

R417A 在水平光滑管和内螺纹管中的 流动沸腾换热

张小艳^{1,2}, 袁秀玲¹, 田怀璋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安科技大学能源学院, 710054, 西安)

摘要: 对非共沸混合制冷剂 R417A 在外径为 9.52 mm 的水平光滑管和 2 种不同几何参数的内螺纹管中的流动沸腾换热进行实验研究, 分析讨论了制冷剂质量流速、热流密度、干度、强化管参数对换热系数的影响规律和影响机理。实验结果表明: 换热系数随着质量流速的增大而增大。在以对流蒸发占优势的换热区, 热流密度对换热系数的影响较小; 换热系数随着干度的增大先呈现出增大趋势, 增至峰值后又迅速下降, 峰值随热流密度的增大和质量流速的减小向干度较大的方向移动; 内螺纹管能有效强化制冷剂的流动沸腾换热, R417A 在 2 种内螺纹管中的换热系数分别比在光滑管中高出 130%~210% 和 150%~270%。

关键词: 非共沸混合制冷剂; R417A; 沸腾换热; 内螺纹管

中图分类号: TK172 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)01-0018-05

Evaporation Heat Transfer of R417A Flowing Inside Horizontal Smooth and Internally Grooved Tubes

Zhang Xiaoyan^{1,2}, Yuan Xiuling¹, Tian Huaizhang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract: The experimental study was carried out on the evaporation heat transfer of non-azeotropic refrigerant mixtures R417A flowing inside horizontal smooth and two internally grooved tubes of 9.52mm OD with different geometrical parameters. The influence and mechanism of mass flow rate, heat flux, vapor quality and geometrical parameters of enhanced tubes on heat transfer coefficients were analyzed and discussed. Experimental results indicate that heat transfer coefficients increase with increasing mass flow rate. There is no significant effect of heat flux on evaporation heat transfer in convective evaporation dominant region. The heat transfer coefficients increase with vapor quality firstly and begin to decrease after the peaks. Peaks move towards higher qualities with increasing heat flux and decreasing mass flow rate. The heat transfer coefficients of R417A inside two internally grooved tubes are 130%~210% and 150%~270% higher than those inside smooth tube, respectively.

Keywords: non-azeotropic refrigerant mixtures; R417A; evaporation heat transfer; internally grooved tube

符号表

A	面积, m^2	d_e	环形空间的当量直径, m	h	换热系数, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
d	管径, mm	G	质量流速, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	H_f	螺纹高度, mm

n 螺纹数	H_w 螺纹管底壁厚, mm	β 螺旋角, ($^{\circ}$)
Pr 普朗特数	b 螺纹间距, mm	λ 导热系数, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
q 热流密度, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$	x 干度	η_A 换热面积增加比率
Re 雷诺数	α 螺纹顶角, ($^{\circ}$)	

近年来,由于保护大气臭氧层的需要,出现了一些二元或三元非共沸或近共沸混合制冷剂,这类工质由于气、液相组分浓度的差异以及蒸发过程中存在温度滑移等现象,换热性能明显不同于纯工质.三元非共沸混合制冷剂 R417A(Isceon59)因优良的环保性能、合适的压力特性,以及与现用压缩机润滑油很好的相容性而成为很具有发展前景的 R22 的长期替代物之一.对于 R417A 管内流动沸腾换热性能的研究目前国内尚未起步,国外也仅限于光滑管,Boissieux 等人^[1]对 R417A 在水平光滑管内的流动沸腾换热进行了实验研究,得出适用于一定质量流速、热流率和蒸发温度范围的修正-Kattan 模型^[2]来估算 R417A 的沸腾换热系数.

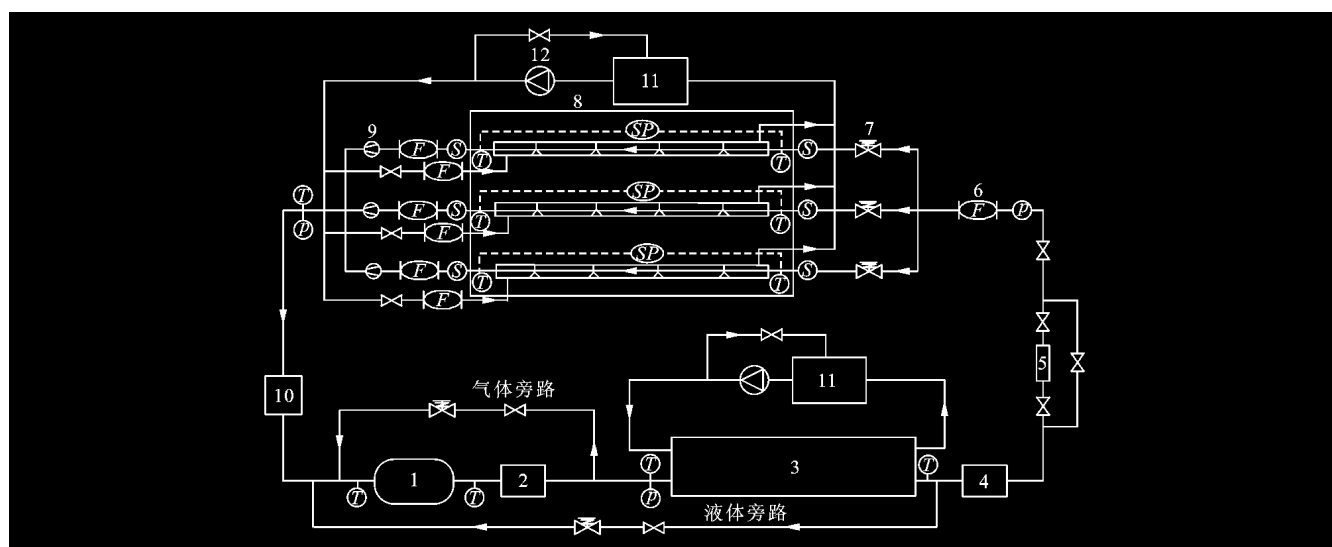
非共沸混合制冷剂由于气、液相间传质阻力的存在,相变换热不同程度上都存在退化现象^[3],这可通过增大换热面积或采用换热表面的强化技术来补偿,而制冷空调装置小型化的发展趋势又限制了换热面积的增大,所以换热强化技术就成为增强非共沸混合制冷剂换热效果的主要措施.内螺纹管是研究最多的一种换热强化管,本文对 R417A 在水平光滑管和 2 种不同参数的内螺纹强化管中的沸腾换热性能进行了实验研究,为蒸发器的设计提供了参考.

1 实验系统

实验采用一个蒸气压缩式制冷系统,实验装置如图 1 所示,它由一个制冷循环和 2 个分别为冷凝器和蒸发实验段提供冷、热水的水循环组成,气体和液体 2 个旁路用来调节系统中制冷剂的流量.实验段由 3 个套管型换热器并联组成,内管采用 3 种不同类型的铜管,一根光滑管(管 I)和两根内螺纹强化管(管 II、管 III),外径均为 9.52 mm,光滑管长为 3 m,内螺纹管长为 2.4 m(详见图 2、表 1),外管为 20 mm 内径的镀锌管,制冷剂在铜管内流动,水在内、外管之间的环型空间流动,并且采用逆流布置方式.沿着实验管的长度方向每 30 cm 布置有 3 个 T 型热电偶,其中 2 个焊接在铜管外壁上,分别用来测量铜管上、下部的壁温,另外一个直接插入水流中,以测量套管内的水温.制冷剂的温度用 T 型热电偶在实验段的进出口位置处测量,制冷剂的管内蒸发压降在同样位置用差压传感器进行测量,实验数据用一个数据采集系统通过计算机来进行采集和处理.

2 流动沸腾换热系数

制冷剂的管内流动沸腾换热系数应用热平衡的

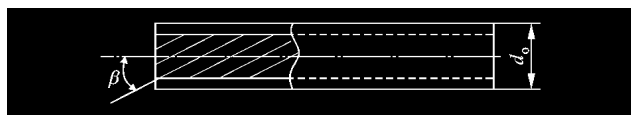


1:压缩机;2:油分离器;3:冷凝器;4:贮液器;5:干燥过滤器;6:流量计;7:电子膨胀阀;8:实验段;
9:单向阀;10:气液分离器;11:恒温水箱;12:水泵

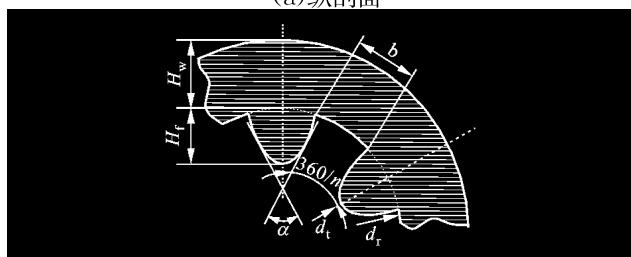
图1 实验系统结构简图

表1 实验管的几何参数数据表

实验管	d_o/mm	d_r/mm	d_i/mm	H_w/mm	H_f/mm	b/mm	$\alpha/(\circ)$	$\beta/(\circ)$	n	η_A
管Ⅰ	9.520	—	—	0.660	—	—	—	—	—	—
管Ⅱ	9.505	8.785	8.461	0.360	0.162	0.173	56.1	20.3	65	1.475
管Ⅲ	9.504	8.778	8.462	0.363	0.158	0.099	90.0	22.6	65	1.320



(a)纵剖面



(b)横断面

图2 内螺纹管的几何参数图

原理由如下关系式来计算

$$h_{\text{water}}(T_{\text{water}} - T_{\text{wo}})A_o = h_{\text{ref}}(T_{\text{wi}} - T_{\text{ref}})A_i \quad (1)$$

$$h_{\text{ref}} = h_{\text{water}} \frac{A_o(T_{\text{water}} - T_{\text{wo}})}{A_i(T_{\text{wi}} - T_{\text{ref}})} \quad (2)$$

式中: h_{water} 、 T_{water} 分别为套管中水的换热系数和温度; h_{ref} 、 T_{ref} 分别为实验管内制冷剂的换热系数和温度; A_i 、 A_o 分别为实验管的内、外侧面积; T_{wi} 、 T_{wo} 分别为实验管的内、外壁温度。

T_{ref} 是制冷剂在相变过程中的饱和温度,由每个测点位置的压力与由热平衡计算的焓值利用物性计算程序 REFPROP6.01 得到.管内壁温度由所测量的外壁温度和局部换热段换热量 Q 根据一维径向稳态热传导方程来计算.环形空间水的换热系数由下式计算^[4]

$$h_{\text{water}} = 0.034\,042 Re_{\text{water}}^{0.8} Pr_{\text{water}}^{1/3} \frac{\lambda_{\text{water}}}{d_e} \quad (3)$$

厂商提供的热电偶测量的分度误差在 $-40 \sim 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时为测量值的 0.4% ,对本次实验使用的热电偶在 $-20 \sim 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温度范围内进行了标定,实验中最大温度 $T=50\text{ }^{\circ}\text{C}$,温度测量的最大绝对不确定度为 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,分析得到套管中水的换热系数误差为 $\pm 6\%$;实验中的典型温差 $(T_{\text{water}} - T_{\text{wo}}) = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $(T_{\text{wi}} - T_{\text{ref}}) = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,则制冷剂换热系数的误差估算如下

$$\frac{\Delta h_{\text{ref}}}{h_{\text{ref}}} = \frac{\Delta h_{\text{water}}}{h_{\text{water}}} + \frac{\Delta(T_{\text{water}} - T_{\text{wo}})}{T_{\text{water}} - T_{\text{wo}}} +$$

$$\frac{\Delta(T_{\text{wi}} - T_{\text{ref}})}{T_{\text{wi}} - T_{\text{ref}}} \approx \pm 15\% \quad (4)$$

3 实验结果与讨论

3.1 制冷剂质量流速的影响

图3~图5表明:当热流密度和蒸发温度一定时,换热系数随着质量流速的增大而增大.这是由于流动沸腾换热是核态沸腾换热和对流蒸发换热综合作用的结果,在以对流蒸发占优势的换热区内,换热系数是制冷剂流速的强函数,而制冷剂流速随着质量流速的增大而增大.另外,随着质量流速的增大,换热系数峰值对应的干度向较小值方向移动.这是由于相似热流密度时,质量流速较大,相同测点处

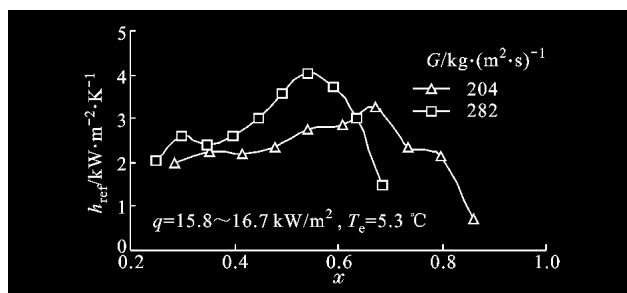


图3 不同质量流速时 R417A 在光滑管Ⅰ中换热系数随干度的变化

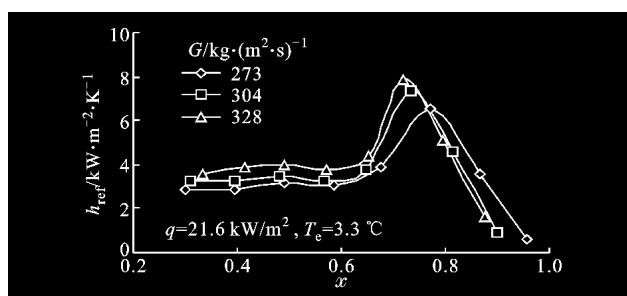


图4 不同质量流速时 R417A 在内螺纹管Ⅱ中换热系数随干度的变化

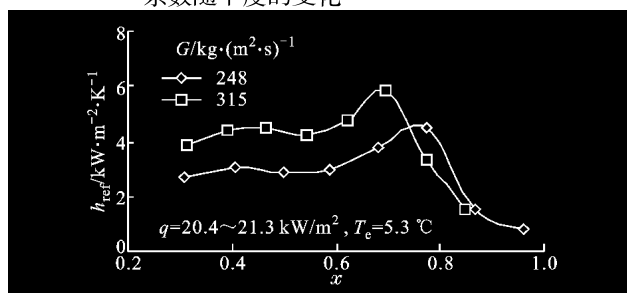


图5 不同质量流速时 R417A 在内螺纹管Ⅲ中换热系数随干度的变化

干度较小所致。

3.2 热流密度的影响

图6~图8表明:在较低干度区内,热流密度对换热系数的影响不是很明显,而且随着热流密度的增大,相同干度时局部蒸发换热系数反而稍有减小。这是由于在核态沸腾区内,换热系数是热流密度的强函数,而此时处于以对流蒸发占优势的换热区内,所以热流密度对换热系数的影响较小,这一结论与文献[3,5-7]的一致。由于相同质量流速时热流密度的增大,使干度增加较快,所以换热系数的高峰值随着热流密度的增大向较高干度的方向移动,故出现了热流密度增大换热系数反而减小的现象。这一现象在内螺纹管中有所改善,这是由于螺纹的旋转作用能将管底的液体提升,在管壁上形成薄液膜,有效地改善了由于干度增大、管壁干燥所引起的换热系数的减小。

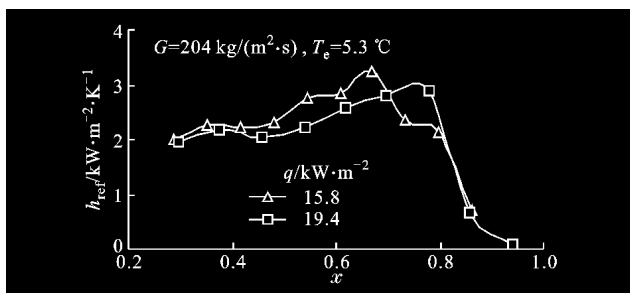


图6 不同热流密度时 R417A 在光滑管 I 中换热系数随干度的变化

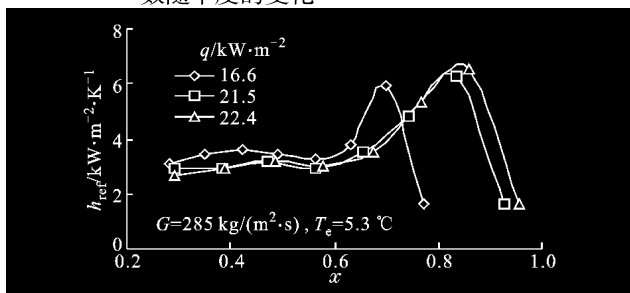


图7 不同热流密度时 R417A 在内螺纹管 II 中换热系数随干度的变化

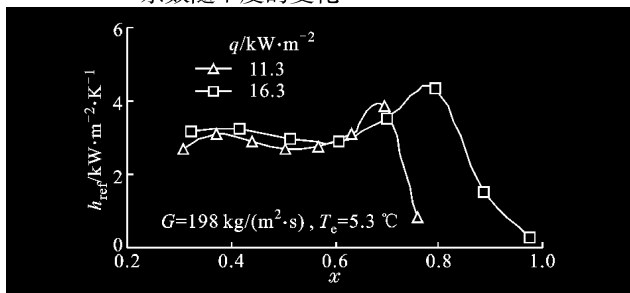


图8 不同热流密度时 R417A 在内螺纹管 III 中换热系数随干度的变化

3.3 干度的影响

图3~图8表明:在光滑管中,在以对流蒸发换

热占优势的区域,随着干度的增大,换热系数先是持续增大,然后又出现迅速减小的趋势,换热系数的高峰值出现在 50%~80% 的干度范围内;在内螺纹管中的低干度区内,随着干度的增大换热系数的变化趋势比较平缓,虽不像在光滑管中持续增大的趋势那样明显,但同样出现了换热系数最大值,以及最大值之后换热系数迅速减小的趋势,而且最大值对应的干度与光滑管相比有向较高干度方向移动的趋势。这种低干度区内流动沸腾换热系数随着干度的增大呈增大趋势的现象是由于干度增大引起的制冷剂比容增大、流速增大使对流蒸发换热增强所致,当干度增大到超过一定值后,由于换热管壁干燥现象的出现导致了换热恶化使换热系数又迅速减小。换热系数峰值所对应的干度与质量流速和热流密度关系密切,随着热流密度的增大和质量流速的减小,该干度向较大值方向移动。

3.4 R417A 在不同实验管中换热性能的比较

图9表明:内螺纹管能有效强化制冷剂的流动沸腾换热,强化表面的几何参数不同,换热强化效果也不相同。本实验采用的管 II 对 R417A 的换热强化因子范围约为 1.3~2.1,管 III 对 R417A 的换热强化因子范围约为 1.5~2.7。可见,强化因子的值大于换热面积的增加比率,这说明换热的强化不仅仅是由于换热面积的增大所引起,其强化机理主要包括:换热面积的增大;强化面可以提供更多的核化点;强化面可以增强对流体的扰动;螺纹的旋转作用能将管底的液体提升,在管壁上形成薄液膜,既改善了管顶壁面干燥引起的换热恶化,又降低了管底部的液位高度,使核态沸腾换热增强。

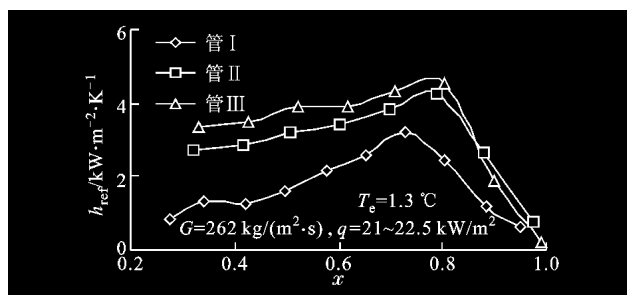


图9 R417A 在 3 种不同实验管中换热性能的比较

在较低干度区,管 III 的强化效果要比管 II 好一些。由表 1 可见:2 种螺纹管仅在螺纹顶角 α 和螺纹间距 b 这两个参数上差别较大,管 II 的螺纹顶角为 56.1°,而管 III 的螺纹顶角达到 90.0°,当其他参数一定时,螺纹顶角 α 越大,螺纹间距 b 越小。由于管 III 的螺纹间距远小于管 II,所以管 III 对液体的毛

细提升作用就更大,更有利于在管壁上形成薄液膜增强换热。当干度增大到一定程度时,管内气相制冷剂占相当大的比例,此时由于换热面积的增大以及强化表面对流体的扰动所引起的换热强化占优势,所以在高干度区,管Ⅱ、管Ⅲ具有较为相近的强化作用,而且换热面积增加比率较大的管Ⅱ的换热强化作用比管Ⅲ稍有增强。

4 实验结果与修正-Kattan 模型计算值的比较

文献[1]对三元非共沸混合制冷剂 R417A、R407C 和近共沸混合制冷剂 R404A 在水平光滑管内的流动沸腾换热进行了实验研究,提出修正-Kattan 关系式来计算非共沸混合制冷剂的流动沸腾换热系数。本实验得到的 R417A 在光滑管中的实验结果与该关系式计算值的偏差如图 10 所示,图示表明:实验结果与修正-Kattan 关系式计算值的偏差基本都集中在 $\pm 30\%$ 的范围之内。

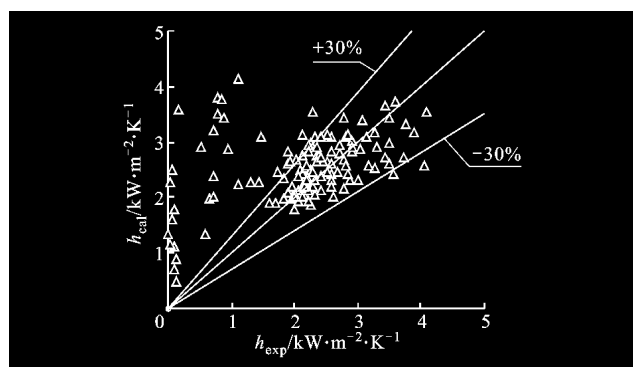


图 10 R417A 在光滑管 I 中的实验值与修正-Kattan 关系式计算值的比较

5 结 论

(1)当热流密度和蒸发温度一定时,换热系数随着质量流速的增大而增大,而且随着质量流速的增大,换热系数峰值对应的干度向较小值方向移动。

(2)在峰值之前的干度区,热流密度对换热的影响不是很明显,这是由于此时处于以对流蒸发占优势的换热区。随着热流密度的增大,相同干度时换热系数反而稍有减小,这是由于相同质量流速时热

流密度的增大,使干度增加较快,换热系数峰值向较高干度的方向移动而造成的。

(3)随着干度的增大,换热系数先是呈现增大趋势,然后又迅速减小。与光滑管相比,内螺纹管中换热系数峰值对应的干度有向较大值方向移动的趋势,而且换热系数峰值对应的干度还随着热流密度的增大和质量流速的减小向较大值方向移动。

(4)内螺纹管能有效强化制冷剂的流动沸腾换热,强化作用不仅是由换热面积的增大所引起,它还能提供更多的核化点,并增强对流体的扰动,另外螺旋旋转作用还能将管底部的液体提升,在管壁上形成薄液膜。

参考文献:

- [1] Boissieux X, Heikal M R, Johns R A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube: part I [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23 (4): 269-283.
- [2] Kattan N, Thome J R, Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: part 3—development of a new heat transfer model based on flow pattern [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1998, 120: 156-165.
- [3] Jung D S, McLinden M, Radermacher R, et al. Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114 [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1989, 32(1): 131-145.
- [4] Aprea C, Rossi F D, Greco A. Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(5): 935-942.
- [5] Ross H, Radermacher R, Marzo M, et al. Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1987, 30(5): 979-992.
- [6] Wellsandt S, Vamling L. Evaporation of R134a in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 889-900.
- [7] Wellsandt S, Vamling L. Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 901-911.

(编辑 王焕雪)