

文章编号:0253-4339(2013) 05-0028-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.05.028

替代工质水平管内流动凝结换热研究综述

张雪东^{1,2} 公茂琼¹ 吴剑峰¹

(1 航天低温推进剂技术国家重点实验室 中国科学院理化技术研究所 北京 100190; 2 中国科学院大学 北京 100039)

摘 要 流动凝结传热特性对于制冷系统的性能具有重要意义,是制冷剂筛选中的一个重要参考指标。针对近年来有关新型替代工质的凝结传热进行了调研分析,从实验测量和关联模型两个方面综述了国内外替代制冷管内流动凝结换热的研究。对凝结换热关联式的适用性和准确性进行了讨论,对凝结换热系数和压降随各影响因素的变化特性进行了概括。

关键词 替代工质; 凝结换热; 综述

中图分类号:TB663; TK124

文献标识码:A

Review on Flow Condensation Heat Transfer of Alternative Refrigerants inside Horizontal Tubes

Zhang Xuedong^{1,2} Gong Maoqiong¹ Wu Jianfeng¹

(1. State Key Laboratory of Space Cryogenic Propellant Technology, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100039, China)

Abstract Flow condensation heat transfer is of great significance for the performance of refrigeration system and is an important index of the refrigerant alternatives. In this paper, condensation heat transfer of the new alternative refrigerants is investigated. Recent developments of experiments measurement and relation models of condensation heat transfer of alternative refrigerants inside tubes are reviewed. The applicability and accuracy of correlations of condensation heat transfer for alternative refrigerants are discussed. The change of condensation heat transfer coefficients and pressure drops with influencing factors are summarized.

Keywords alternative refrigerant; condensation heat transfer; review

氯氟烃(CFCs)和氢氯氟烃(HCFCs)类物质的禁用和限产,使全球的制冷、空调行业面临一场新的挑战,各国相继开展寻找替代物的研究。其中,替代制冷剂在各种工况条件下的传热特性的研究,就显得十分重要。因为制冷系统中换热器的设计与优化离不开这些基本数据。而工质及相应设备的传热性能直接影响到设备的安全性和经济性。在使用新型替代工质之后,如何设计或改造现有的换热设备、如何做到设备既节能又可靠,这些都需要对新工质的传热性能进行相当细致的研究。

通常,对制冷剂的传热性能的研究主要有管外沸腾、管内沸腾、管外冷凝、管内冷凝。目前,国内有关替代制冷剂传热性能研究的报道尚少。在大多数冷凝器中,工质的冷凝是在管内进行的,因此,研究管内强迫流动的凝结换热是工质相变传热的一个重要内容。由于现象本身的复杂性以及对现象认识的局限性,我们目前掌握的知识尚不足以对混合工质甚至纯

工质的管内流动凝结问题做比较完全的理论求解,而一些用实验数据整理获得的公式也仅可用于有限的工况。尤其对于不同的工质,目前主要还只能用实验方法来获得它们的传热特性^[1-2]。

以上这些促使我们对替代工质在管内流动凝结换热的研究工作作一总结及分析,同时也希望为下一步的研究提供一些帮助。

1 凝结换热关联式的研究进展

根据蒸汽质量流速的大小,水平管内流动凝结换热一般认为存在两种主要的传热机理,即层流膜状凝结和强迫对流凝结。当蒸汽质量流速很低时,蒸汽在管子上部形成层流凝结液膜,而凝结液体则在管子底部积聚而向下游流动,有的研究^[3-4]认为这时通过管子底部液体的传热可以忽略不计。在工程应用中,水平管内蒸汽流动的速度一般都较高,雷诺数通常都高于 3.5×10^4 ,也就是说工程实际中常见的是强迫流

动凝结过程。

对于蒸汽在水平管内强迫流动凝结的过程来讲,由于蒸汽的质量流速及蒸汽速度较高,这时惯性力的影响超过了重力,从而使凝结液体沿管子周向分布形成环状流动。在大多数情况下,凝结一开始就可建立起环状流,且这一流态占了整个冷凝过程的主要部分^[5]。在含汽量较低的时候,会相继出现波状流、弹状流及塞状流^[6-11]。这后几种流态下的冷凝传热很难通过理论分析求解,现有的理论分析都是对环状流而言的。

Carpenter 等^[12]结合实验研究分析了圆管内蒸汽强迫流动环状流凝结换热的机理,提出了局部凝结换热系数关联式。由于篇幅所限,具体关联式参见相关文献。Akers 等^[13]提出一个适用于水平管内环状流流型下的凝结换热计算式,该式曾被 ASHRAE 推荐用于冷凝器的设计。前苏联学者 Boyko 等^[14]曾提出了一个可求解分段平均冷凝换热系数的公式。Bae^[15]从理论上对环状流时蒸汽在管内强迫流动凝结换热进行了成功的探讨,其主要进展在于对处于紊流流动的液膜运用了动量传递与传热的比拟关系。Shah^[16]在整理了许多研究者的实验数据之后提出了一个通用于水平管、竖管以及倾斜管的管内凝结换热系数关联式。Kaushik 等^[17]关联式与其他研究者的近 200 个实验数据进行了比较,92% 的实验点落在偏差为 ±30% 的范围内。Kaushik 的实验数据是在质量流速为 90 ~ 250kg/(m²·s) 的范围内取得的,因此质量流速的上限偏低。

Thome 等^[18]在水平管内建立了一个换热模型预测环状流、间歇流、分层波状流、完全分层流和雾状流的凝结换热系数。这个模型与从九个独立实验室所测得的 15 种流体的实验数据进行了比较。质量流速范围为 24 ~ 1022kg/(m²·s),蒸汽干度为 0.03 ~ 0.97,对比压力为 0.02 ~ 0.80,管内径为 3.1 ~ 21.4mm。总的来说,这个模型对每一流型非烃类数据(1850 个数据)85% 换热系数的预测准确度在 ±20% 以内;当包括烃类(2771 个数据),模型对全部数据 75% 换热系数的预测准确度在 ±20% 以内。Chamra 等^[19-20]根据紊流膜状凝结理论提出了在微肋管内纯工质和混合工质的凝结换热模型,这两个模型预测值与绝大多数实验值的偏差在 ±22% 内。Jassim 等^[21]介绍了在水平光管内两相流含气量模型,制冷剂工质为 R11、R12、R134a、R22 和 R410A,管道直径为 4.26 ~ 9.58mm,质量流量为 70 ~ 900 kg/(m²·s),这个模型与实验数据值相比平均绝对偏差为 3.5%。Cavallini 等^[22]为了更准确的计算纯工质和近共沸制

冷剂的凝结换热系数和压降,提出了一个水平微翅片管内凝结换热模型,这个模型考虑了工质的物理性质,两相流流型和传热管的几何因素。它验证了从世界各地不同的实验室所获得的 3115 个凝结换热系数实验值。

表 1 汇总了近 10 年来各国的研究者所提出的几个典型公式。由于它们都是依据实验数据而得出的半经验性的,所针对的工质及所考虑的影响因素各有不同,能适用的范围也不尽相同。

表 1 最近主要的流动凝结换热关联式总结
Tab.1 Summary of previous flow condensation heat transfer correlations

序号	公式作者	工质	凝结换热系数关联式
1	Jung 等 ^[23]	R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R142b	$h_z = 22.4 \left(1 + \frac{2}{X_{tt}}\right)^{0.81} HFMR^{0.33}$ $h_l = 0.23 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{D}\right)$ $X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$ $HFMR = \frac{(q/A)}{Gh_{fg}}$
		R134a	$h_z = 0.0687 \frac{k_l}{D} Re_{eq}^{0.78} Pr_l^{1/3}$ $Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} + Re_l$ $Re_v = \frac{G_v D}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5}$
		R600a	$h_z = a \frac{k_l}{D} Re_{eq}^b Pr_l^{1/3}$ $Re_{eq} < 18000,$ $a = 0.0289, b = 0.8525$ $Re_{eq} = \frac{G_e D}{\mu_l}$ $G_e = G \left[(1-X) + X \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/2} \right]$
		R134a 和 R404A	$h_z = 25.084 \frac{k_l}{D} Re_l^{0.258}$ $Pr_l^{-0.495} p_r^{-0.288} \left(\frac{X}{1-X}\right)^{0.266}$ $Re_l = \frac{GD}{\mu_l}$ $p_r = \frac{p_s}{p_{cr}}$

利用从文献[27]中收集到的不同工质凝结换热系数的实验数据与现有的几种知名关联式(Soliman 等^[5], Cavallini 等^[28], Traviss 等^[7], Shah^[16], Jung

等^[23], Özden Ağra 等^[25], Bohdal 等^[26]。)的预测值进行了对比,对比结果如表 2 所示。

表 2 各种关联式预测工质流动凝结换热系数的平均偏差
Tab. 2 Deviations of various correlations against the flow condensation heat transfer data

工质	Soliman 等 ^[5]		Cavallini 等 ^[28]		Traviss 等 ^[7]		Shah ^[16]		Jung 等 ^[23]		Özden Ağra 等 ^[25]		Bohdal 等 ^[26]	
	AD	AAD	AD	AAD	AD	AAD	AD	AAD	AD	AAD	AD	AAD	AD	AAD
R22	-25.1	27.1	2.7	19.9	-0.29	20.8	-9.1	18.4	-4.3	8.2	1.8	23.6	4.2	11.1
Propylene	13.7	19.1	50.2	50.2	45.9	46.7	36.7	37.4	15.6	16.8	55.5	55.5	31.5	31.5
Propane	10.9	15.9	37.1	37.1	36.5	37.4	24.1	25.1	8.1	12.1	39.6	39.7	-0.6	17.5
DME	-0.7	11.4	33.1	34.2	28.6	29.9	17.1	20.2	-3.4	11.6	66.7	67.1	48.0	48.0
Isobutane	5.4	14.1	24.3	25.2	24.2	25.8	10.7	13.6	3.4	9.6	20.0	21.9	-15.9	19.4

注:AD = $\frac{1}{N} \sum_1^N \frac{h_{cal} - h_{exp}}{h_{exp}} \times 100$ AAD = $\frac{1}{N} \sum_1^N \left| \frac{h_{cal} - h_{exp}}{h_{exp}} \right| \times 100$

从表 2 可以看出,Jung 关联式对 R22、丙烯、丙烷、二甲醚和异丁烷 5 种工质的凝结换热系数给出了较好的预测结果,平均偏差和平均绝对偏差都在 ±20% 以内,Soliman 关联式预测值与实验值的平均偏差和平均绝对偏差都在 ±30% 以内。这七种关联式总体上对 R22 的预测结果较好,主要原因是以前的关联式基本上都是依据传统制冷剂发展而来的。

2 流动凝结换热实验研究概况

2.1 纯工质流动凝结换热实验研究

吴晓敏等^[29]为了研究微肋管结构尺寸及工况等对管内流动冷凝性能的影响,采用 R22 为工质对 4 种结构的微肋管和 1 根 φ9.52mm 光管进行了实验。根据实验结果分析了质量流速、微肋结构尺寸和管径等对冷凝换热性能的影响。实验结果表明,两根 φ9.52 mm 微肋管的换热系数分别比光管提高了 90% 和 120%,而其内表面积只比光管增加了 40% 和 70%。Jung 等^[23]对 R12,R22,R32,R123,R125,R134a,R142b 在水平光管内的冷凝换热系数进行了研究,得到如下结果:冷凝换热系数随着干度、质量流量的增加而增加。在相同的质量流量下,R142b 和 R32 的冷凝换热系数比 R22 高 8%~34%,而 R134a 和 R123 的冷凝换热系数与 R22 相同。R12 和 R125 的冷凝换热系数比 R22 低 24%~30%。所得实验数据与已有公式预测值平均偏差在 20% 以内,最后作者拟合出了一个新的关联式,所得实验值与这个公式预测值平均偏差为 10.7% 以内。

Lee 等^[30]对制冷剂 R290,R600a,R1270 和 R22 在水平套管式换热器中的冷凝换热系数和压力梯度进行了实验研究。实验结果显示:碳氢化合物制冷剂

的局部冷凝换热系数和压降高于 R22,平均冷凝换热系数随着质量流量的增加而增加。所用制冷剂的冷凝换热系数的实验值与 Shah、Traviss 和 Cavallini-Zecchin 公式的预测值偏差在 ±20% 以内。Özden Ağra 等^[25]对 R600a 在水平光滑管内的凝结换热进行了研究,结果显示:换热系数随蒸汽干度的减小而降低,随质量流速的增大而增大。凝结换热系数实验值与 Shah、Traviss 和 Cavallini-Zecchin 公式的预测值偏差在 ±20% 以内。Park 等^[27]对 R22,丙烯,丙烷,二甲醚和异丁烷研究认为压降随着质量流量和干度的增加而增加。由于在这几种流体中异丁烷有最低的蒸汽压力,因而显示出最大的压降。

Dalkilic 等^[31]对 R134a 在光滑套管式换热器中的凝结换热系数进行了实验测量。实验段是一个 0.5m 长的套管,制冷剂在管内流动,冷却水在管外流动。内管由光滑铜管组成,管内径为 8.1mm,外径为 9.52mm。冷凝温度范围为 40~50℃,质量流量范围为 260~515kg/(m²·s),热流密度为 11.3~55.3kW/m²。讨论了冷凝换热系数与冷凝温度、质量流量和热流密度的关系。作者用大量的实验数据对环状流的 11 个著名的关联式进行了比较,并拟合出了一个计算冷凝换热系数的新的关联式。Del Col 等^[32]对 R1234yf 在直径为 0.96mm 微通道内研究发现 R1234yf 的冷凝换热系数低于 R134a。

2.2 混合工质流动凝结换热实验研究

混合工质的凝结换热与纯工质相比,由于存在汽液相组分浓度上的差异,在凝结换热的过程中存在着质扩散阻力的影响,因而较单一工质更为复杂。

陈民等^[33]对 R32 质量分数分别为 10%、19.9%、30%、40%、51.9% 和 60.1% 时的 R32/

R134a 混合物在水平光滑管内的流动凝结换热系数进行了实验测量,获得了两千余个实验数据,并通过实验研究了质量分数、质量流速、饱和温度以及干度对换热的影响。龙建佑等^[34]对 HC600a 含油混合物在水平微肋管内的冷凝换热特性进行了实验测量,探索了含油率、饱和压力和质量流量对冷凝换热的影响,并根据实验结果拟合出了冷凝换热关系式,该关联式较好地反映了工质的换热特性。Bassi 等^[24]对 R134a 和润滑油的混合物在光管内的冷凝换热系数进行了研究。讨论了蒸汽干度、质量流率、饱和温度、饱和蒸汽与管壁之间温差对冷凝换热系数的影响。提出了两个分别预测纯制冷剂 R134a 和 R134a—油混合物的两相流凝结换热系数的新经验模型。

Jung 等^[35]对 R22、R134a、R407C 和 R410A 在光管和微内肋管中的冷凝换热系数进行了研究。管子外径均为 9.52mm,管长为 1m,冷凝温度为 40℃,质量流量分别为 100、200 和 300kg/(m²·s),热流密度为 7.7~7.9kW/m²。对于光管,R134a 和 R410A 的换热系数基本与 R22 相同,而 R407C 的换热系数比 R22 低 11%~15%。对于微内肋管,R134a 的换热系数基本与 R22 相同,而 R407C 和 R410A 的换热系数比 R22 分别低 23%~53% 和 10%~21%。对于光管,所有制冷剂实验数据与换热系数公式预测值的平均偏差为 11.6%。微内肋管的换热系数是光管的 2~3 倍,当质量流量增加时强化传热系数降低。张会勇等^[36]对 R22 和 R410A 在内径为 0.941mm 水平不锈钢圆管内的凝结压降特性进行了实验研究,结果表明:凝结压降随着质量流速的增大而增大,在较高干度时更加明显。与 R22 相比,R410A 的凝结压降在较低干度和质量流速时与 R22 相当,在较高干度和较高质量流速时明显低于 R22。

Chen 等^[37]进行了在波纹管内 R134a—油混合物和 R410A—油混合物单相和两相压降的研究,混合物含油量分别为 0%、1%、3% 和 5%。液态 R134a—油混合物在内径为 5.07mm 波纹管内流动,当 $Re < 2500$ 时,在 U 形弯和直管段处摩擦系数比约为 3.5;当 $Re = 3500 \sim 25000$ 时,摩擦系数比约为 2.5。油浓度对单相摩擦系数的影响可以忽略,U 形弯和直管段两相压力梯度比为 2.5~3.5,这个比率随油浓度和蒸汽干度的增加而增加。环状流时,沿管道边缘扩散的流体质量流速越高,油的影响越大,而且,润滑油在 U 形弯处的影响更明显。直管段的两相摩擦压降倍率与 Chisholm 公式有很好的一致性,Fridel 公式与所有直管段数据平均偏差为 17.6%。对于 U 形弯处两相压降,改进的 Geary 公式与制冷剂—油混合物数据

的平均偏差为 16.4%。

Afroz 等^[38]对 DME 和 CO₂/DME 在水平光管内的局部凝结换热系数和压降进行了实验测量。CO₂/DME 的质量比为 39%/61%、21%/79%,制冷剂质量流量范围为 200~500kg/(m²·s)。混合物中 CO₂ 质量含量增加时,换热系数和压降降低。在较高的质量流量下,传质阻力对换热的影响很小。作者改变了预测方法中的摩擦倍率,从而提高了预测实验数据的准确度。任凡等^[39]对 R410A—润滑油混合物在 5mm 水平内螺纹强化管内的流动冷凝换热特性进行了研究。结果表明:在不同的质流密度条件下,R410A—润滑油混合物的换热系数随干度的增加先增大,当干度为 0.7 左右时,换热系数达到最大值,当干度大于 0.7 时,换热系数随干度的增加反而下降;在润滑油的质量分数为 3% 和 5% 条件下,油的存在恶化了换热特性,使其换热系数降低了 9.3%~36.5%。基于混合物换热特性,建立了适用于 R410A—润滑油混合物在强化管内流动冷凝的换热关联式,其预测值与 92% 的实验数据偏差在 ±20% 以内。张建国等^[40]对 R22 和 R410A 在水平微肋管内的冷凝换热性能进行了实验研究,研究表明:R22 传热系数最高,R410A 的压降值最小。

黄理浩等^[41]对 R410A 在 5mm、7mm 以及 9.52mm 三种内螺纹管中的冷凝换热及压降特性进行了实验研究。研究发现:螺纹齿径和齿顶角对冷凝换热系数有重大影响,齿径比以及齿高对内螺纹管的压降变化起重大作用。根据换热系数和压力损失可知 7mm 内螺纹管的换热性能要优于其它两种管子。Bohdal 等^[42]对 R134a 和 R404A 在内径为 0.31~3.30mm 微通道管内的凝结换热和压降进行了实验研究。在有限的质流密度和微通道直径范围内,凝结换热系数可以用 Akers 等和 Shah 关联式描述,压降与 Friedel 和 Garimella 公式吻合得很好。在实验研究基础上,作者提出了自己的计算局部冷凝换热系数的关联式。Oh 等^[43]对 R22、R134a 和 R410A 在一个圆形微管内的凝结换热特性进行了实验研究。实验段是一个内径为 1.77mm 的光滑水平铜管,质量流量范围为 450~1050 kg/(m²·s),饱和温度为 40℃。在单相流情况下,由实验数据所得到的 Nusselt 数比 Gnielinski 公式计算的高;在两相流情况下,在一定的质量流量下,R410A 的凝结换热系数比 R22 和 R134a 高,R22 和 R134a 的凝结换热系数基本相同。

Dalkilic^[44]对 R410A、R502 和 R507a 在水平套管式换热器内的两相流压降特性进行了实验研究。摩擦系数和摩擦压降通过等效雷诺数模型进行预测。

冷凝温度范围为 38.33 ~ 51.78℃, 质量流量为 119 ~ 617 kg/(m²·s)。为了测定实验压降值, 流动模型通过 10 个含气量模型和 6 个摩擦系数公式进行了改进。Carey 摩擦系数是最常用的。用 Carey、Baroczy、和 Armand 摩擦系数和含气量公式测量 R410A 总摩擦压降准确度在 ±30% 内, 而用 Carey、Spedding 和 Spence、Rigot 这些公式测定 R502 和 R507a 准确度也在 ±30% 内。为了确定摩擦压降和两相流摩擦系数, 用 Rigot 含气量公式改进了当量雷诺数模型。作者也讨论了干度和质量流量对压降的影响。Kuczynski 等^[45]对 R134a 和 R404A 在微通道内凝结过程中流体不稳定性对传热强度的影响进行了实验研究。在冷凝器中换热系数的降低导致排热过程热量强度的减少。水平微通道管内径分别为 0.64mm、0.90mm、1.40mm、1.44mm、1.92mm、2.30mm 和 3.30mm, 冷凝过程的扰动由冷剂的重复流动所引起。频率范围为 0.25 ~ 5Hz, 冷凝过程中周期性的扰动对传热强度有不利的影响, 传热强度的减少是换热系数、蒸汽干度和扰动频率的函数。作者阐述了制冷剂、微通道直径和频率对微通道内周期性扰动阻尼现象的影响。

张正国等^[46]对非共沸混合制冷剂 R407C 在一个三排水平花瓣形翅片管内的冷凝换热系数进行了测量。实验结果显示: 花瓣形翅片管的平均增强因子大约为 5.02。在相同的热流密度下, 花瓣形翅片管螺旋折流式冷凝器的冷凝换热系数是低肋管螺旋折流式冷凝器的 1.56 倍。作者拟合出了适用于这两种冷凝器壳侧冷凝换热系数的关联式, 并与实验数据的吻合程度很好。作者认为用花瓣形翅片管代替低肋管改善了螺旋折流式冷凝器的性能, 是一个很好的方案。Charun^[47]对 R404A 在内径 1.4 ~ 3.30mm 不锈钢微通道内的凝结换热和压降进行了实验研究。讨论了微通道直径和过程参数对换热系数与压降的影响。在制冷剂冷凝过程中压降与 Friedel 和 Garimella 关联式吻合程度令人满意。根据实验研究, 作者提出了一个计算局部换热系数的关联式, 这个关联式计算值与实验数据的偏差在 ±20% 以内。

3 总结

1) 现有的凝结换热关联式适用于环状流型较好, 而对波状流和间歇流则不理想。工质在光管或强化管内的凝结换热系数和压降随着质量流量、雷诺数、热流密度、干度的增大而增大。

2) 凝结换热系数及压降随着冷凝温度的升高而降低; 凝结换热系数随着含油量的增加而降低, 而压降随着含油量的增加而增加。

3) 选择替代制冷剂时, 除要考虑环境效应与热力学性能外, 传热性能如何也是十分重要的。应加强对传热强化因素、强化传热机理和理论以及传热管表面特性的研究, 加强替代工质及传热管内凝结换热实验数据的获取和积累。

参考文献

- [1] Tandon T N, Varma H K, Gupta C P. An experimental investigation of forced-convection condensation during annular flow inside a horizontal tube [J]. ASHRAE Trans., 1985, 91(2): 343-355.
- [2] Borchmann J. Heat transfer of high velocity vapors condensing in annuli [J]. ASHRAE Trans., 1976, 82(1): 1-12.
- [3] Chato J C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes [J]. ASHRAE Journal, 1962, 4(1): 52-60.
- [4] Rufer C E, Kezios S P. Analysis of two-phase one component stratified flow with condensation [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1966, 88(1): 265-275.
- [5] Soliman M, Schuster J R, Berenson P J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1968, 90(1): 267-276.
- [6] Soliman H M, Azer N Z. Flow patterns during condensation inside a horizontal tube [J]. ASHRAE Trans., 1971, 77(1): 210-224.
- [7] Traviss D P, Rohsenow W M, Baron A B. Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design [J]. ASHRAE Trans., 1973, 79(1): 157-165.
- [8] Breber G, Palen J W, Taborek J. Prediction of horizontal tube-side condensation of pure components using flow regime criteria [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1980, 102(2): 471-476.
- [9] Tandon T N, Varma H K, Gupta C P. Prediction of flow patterns during condensation of binary mixtures in a horizontal tube [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1985, 107(2): 423-430.
- [10] Traviss D P, Rohsenow W M. Flow regimes in horizontal two-phase flow with condensation [J]. ASHRAE Trans., 1973, 97(1): 31-39.
- [11] Tandon T N, Varma H K, Gupta C P. A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(6): 763-768.
- [12] Carpenter F G, Colburn A P. The effect of vapor velocity on condensation inside tubes [C]// Proceedings of the General Discussion of Heat Transfer, 1951: 20-26.
- [13] Akers W W, Beans H A, Crosser O K. Condensation heat transfer within horizontal tubes [J]. Chem. Eng. Progress, Symp. Ser., 1959, 55(29): 171-176.

- [14] Boyko L D, Kruzhilin G N. Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1967, 10(3):361-373.
- [15] Bae S, Maulbetsch J S, Rohsenow W M. Refrigerant forced-convection condensation inside horizontal tubes[J]. *ASHRAE Trans.*, 1972, 78(1):104-116.
- [16] Shah M M. A general correlation for heat transfer and during film condensation inside pipes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1979, 22(4):547-556.
- [17] Kaushik N, Azer N Z. A general heat transfer correlation for condensation inside internally finned tubes [J]. *ASHRAE. Trans.*, 1988, 94(2):261-279.
- [18] Thome J R, Hajal J E, Cavallini A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(18):3365-3387.
- [19] Chamra L M. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(7):1293-1302.
- [20] Chamra L M, Mago P J. Modeling of condensation heat transfer of refrigerant mixture in micro-fin tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(11):1915-1921.
- [21] Jassim E W, Newell T A, Chato J C. Prediction of refrigerant void fraction in horizontal tubes using probabilistic flow regime maps [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 32(5):1141-1155.
- [22] Cavallini A, Del Col D, Mancin S, et al. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(1):162-174.
- [23] Jung D S, Song K H, Cho Y M, et al. Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(1): 4-11.
- [24] Bassi R, Bansal P K. In-tube condensation of mixture of R134a and ester oil: empirical correlations [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(4): 402-409.
- [25] Özden Ağra, İsmail Teke. Experimental investigation of condensation of hydrocarbon refrigerants (R600a) in a horizontal smooth tube[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2008, 35(9):1165-1171.
- [26] Bohdal T, Charun H, Sikora M. Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(9/10):1963-1974.
- [27] Park K J, Jung D S, Seo T B. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2008, 34(7):628-635.
- [28] Cavallini A, Zecchin R. High velocity condensation of organic refrigerants inside tubes[C]//Proc. of the 9th Int. Congress of Refrigeration, 1971, 2:193-204.
- [29] 吴晓敏, 王晓亮, 王维城. 水平新型微肋管内流动冷凝换热及流阻特性[J]. *上海理工大学学报*, 2003, 25(4): 326-329. (Wu Xiaomin, Wang Xiaoliang, Wang Weicheng. Flow condensation heat transfer and pressure drop in horizontal micro-fin tubes[J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2003, 25(4): 326-329.)
- [30] Lee H S, Yoon J I, Kim J D, et al. Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(11/12):1922-1927.
- [31] Dalkilic A S, Laohalertdech S, Wongwises S. Experimental investigation of heat transfer coefficient of R134a during condensation in vertical downward flow at high mass flux in a smooth tube[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, 36(10):1036-1043.
- [32] Del Col D, Torresin D, Cavallini A. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(7):1307-1318.
- [33] 陈民, 王秋旺, 陶文铨. R32/R134a 混合工质水平管内流动凝结换热的实验研究[J]. *化工学报*, 1999, 50(6): 834-837. (Chen Min, Wang Qiuiwang, Tao Wenquan. Experimental investigation on forced convective condensation heat transfer of R32/R134a mixtures [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 1999, 50(6): 834-837.)
- [34] 龙建佑, 童明伟, 陈礼. HC600a 含油混合物水平微肋管内冷凝换热特性试验[J]. *重庆大学学报*, 2003, 26(1): 126-129. (Long Jianyou, Tong Mingwei, Chen Li. An experimental investigation of condensation heat transfer of HC600a-oil mixture in a horizontal micro-fin tube [J]. *Journal of Chongqing University*, 2003, 26(1): 126-129.)
- [35] Jung D S, Cho Y M, Park K H. Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(1):25-32.
- [36] 张会勇, 李俊明, 王补宣. 水平微圆管内 R22 和 R410a 凝结压降的实验研究[J]. *制冷学报*, 2007, 28(3): 1-5. (Zhang Huiyong, Li Junming, Wang Buxuan. Experimental investigation on pressure drop of R22 and R410a during condensing process in microtubes [J]. *Journal of Refrigeration*, 2007, 28(3): 1-5.)
- [37] Chen I Y, Wu Y S, Chang Y J, et al. Two-phase frictional

(下转第 64 页)

固体干燥剂的吸湿性能使半导体冷端温度较高时就达到良好的除湿效果,如此可使系统输入电流适当降低。同时传统的热端散热仅有显热传热,散热量低热端温度高,固体干燥剂的再生需依靠热端提供水分脱附所需的热量,即存在质传递过程,故散热效果好且热端温度低。以上两个原因使得半导体除湿设备的系统效率大大提高。

结果表明,1级半导体、热管系统与固体除湿结合的模式,与文献中半导体冷却除湿机效果相比,当除湿量相同时,前者的COP比后者有很大提高。

参考文献

- [1] 陈振林,孙中泉.半导体制冷器原理与应用[J].微电子技术,1999,27(5):63-65. (Chen Zhenlin, Sun Zhongquan. The Principle and Applications of Semiconductor cooler[J]. Microelectronic Technology, 1999,27(5): 63-65.)
- [2] 谢玲,汤广发.半导体制冷技术的发展与应用[J].洁净
- (上接第33页)
- pressure drop of R-134a and R-410A refrigerant-oil mixtures in straight tubes and U-type wavy tubes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31(4):291-299.
- [38] Afroz M M, Miyara A, Tsubaki K. Heat transfer coefficients and pressure drops during in-tube condensation of CO₂/DME mixture refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 2008,31(8):1458-1466.
- [39] 任凡,丁国良,黄翔超,等. R410A/润滑油混合物在5 mm 水平强化管内的流动冷凝换热特性[J]. 上海交通大学学报,2009,43(9):1437-1440. (Ren Fan, Ding Guoliang, Huang Xiangchao, et al. Heat transfer characteristics of R410A-oil mixture flow condensation in a 5 mm horizontal enhanced tube[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2009, 43(9):1437-1440.)
- [40] 张建国,陶乐仁,王伟,等. R22 和 R410A 在水平微肋管内冷凝性能的实验研究[J]. 制冷与空调,2010,24(2):10-13. (Zhang Jianguo, Tao Leren, Wang Wei, et al. Experimental study on condensation heat transfer performance of horizontal micro-fin tube with R22 and R410A[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2010,24(2):10-13.)
- [41] 黄理浩,陶乐仁,郑志皋,等. R410A 在管内冷凝换热及压降的实验研究[J]. 制冷技术,2011,39(4):31-34. (Huang Lihao, Tao Leren, Zheng Zhigao, et al. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in internally thread enhanced tube with R410A[J]. Refrigeration, 2011,39(4):31-34.)
- [42] Bohdal T, Charun H, Sikora M. Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9):1963-1974.
- [43] Oh H K, Son C H. Condensation heat transfer characteris-

与空调技术,2008(1):68-71. (Xie Ling, Tang Guangfa. The development and Application of Semiconductor Refrigeration [J]. CC & AC, 2008(1):68-71)

- [3] A A Pesaran. Air dehumidification in packed silica gel beds[D]. California: School of engineering and applied science. University of California Los Angeles,1980.
- [4] J G Vián, D Astrain. Numerical modeling and a design of a thermoelectric dehumidifier[J]. Applied Thermal Engineering, 2002,22:407-422.

通信作者简介

郑宇薇,女(1990-),硕士研究生,清华大学建筑学院建筑节能研究中心,(010)62773772,E-mail:cadascq@163.com。研究方向:固体除湿。

About the corresponding author

Zheng Yuwei(1990-), female, Master Candidate, Building Energy Research Center, School of Architecture, Tsinghua University, (010)62773772, E-mail: cadascq@163.com. Research fields: solid desiccant dehumidification.

tics of R-22, R-134a and R-410A in a single circular microtube [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(4):706-716.

- [44] Dalkilic A S. Condensation pressure drop characteristics of various refrigerants in a horizontal smooth tube[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(4):504-512.
- [45] Kuczyński W, Charun H, Bohdal T. Influence of hydrodynamic instability on the heat transfer coefficient during condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(4):1083-1094.
- [46] Zhang Z G, Li Q X, Xu T, et al. Condensation Heat Transfer Characteristics of Zeotropic Refrigerant Mixture R407C on Single, Three-Row Petal-Shaped Finned Tubes and Helically Baffled Condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 39(1):63-69.
- [47] Charun H. Thermal and flow characteristics of the condensation of R404A refrigerant in pipe minichannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(9):2692-2701.

作者简介

张雪东,男(1977-),博士研究生,中国科学院理化技术研究所1号楼混合工质课题组,(010)82543737,E-mail:kouyizhinan@163.com。研究方向:制冷剂凝结换热。

About the author

Zhang Xuedong(1977-), male, Ph. D. candidate, Technical Institute of Physics and Chemistry Chinese Academy of Sciences, (010)82543737, E-mail: kouyizhinan@163.com. Research fields: refrigerants condensation heat transfer.