸发管表面温度图

Fig.11 Surface temperature diagrams of evaporating tubes in different experimental systems

图 12 为开孔、传统实验的蒸发管进出口温度对比曲线。从图中可见, 在进出口温度稳定后, 开孔实验中蒸发器进、出口温度分别为 12.3°C、-13.2°C, 而传统实验中蒸发器进出口温度为 -1.4°C、-6.1°C, 开孔实验中蒸发器进口温度高于传统试验, 而出口温度则低于传统试验。

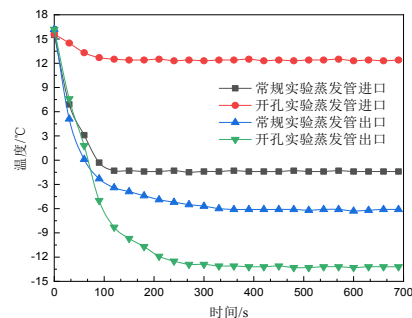


图 12 不同实验系统的蒸发管进出口温度图

Fig.12 Temperature diagrams of evaporative tube inlet and outlet for different experimental systems

图 13 为不同实验系统高压、低压示意图，在系统稳定运行后，传统实验和开孔实验的高压分别在 0.465MPa 和 0.409MPa 上下波动，传统实验和开孔实验的低压分别在 0.025MPa 和 0.018MPa 上下波动，内置开孔毛细管使得制冷系统的高低压分别下降了 13.5%和 13.8%。

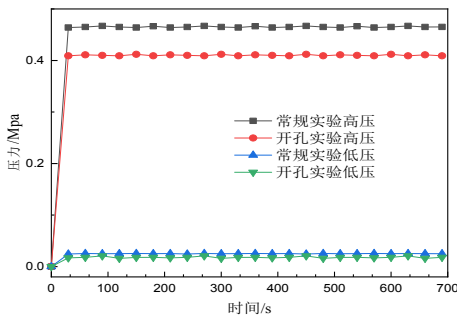


图 13 不同实验系统高压、低压示意图

Fig.13 Schematic diagram of high and low pressure in different experimental systems

图 14 为不同实验系统功率对比图，在系统稳定运行后，传统实验中压缩机功率为 329W，开孔实验中压缩机功率为 291W。内置开孔毛细管使得压缩机功率下降了 11.3%。

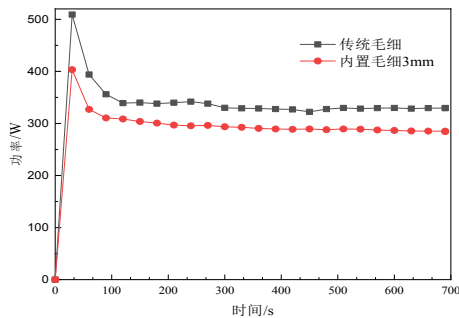


图 14 不同实验系统功率对比图

Fig.14 Power comparison of different experimental systems

综上，相比于传统实验，内置开孔毛细管实验中蒸发管温更低，蒸发管前后温差更小，蒸发管壁面温度能更快达到稳定状态，换热效果更好，制冷量更大的同时功耗更少。

3 结论

(1) 毛细管内径过小节流降压效果变强，但制冷剂流动会受阻；毛细管内径过大，节流降压效

果变差，制冷剂流量过小。喷射孔直径越大，相同时间制冷剂流量越大，喷射角度也越大，喷射孔过大不利于内壁上液膜的形成。孔间距越大，制冷剂流量越大，但喷射孔的数量越少，孔间距过大会导致蒸发管内壁上未被液膜覆盖的面积增大。因此毛细管内径、喷射孔内径、喷射孔间距必须适中才有利于提高换热效率。

(2) 当环境温度为 16℃，制冷剂流量为 180g/min 时，使用管径为 3.0mm、孔径为 0.6mm、孔间距为 10cm 的毛细管结构，蒸发管换热效果最好。此时蒸发管表面温度最低为-11.1℃，温度分布最为均匀，温差为仅为 1.5℃，换热系数最大为 1928.57W/(m²·K)。

(3) 在外部条件相同的情况下，与常规实验相比，内置开孔毛细管实验中蒸发管温度分布更加均匀，温差更小，温度更低，达到稳定状态所需时间更短。此外，内置开孔毛细管实验中制冷量更大，换热效率更高且所需功耗更低。

参考文献:

- [1] 张莉,叶世超,叶锐,等.热管换热器在煤化工厂的应用及节能分析[J].四川化工,2007,(6):26-29.
- [2] 李超,贺占蜀,李大磊.纯水射流流场分布及冲击换热数值模拟研究[J].机械设计与制造,2020,(8):103-107.
- [3] 田浩,曹智睿.一种适用于高热流密度芯片的微槽道冲击射流冷却系统[J].暖通空调,2017,47(10):137-141.
- [4] Yu R, Liu Y, Wan C. Multiple-jet impingement heat transfer in double-wall cooling structures with pin fins and effusion holes[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018,133:106-119.
- [5] Cho H H. Effects of Hole Arrangements on Local Heat/Mass Transfer for Impingement/Effusion Cooling With Small Hole Spacing[J]. Journal of Turbomachinery, 2004,130(4):786-791.
- [6] 李鹏,刘斌,王清伟,等.蒸发器内置毛细管开孔系统强化换热的试验研究[J].流体机械,2016,44(2):66-70.
- [7] PS Penumadu, AG Rao. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. Applied Thermal Engineering 110

- (2017) 1511-1524.
- [8] 赵波,刘相宜,王翼鹏,等.组合式射流冲击冷却壁面稳态传热特性仿真分析[J].四川大学学报(自然科学版),2022,59(2):129-138.
- [9] Peng M, Chen L, Ji W, et al. Numerical study on flow and heat transfer in a multi-jet microchannel heat sink[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 157:119982.
- [10] Tao W Q, He Y L, Wang Q W. A unified analysis on enhancing single-phase convective heat transfer with field synergy principle[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2002,45(24):4871-4879.
- [11] 曾卓雄,袁卓,徐晓东,等.四角切圆锅炉炉膛燃烧流场协同分析[J].热科学与技术,2022,21(2):187-193.
- [12] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1998,41(14):2221-2225.
- [13] Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single-phase convective heat transfer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005,48(9):1797-1807.
- [14] 冷浩,张西民,郭烈锦,等.变压器油圆形浸没射流冲击换热特性[J].化工学报,2003,(11):1505-1509.
- [15] 卢小平,俞树荣,郭丹丹.从场协同到热力学耦合:流动换热强化的热力学机制[J].机械工程学报,2015, 51(10):160-163,171.
- [16] 卢小平,郭丹丹,俞树荣.热力学耦合的相位描述及其最小耗散原理[J].甘肃科学学报,2015,27(1):15-17.