

研究论文

# R410A-油混合物在 7 mm 直强化管和 C 形 强化管内流动沸腾的摩擦压降特性

胡海涛, 丁国良, 汪振策, 魏文建

(上海交通大学制冷与低温工程研究所, 上海 200240)

**摘要:** 实验研究了环保制冷工质 R410A-润滑油混合物在直强化管和 C 形强化管内流动沸腾的摩擦压降特性。实验测试管为内螺纹强化管, 外径为 7.0 mm。实验工况的蒸发温度为 5℃, 质流密度为 200~400 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>, 热流密度为 7.56~15.1 kW·m<sup>-2</sup>, 入口干度为 0.1~0.7, 平均油浓度为 0~5%。实验结果表明, R410A-油混合物在直强化管和 C 形强化管内流动沸腾的摩擦压降随平均油浓度和质流密度的增大而增大。基于混合物性开发了 R410A-油混合物在直强化管和 C 形强化管内流动沸腾的压降关联式。直强化管内的摩擦压降关联式与 97% 以上的实验数据的偏差均在 ±10% 以内; C 形强化管内的摩擦压降关联式与 95% 的实验数据的误差在 ±15% 以内。

**关键词:** R410A; 油; C 形; 强化管; 压降; 关联式

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2007) 08-1905-06

## Frictional pressure drop characteristics of R410A-oil mixture flow boiling in 7 mm straight and C-shape enhanced tubes

HU Haitao, DING Guoliang, WANG Zhence, WEI Wenjian

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** An experimental study of frictional pressure drop characteristics of R410A-oil mixture flow boiling inside straight and C-shape horizontal enhanced tubes was performed. The test tube was an internally spiral grooved tube with the outer diameter of 7.0 mm. Experimental parameters included evaporating temperature 5℃, mass flux from 200 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup> to 400 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>, heat flux from 7.56 kW·m<sup>-2</sup> to 15.1 kW·m<sup>-2</sup>, inlet vapor quality from 0.1 to 0.7, and oil concentration from 0 to 5%. The test result showed that frictional pressure drop of R410A-oil mixture flow boiling inside straight and C-shape enhanced tubes increased with increasing oil concentration and mass flux. New correlations of frictional pressure drop for R410A-oil mixture flow boiling inside the straight enhanced tube and C-shape enhanced tube were developed respectively based on the mixture properties. The new frictional pressure drop correlation for the straight enhanced tube could agree with 97% of the experimental data within deviation of ±10%, and the frictional pressure drop correlation for the C-shape enhanced tube could agree with 95% of the experimental data within deviation of ±15%.

**Key words:** R410A; oil; C-shape; enhanced tube; pressure drop; correlation

2006-07-18 收到初稿, 2007-05-14 收到修改稿。

联系人: 丁国良。第一作者: 胡海涛 (1978—), 男, 博士研究生。

基金项目: 上海市科技启明星跟踪计划项目 (05QMH1410)。

Received date: 2006-07-18.

Corresponding author: Prof. DING Guoliang. E-mail: glding@situ.edu.cn

Foundation item: supported by the Continued Program for Young Excellent Talents in Shanghai (05QMH1410).

引 言

R410A 作为环保工质，正成为国际上空调器的主流制冷工质。空调器中大量采用内螺纹强化管<sup>[1]</sup>，包括直管以及在吸顶嵌入式换热器中所采用的 C 形管。由于制冷系统运行时，制冷剂中含有一定量的润滑油<sup>[2]</sup>，因此含油 R410A 制冷剂在螺纹强化管中的摩擦压降特性对于空调器的设计有重要指导作用。

已有文献对纯制冷剂 R410A 在直强化管内<sup>[3]</sup>、R410A-油混合物在 U 形管内<sup>[4-5]</sup>的摩擦压降进行了研究，但是目前尚未有 R410A-油混合物在直强化管和 C 形强化管内流动沸腾压降特性的研究报道。本文通过在外径为 7 mm 的直内螺纹强化管和 C 形内螺纹强化管内的实验，研究 R410A-油混合物的流动沸腾摩擦压降特性，并提出合适的摩擦压降关联式。

1 实验装置与测试工况

实验装置如图 1 所示<sup>[6]</sup>。实验对象为直内螺纹强化管和 C 形内螺纹强化管。对于 C 形强化管，为了减小入口和出口效应对换热和摩擦压降的影响，在 C 形管的入口和出口处分别有一段直管，

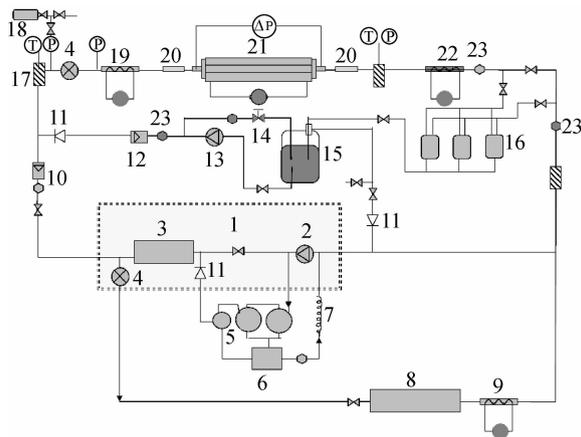
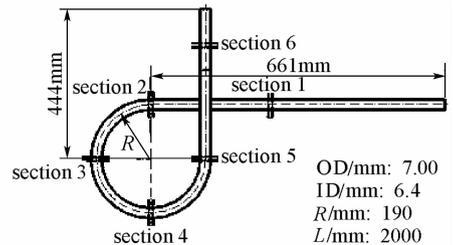


图 1 实验测试装置示意图

Fig. 1 Schematic of test rig

- 1—outdoor unit; 2—compressor;
- 3—condenser; 4—electronic expansion valve;
- 5, 16—oil separator; 6, 15—oil tank; 7—capillary;
- 8—indoor unit; 9, 22—after-heater;
- 10—refrigerant mass flowmeter; 11—check valve;
- 12—oil mass flowmeter; 13—oil pump;
- 14—regulating valve; 17—mixing chamber;
- 18—sampling cylinder; 19—pre-heater;
- 20—tube sight glass; 21—test section; 23—sight glass

结构如图 2 (a) 所示，截面 2 与截面 5 之间为 C 形测试段。两根测试管的长度均为 2000 mm，外径为 7 mm，强化管的内螺纹结构如图 2 (b) 所示。直强化管和 C 形强化管的详细结构参数如表 1 所示。



(a) C-shape test tube



(b) schematic of groove

图 2 内螺纹强化管的示意图

Fig. 2 Schematic of internally spiral grooved tube

表 1 内螺纹强化管的详细参数

Table 1 Details of internally spiral grooved tube

Geometry parameter	Straight tube	C-shape tube
outer diameter/mm	7.00±0.04	7.00±0.04
thickness/mm	0.30	0.30
bottom thickness/mm	0.25±0.02	0.25±0.02
groove depth/mm	0.18±0.02	0.18±0.02
number of grooves	50	50
lead angle/(°)	18	18
top angle/(°)	40	40
curved diameter/mm	—	380
curved angle/(°)	—	270

实验所用的制冷剂为 R410A，润滑油为酯类油 RB68EP。实验工况的蒸发温度为 5℃，质流密度为 200~400 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>，热流密度为 7.56~15.1 kW·m<sup>-2</sup>，测试管入口的制冷剂干度为 0.1~0.7，测试管的干度变化为 0.2，平均油浓度为 0~5%。

2 数据导出

2.1 摩擦压降

实验所用的是水平管，没有重力压降，则混合

物摩擦压降的计算公式<sup>[7]</sup>可以表示为

$$\Delta p_{r,o,frict} = \Delta p_{r,o,total} - \Delta p_{r,o,acc} \quad (1)$$

式中  $p_{r,o,total}$  为总体压降;  $\Delta p_{r,o,acc}$  为加速压降, 计算公式<sup>[7]</sup>为

$$\Delta p_{r,o,acc} = G_{r,o}^2 \left[ \frac{x^2}{\rho_{r,o,V}} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_{r,o,L}} \right]_{out} - G_{r,o}^2 \left[ \frac{x^2}{\rho_{r,o,V}} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_{r,o,L}} \right]_{in} \quad (2)$$

式中  $G_{r,o}$  表示 R410A-油混合物液相和气相总体质流密度;  $\rho_{r,o,V}$  和  $\rho_{r,o,L}$  分别为 R410A-油混合物的气相和液相密度;  $x$  表示 R410A-油混合物的干度;  $\alpha$  表示空泡系数, 空泡系数选用漂移流模型<sup>[8]</sup>, 其表达式为

$$\alpha = \frac{x}{\rho_{r,o,V}} \left[ (1 + 0.12(1-x)) \left( \frac{x}{\rho_{r,o,V}} + \frac{1-x}{\rho_{r,o,L}} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma_{r,o}(\rho_{r,o,L} - \rho_{r,o,V})]^{0.25}}{G_{r,o}\rho_{r,o,L}^{0.5}} \right] \quad (3)$$

式中  $\sigma_{r,o}$  为 R410A-油混合物的表面张力。

## 2.2 平均油浓度

平均油浓度  $\omega_{no}$  的定义为:

$$\omega_{no} = m_o / (m_r + m_o) \quad (4)$$

式中  $m_o$  为润滑油的质量流量;  $m_r$  为制冷剂的质量流量。

为了确认测试段注油浓度的准确性, 对质流密度为  $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$  部分工况按照文献 [9] 进行实时采样, 采样结果表明注油浓度和采样油浓度的最大绝对偏差小于 0.25%。

## 2.3 R410A-油混合物的物性

R410A-油混合物在流动沸腾过程中, 气相中润滑油的分压力可以忽略不计<sup>[2]</sup>, 因而可以认为 R410A-油混合物的气相中只有 R410A 气体, 液相为 R410A 液体和润滑油液体的混合物。纯制冷剂 R410A 的物性可以由 NIST REFPROP 7.0 求出, 润滑油的物性由新日本石油公司提供。

2.3.1 混合物的密度 R410A-油混合物的气相密度  $\rho_{r,o,V}$  等于纯工质 R410A 的气相密度  $\rho_{r,V}$ ; 混合物的液相密度  $\rho_{r,o,L}$  为纯制冷剂 R410A 液体密度  $\rho_{r,L}$  和润滑油液体密度  $\rho_o$  的函数, 计算公式采用理想的体积混合模型<sup>[10]</sup>, 如式 (5) 所示, 其计算值与实验值最大绝对偏差为 3.8%。

$$\frac{1}{\rho_{r,o,L}} = \frac{\omega_{local}}{\rho_o} + \frac{1-\omega_{local}}{\rho_{r,L}} \quad (5)$$

式中  $\omega_{local}$  为当地油浓度, 定义为润滑油在混合物液相中的质量含量, 计算公式<sup>[2]</sup>为

$$\omega_{local} = \frac{\omega_{no}}{1-x} \quad (6)$$

2.3.2 混合物的动力黏度 R410A-油混合物的气相动力黏度  $\mu_{r,o,V}$  等于纯工质 R410A 的气相动力黏度  $\mu_{r,V}$ ; 混合物的液相动力黏度  $\mu_{r,o,L}$  为液相制冷剂动力黏度  $\mu_{r,L}$  和润滑油动力黏度  $\mu_o$  的函数, 计算公式采用叠加模型<sup>[11]</sup>

$$\ln \mu_{r,o,L} = \omega_{local} \ln \mu_o + (1-\omega_{local}) \ln \mu_{r,L} \quad (7)$$

2.3.3 混合物的表面张力 混合物的表面张力  $\sigma_{r,o}$  为制冷剂 R410A 表面张力  $\sigma_r$  和润滑油表面张力  $\sigma_o$  的函数。选用文献 [12] 给出的制冷剂-油混合物表面张力的混合模型, 计算公式如式 (8) 所示, 其计算值与实验数据的平均误差为 1.6%。

$$\sigma_{mix} = \sigma_r + (\sigma_{oil} - \sigma_r) \omega_{local}^{0.5} \quad (8)$$

2.3.4 混合物的比热容 R410A-油混合物的气相比热容  $c_{p,r,o,V}$  等于纯工质 R410A 的气相比热容  $c_{p,r,V}$ ; 混合物的液相比热容  $c_{p,r,o,L}$  为制冷剂 R410A 的液相比热容  $c_{p,r,L}$  和润滑油比热容  $c_{p,o}$  的函数, 计算公式<sup>[11]</sup>如式 (9) 所示。Lottin 等<sup>[13]</sup>对该公式进行了实验验证, 实验结果表明式 (9) 与其实验值的偏差在 5% 以内。

$$c_{p,r,o,L} = (1-\omega_{local})c_{p,r,L} + \omega_{local}c_{p,o} \quad (9)$$

$$c_{p,o} = 4.186 \left( \frac{0.388 + 0.00045T}{\sqrt{s}} \right) \quad (10)$$

式中  $s$  为润滑油的相对密度, 定义为润滑油的密度与 4℃ 纯水密度之比。

## 3 实验结果与分析

图 3 给出了 R410A-油混合物在直强化管内的摩擦压降随平均油浓度、干度和质流密度的变化。

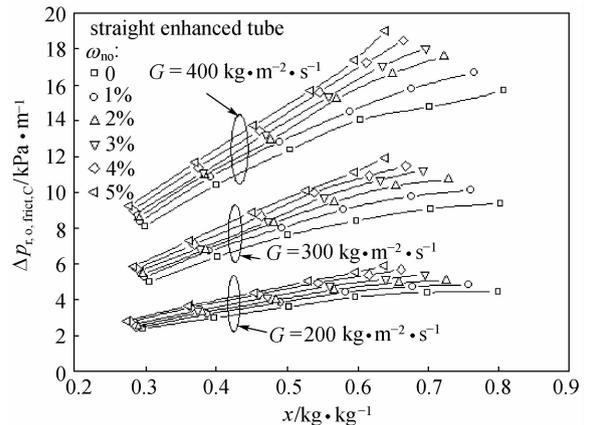


图 3 直强化管内的摩擦压降随平均油浓度、干度和质流密度的变化  
Fig. 3 Frictional pressure drop vs nominal oil concentration, quality and mass flux for straight enhanced tube

从图 3 可以看出, R410A-油混合物在直强化管内的两相摩擦压降随平均油浓度和质流密度的增大而增大, 当平均油浓度从 0 增长到 5% 时, 压降最大可增加 31%; 两相摩擦压降随着质流密度和干度的增大而增大, 这是由于质流密度和干度的增加促进流型向环状流转化, 同时随着干度的增大, 气体增多, 混合物的流速增大, 从而增大摩擦压降。

图 4 给出了 R410A-油混合物在 C 形强化管内的摩擦压降随平均油浓度、干度和质流密度的变化。

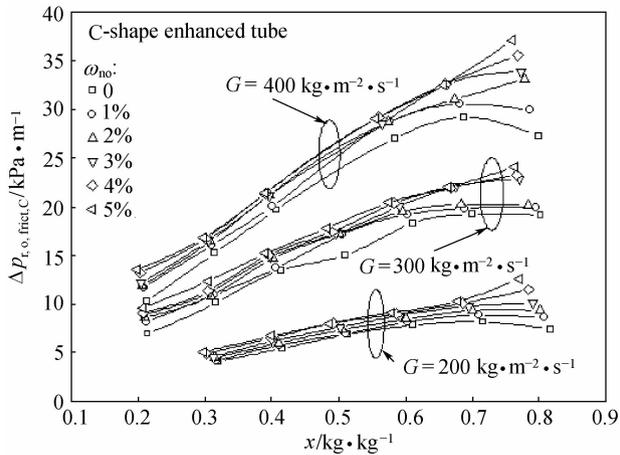


图 4 C 形强化管内的摩擦压降随平均油浓度、干度和质流密度的变化

Fig. 4 Frictional pressure drop vs nominal oil concentration, quality and mass flux for C-shape enhanced tube

从图 4 可以看出, R410A-油混合物在 C 形强化管内的两相摩擦压降随平均油浓度和质流密度的增大而增大, 当平均油浓度从 0 增长到 5% 时, 压降最大可增加 70%。对于纯工质 R410A, 两相摩擦压降随着干度的增大先增大, 在干度约为 0.7 时, 摩擦压降达到最大值, 然后随着干度的增大摩擦压降逐渐降低, 这种实验现象与 Nidegger 等<sup>[14]</sup>得出的研究结果相似。可能的原因为, 在干度约为 0.7 时, 由于液相制冷剂的减少, 液相与管壁的接触出现干涸点, 气相制冷剂直接与管壁接触, 因此摩擦压降逐渐减小。

#### 4 关联式的开发

因为润滑油对摩擦压降的影响主要是影响混合物性和改变流型两个方面, 而流型与 Martinelli 参

数  $X_{tt}$  有关<sup>[15]</sup>, 故本文采用 Lockhart-Martinelli 关联式<sup>[16]</sup>形式

$$\Delta p_{r,o,frict} = \Phi_{Vtt}^2 \Delta p_V \quad (11)$$

式中  $\Delta p_V$  为制冷剂-油混合物的气相在同一管道内流动时的摩擦压降, 计算公式<sup>[3]</sup>为:

$$\Delta p_V = 2f_V (L/d_i) G_{r,o}^2 x^2 / \rho_{r,o,v} \quad (12)$$

其中,  $d_i$  为测试管的内径;  $L$  为测试管的长度;  $f_V$  为气相摩擦因子, 通过对不同质流密度下 R410A 气相在直强化管和 C 形强化管内的压降进行测试, 得出  $f_V$  的计算式, 对于直强化管,  $f_V = 0.021Re_V^{-0.104}$ , 对于 C 形强化管,  $f_V = 0.051Re_V^{-0.06}$ 。

式 (11) 中,  $\Phi_{Vtt}$  为气相增强因子, 根据实验数据回归, 直强化管和 C 形强化管的  $\Phi_{Vtt}$  分别如式 (13) 和式 (14) 所示。

$$\Phi_{Vtt,S} = 1 + 3.74X_{tt}^{0.586} \quad (13)$$

$$\Phi_{Vtt,C} = 1 + 2.37X_{tt}^{0.762} \quad (14)$$

其中,

$$X_{tt} = [(1-x)/x]^{0.9} (\rho_{r,o,v} / \rho_{r,o,L})^{0.5} (\mu_{r,o,v} / \mu_{r,o,L})^{0.1} \quad (15)$$

R410A-油混合物在直强化管内的摩擦压降关联式预测值与实验值的对比如图 5 所示, 新的关联式与 97% 的实验数据误差在  $\pm 10\%$  以内, 平均误差为 4.25%, 最大误差为 14%。

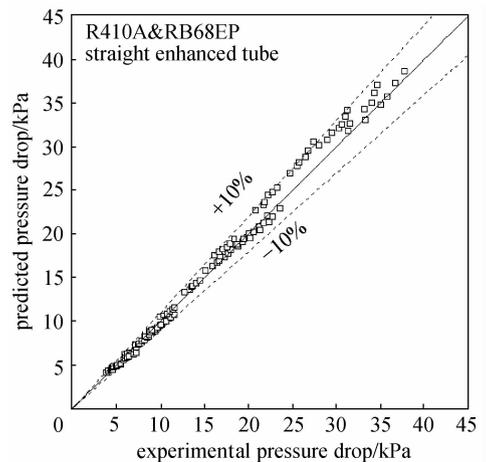


图 5 直强化管摩擦压降关联式预测值与实验值的对比  
Fig. 5 Comparison of predicted frictional pressure drop of new correlation with experimental data for straight enhanced tube

R410A-油混合物在 C 形强化管内的摩擦压降关联式预测值与实验值的对比如图 6 所示, 新的关联式与 95% 的实验数据误差在  $\pm 15\%$  以内, 平均误差为 6.5%, 最大误差为 22.9%。

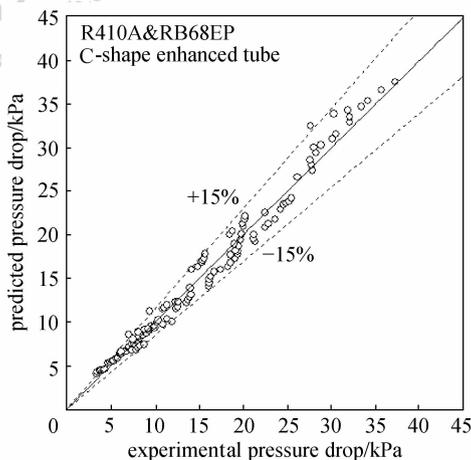


图 6 C 形强化管摩擦压降关联式预测值与实验值的对比

Fig. 6 Comparison of predicted frictional pressure drop of new correlation with experimental data for C-shape enhanced tube

## 5 结 论

(1) R410A-油混合物在直强化管和 C 形强化管内流动沸腾的摩擦压降随平均油浓度和质流密度的增大而增大。油的存在总是增大摩擦压降, 当平均油浓度从 0 增长到 5% 时, 直强化管内的摩擦压降最大可增加 31%, C 形强化管内的摩擦压降最大可增加 70%。

(2) 开发了 R410A-油混合物直强化管和 C 形强化管内流动沸腾的压降关联式。直强化管内的摩擦压降关联式与 97% 以上的实验数据的偏差均在 ±10% 以内; C 形强化管内的摩擦压降关联式与 95% 的实验数据的误差在 ±15% 以内。

### 符 号 说 明

- $c_p$ ——比定压热容,  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
- $d_i$ ——内径, m
- $f_v$ ——气相摩擦因子
- $G$ ——质流密度,  $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
- $L$ ——管长, m
- $m$ ——质量流量,  $kg \cdot s^{-1}$
- $\Delta p$ ——压降, Pa
- $q$ ——热流密度,  $kW \cdot m^{-2}$
- $s$ ——相对密度
- $T$ ——温度,  $^{\circ}C$
- $X_{tt}$ ——Martinelli 参数
- $x$ ——混合物的干度,  $kg \cdot kg^{-1}$
- $\alpha$ ——空泡系数

- $\rho$ ——密度,  $kg \cdot m^{-3}$
- $\mu$ ——动力黏度,  $Pa \cdot s$
- $\sigma$ ——表面张力,  $N \cdot m^{-1}$
- $\omega_{local}$ ——当地油浓度, %
- $\omega_{no}$ ——平均油浓度, %

### 下角标

- acc——加速
- C——C 形测试段
- frict——摩擦
- in——测试段入口
- L——液相
- o——油
- out——测试段出口
- r——制冷剂
- S——直强化管
- total——总体
- V——气相
- Z——重力

## References

- [1] Wu Zhiguang (吴志光), Ma Hugen (马虎根), Cai Zuhui (蔡祖恢). Convective heat transfer of R32/R134a inside horizontal microfin tubes. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2005, **56** (2): 239-242
- [2] Thome J R, Phil D. Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixtures. *HVAC&R Research*, 1995, **1** (2): 110-126
- [3] Goto M, Inoue N, Ishiwatari N. Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24**: 628-638
- [4] Chen I Y, Wang C C, Lin S Y. Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of R410A flow in small U-type return bends. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, **47**: 2241-2249
- [5] Chen I Y, Won C L, Wang C C. Influence of oil on R410A two-phase frictional pressure drop in a small U-type wavy tube. *Heat and Mass Transfer*, 2005, **32**: 797-808
- [6] Wei W J, Ding G L, Wang K J. A new experimental rig of testing flow boiling heat transfer of refrigerant and lubricant mixture. *Journal of Shanghai Jiao Tong University (Science)*, 2004, **E-9** (4): 62-67
- [7] Ould Didi M B, Kattan N, Thome J R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2002, **25**: 935-947
- [8] Rouhani Z, Axelsson E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer*, 1970, **13**: 383-393
- [9] ANSI/ASHRAE Standard 41.4. Standard method for measurement of proportion of lubricant of liquid refrigerant. Atlanta, 1984
- [10] Jensen M K, Jackman D L. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures. *Journal of Heat Transfer*, 1984, **106**: 184-190
- [11] Kedzierski M A. The effect of lubricant concentration, miscibility and viscosity on R134a pool boiling. *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24** (4): 348-366
- [12] Mermond Y, Feidt M, Marvillet C. Thermodynamic and physical properties of mixture of refrigerants and oils. *International Journal of Refrigeration*, 1999, **22** (7): 110-126
- [13] Lottin O, Guillemet P, Lebreton J M. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. (I): Modeling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil. *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**: 772-782
- [14] Nidegger E, Thome J R, Favrat D. Flow boiling and pressure drop measurements for R134a/oil mixtures (I): Evaporation in a microfin tube. *HVAC&R Research*, 1997, **3** (1): 38-53
- [15] Kim M H, Shin J S. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**: 940-948
- [16] Lockhart R W, Martinelli R C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Progr.*, 1949, **45**: 39-45