

# R134a 卧式螺旋管内沸腾两相流型 与传热特性实验研究

邵 莉<sup>1</sup>, 刘利民<sup>2</sup>, 苑 伟<sup>3</sup>, 韩吉田<sup>1</sup>, 陈常念<sup>1</sup>

(1. 山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061;

2. 山东省冶金设计院股份有限公司, 山东 济南 250061; 3. 山东海科化工集团, 山东 东营 257029)

**摘要:**在蒸发温度为 5~15 °C、热流密度范围为 5~20 kW·m<sup>-2</sup>、工质质量流速变化范围为 50~500 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup> 和干度范围为 0.01~0.9 的条件下,对 R134a 在卧式螺旋管内的沸腾两相流型及传热特性进行了实验研究。利用可视化技术对流型进行了观察分析,发现在相同工况条件下,卧式螺旋管上升段和下降段的流型有所不同,特别是形成环状流之前存在明显不同的过渡流型,分别为波环状流型和超大气弹流型,因此,对上升段和下降段分别建立了流型图。获得了传热系数随工质的干度、质量流速和热流密度等参数的变化关系,发展了 R134a 在卧式螺旋管内流动沸腾传热系数的计算关联式。

**关键词:**沸腾两相流;流型;传热特性;卧式螺旋管;R134a

中图分类号:TL334

文献标志码:A

文章编号:1000-6931(2013)03-0391-06

doi:10.7538/yzk.2013.47.03.0391

## Study on Two-Phase Flow Boiling Patterns and Heat Transfer of R134a in Horizontal Helically-Coiled Pipe

SHAO Li<sup>1</sup>, LIU Li-min<sup>2</sup>, YUAN Wei<sup>3</sup>, HAN Ji-tian<sup>1</sup>, CHEN Chang-nian<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Shandong Metallurgy Design Institute Co., Ltd., Jinan 250061, China;

3. Shandong Haike Chemical Group, Dongying 257029, China)

**Abstract:** The experimental study on flow boiling patterns and heat transfer of R134a in horizontal helically-coiled pipe was presented. The experiment was carried out at saturation temperature from 5 to 15 °C, with the refrigerant mass flux varying from 50 to 500 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>, heat flux varying from 5 to 20 kW·m<sup>-2</sup>, and the vapor quality ranging from 0.01 to 0.9. The flow patterns were observed and analyzed through visualization experiment. It is found that the flow patterns in the upflow and downflow sections are different under the same conditions, especially the transition flow patterns before the annular flow are obviously different, which are wave annular flow and super slug flow in the upflow and downflow sections, respectively, so two different flow pattern maps are proposed for the upflow and downflow sections, respectively. The effects

收稿日期:2011-09-07;修回日期:2011-11-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51076084)

作者简介:邵 莉(1967—),女,山东济宁人,副教授,博士,从事两相流与强化传热、制冷与低温技术研究

of vapor quality, mass flow rate and heat flux on the boiling heat transfer coefficients were obtained, and the new correlation was developed for predicting the flow boiling heat transfer coefficients of R134a in horizontal helically-coiled pipe.

**Key words:** two-phase flow boiling; flow pattern; heat transfer; horizontal helically-coiled pipe; R134a

螺旋管因具有传热效率高、结构紧凑和污垢热阻小等优点,在高效蒸汽发生器和冷却器、核反应堆、石油化工、航天航空、微电子器件冷却、先进燃料电池系统冷却及制冷与低温技术等领域得到非常广泛的应用<sup>[1-2]</sup>。卧式螺旋管内沸腾两相流动由于离心力和二次流的作用较直管内复杂得多,其流型和传热特性及相关机理研究是当前两相流与传热领域的重要课题<sup>[3]</sup>。

已有卧式螺旋管内两相流的研究大多是以空气-水或水-水蒸气为工质进行的<sup>[4-6]</sup>,而对环境友好的低沸点工质 R134a 在卧式螺旋管内的流动沸腾流型与传热特性的研究却鲜有报道<sup>[7-9]</sup>。R134a 属氢氟烃类(hydrofluorocarbons, HFCs)环境友好制冷工质,其臭氧消耗指数 ODP(ozone depletion potential)为零,目前已逐渐替代 R12 等被禁用的氯氟烃类(chlorofluorocarbons, CFCs)制冷工质,其热物理性质与被替代工质有所不同,与水的物性相差更大<sup>[10]</sup>。本文以 R134a 为工质,对其在卧式螺旋管内的流动沸腾两相流型与传热特性进行深入

系统的研究,旨在为旧设备改造及新型螺旋管换热器的研究提供理论依据。

## 1 实验系统与方法

### 1.1 实验装置

实验系统示于图 1。工质 R134a 由泵从储液罐输送到预热段,由质量流量计测其流量。在预热段中加热到所需的干度后进入实验段,在实验段中根据实验要求加热到一定干度后进入透明尼龙螺旋管。通过透明螺旋管,可对其中的两相流流型进行观察和高速摄像。然后工质流入冷凝器,在冷凝器中,工质与来自冷水机组的冷却盐水分别从冷凝器的壳侧和管内逆向流动,被冷凝为过冷液体后再回到储液罐。预热段和实验段均采用低电压、大电流的直流电源通过管壁直接加热的方式,实验系统管路由保温泡沫管保温。在实验系统中的相应位置分别布置了测量制冷剂温度、压力、压差和流量等参数的测点。实验段和预热段工质进出口温度分别由铠装热电偶测量,实验段进出口间装有

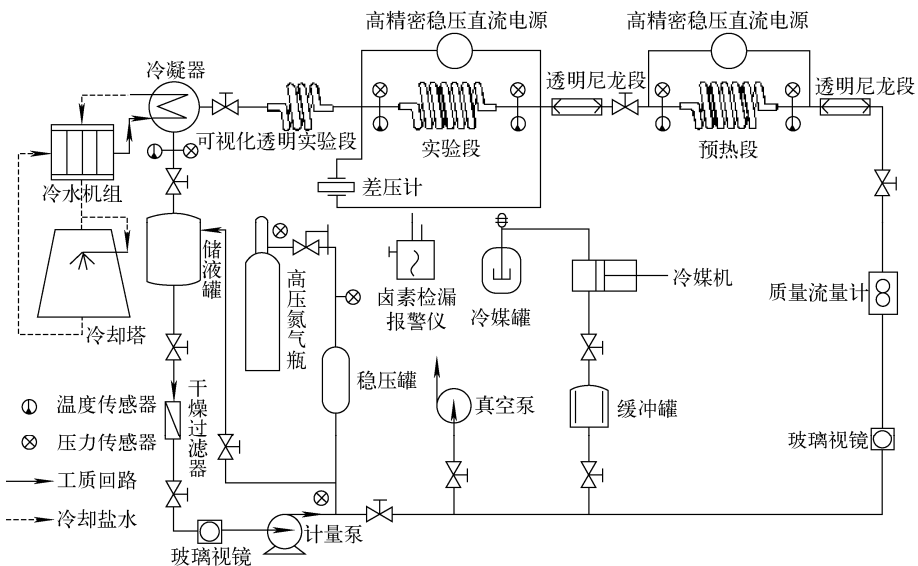


图 1 实验系统结构示意图

Fig. 1 Schematic of test facility

高精度压差计。在实验段管壁上沿轴向每隔  $90^\circ$  均匀布置铜-康铜热电偶,对每个所测截面周向的上下左右 4 点进行温度测量。所有测量信号由数据采集系统采集并送入微机进行处理。

实验段采用管内外直径分别为 7.6 mm 和 10 mm、螺旋半径为 300 mm、节距为 30 mm、有效圈数为 8 的不锈钢卧式螺旋管。

## 1.2 数据处理方法

实验段和预热段的加热功率分别由各自加热电源实验时显示的电流和电压来计算。

$$Q_p = \eta_p U_p I_p \quad (1)$$

$$Q_e = \eta_e U_e I_e \quad (2)$$

式中: $Q_p$ 、 $Q_e$  分别为预热段和实验段的加热量, kW; $\eta_p$ 、 $\eta_e$  分别为预热段和实验段的加热效率, 利用热平衡试验得到; $U_p$ 、 $U_e$  分别为预热段和实验段加热电源的电压, V; $I_p$ 、 $I_e$  分别为预热段和实验段加热电源的电流, A。

受实验条件限制,实验时只能利用热电偶测管外壁温度,内壁温度通过求解忽略轴向导热有内热源的一维稳态导热方程得到。假设内热源均匀分布,则:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{dt} \left( \frac{dt}{dr} \right)^2 + \frac{Q\eta}{A\lambda} = 0 \quad (3)$$

式中: $\lambda$  为管壁导热系数,  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ;  $A$  为实验段管壁横截面积,  $m^2$ 。

实验段外包有保温材料,可近似认为绝热,所以该导热微分方程的边界条件为: $r=r_0$  时,  $t=t_0$ ,  $dt/dr=0$ 。采用 Runge-Kutta 方法对方程进行数值求解,得到管内壁温度。

实验段某计算截面处的干度利用热平衡确定。实验段入口工质的干度、计算截面处的干度以及进出口平均干度分别计算如下:

$$x_i = (Q_p - \dot{m}c_p \Delta T) / \dot{m}\gamma \quad (4)$$

$$x_z = x_i + \pi d_i l_z q_e / \dot{m}\gamma \quad (5)$$

$$x_m = (x_o + x_i) / 2 \quad (6)$$

式中: $x_i$ 、 $x_o$  分别为实验段进、出口干度; $x_z$ 、 $x_m$  分别为计算截面处的干度和进出口平均干度; $\dot{m}$  为工质的质量流量,  $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ ;  $c_p$  为饱和液体比定压热容,  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ;  $\Delta T$  为预热段出口饱和温度与进口温度之差, K;  $q_e$  为实验段的热流密度,  $kW \cdot m^{-2}$ ;  $\gamma$  为汽化潜热,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $l_z$  为计算截面到实验段进口之间的管长,

$m$ ;  $d_i$  为管内径。

传热系数计算如下:

$$h = q_e / (t_z - t_{sat}) \quad (7)$$

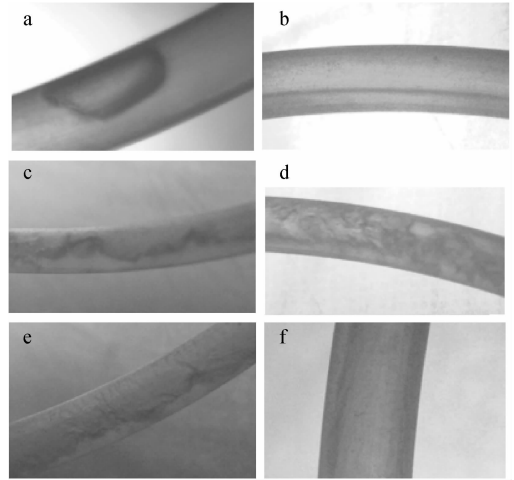
式中: $t_{sat}$  为计算截面处工质的饱和温度,根据实验段进出口工质的饱和压力利用线性插值法求出; $t_z$  为计算截面处内壁面温度,即上、下、左、右内壁温度的平均值。

根据 Moffat 的实验误差分析方法对实验数据进行不确定度分析<sup>[11]</sup>。实验中直接测量的参数有电压、电流、温度、压力、压差和流量等。根据测量仪器的产品说明书和校验数据,直流稳压电源的精度为  $\pm 1\%$ , R134a 质量流量测量的不确定度为  $\pm 2\%$ , 温度测量的精度为  $\pm 0.2^\circ C$ , 压差测量的不确定度为  $\pm 2\%$ , 传热系数的不确定度为  $\pm 14.6\%$ 。

## 2 实验结果及分析

### 2.1 流型及流型图

实验对各种工况下的流型及其变化过程进行观察分析,并利用高分辨率数码摄像机进行拍摄。图 2 示出实验过程中拍摄的几种典型流型的照片。



a——弹状流;b——分层流;c——波状分层流;  
d——晶状流;e——波环状流;f——环状流

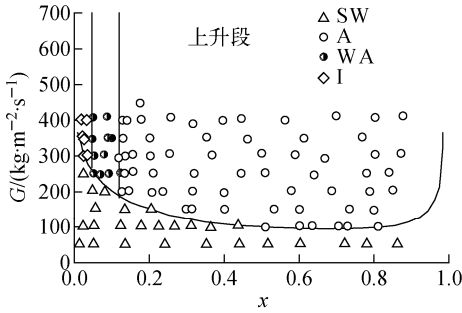
图 2 实验中几种典型流型的照片

Fig. 2 Several kinds of typical flow patterns observed

通过对流型的观察发现,在相同的工况条件下,卧式螺旋管的上升段和下降段流型之间存在较大差别。首先,在低干度高质量流速条件下,上升段和下降段内间歇状流型和环状流

型之间均存在过渡流型,但上升段中为波环状流型,而下降段中为超大气弹流型。另外,在低质量流速区,上升段为波状分层流型,下降段为光滑分层流型。

因此,基于流型实验数据,对卧式螺旋管的上升段和下降段分别建立  $G-x$  流型图(图3)。图



中,SW、A、WA、I、S和SS分别表示波状分层流、环状流、波环状流、间歇状流、光滑分层流和超大气弹状流。与 Kattan 等<sup>[12-13]</sup>关于直管的流型图进行比较,可看出,R134a在卧式螺旋管内形成环状流的干度较其在直管中要小得多,这是螺旋管传热性能优于直管的重要原因之一。

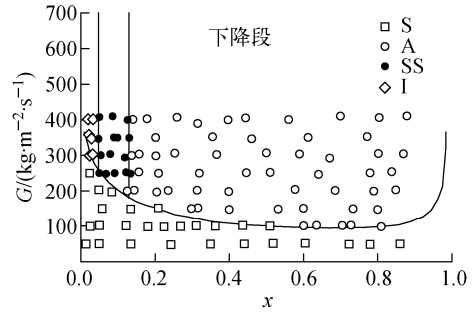


图3 上升段和下降段流型图和实验数据

Fig. 3 Flow pattern maps and experimental data for up and down flow sections

## 2.2 热流密度对传热系数的影响

图4示出质量流速  $G=217 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、系统压力  $p_{\text{sat}}=0.432 \text{ MPa}$  时,在不同的热流密度条件下,传热系数随干度的变化。由图4可看出,质量流速一定时,随着热流密度增加,传热系数明显增加,干度较小时,热流密度对传热系数的影响更为明显。当热流密度较小时,传热系数随热流密度的增加单调增加,而当热流密度增加到一定程度后,如  $q=9.96 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$  时,随着干度的增加,传热系数先增加,当干度增大到约 0.7 时,传热系数开始减小。且热流密度越大,传热系数开始减小的干度越小,当  $q=19.8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$  时,干度增加到约 0.63

时,传热系数已开始减小。说明此时管壁已出现局部干涸现象,传热发生一定程度的恶化。

当  $G \geq 300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$  时,在本文的实验  $q < 20 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$  范围内,未发生传热恶化现象,图5示出  $G=319 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $p_{\text{sat}}=0.41 \text{ MPa}$  时,在不同的热量密度条件下传热系数随干度的变化关系。

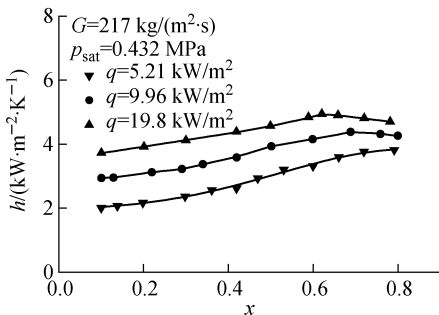


图4 不同热流密度条件下传热系数随干度的变化

Fig. 4 Heat transfer coefficients

versus vapor quality at different heat fluxes

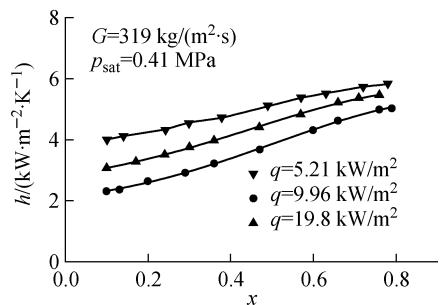


图5 高质量流速条件下热流密度对传热系数的影响

Fig. 5 Effect of heat flux on heat transfer coefficients at high mass velocity

通过对流型的研究发现,高质量流速区,流型为液膜极薄的环状流,强制对流是传热的主要方式,因此,热流密度对传热系数的影响减弱。

## 2.3 质量流速对传热系数的影响

图6示出实验过程中热流密度和系统压力

分别为  $q = 4.93 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 、 $p_{\text{sat}} = 0.391 \text{ MPa}$  和  $q = 4.93 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ 、 $p_{\text{sat}} = 0.358 \text{ MPa}$  时,不同质量流速下,传热系数随干度的变化关系。

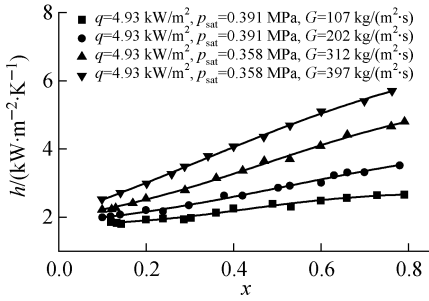


图6 不同质量流速条件下传热系数随干度的变化  
Fig. 6  $h$  vs.  $x$  at different mass velocities

从图中可看出,传热系数随干度和质量流速的增加而增大。低干度区,质量流速对传热系数的影响较小,随干度的增加,质量流速对传热系数的影响愈加显著。同时,低质量流速时,传热系数随干度的变化较平缓,随着质量流速的增加,干度的变化对传热系数的影响愈加显著。

通过对流型的研究发现,低质量流速区,流型多为分层流,因此,干度的变化对传热系数的影响较小。质量流速较高时,随着干度的增加,流型由分层流、间歇状流转变为环状流,此时,强制对流换热占主导,特别在高干度区,环状流的液膜非常薄,因此,干度的变化对传热系数的影响更为显著。

### 2.4 传热系数计算关联式的发展

实验数据的处理采用将  $h_{\text{tp}}/h_{10}$  与 Martinelli 参数相关联的方法<sup>[14]</sup>。其中  $h_{\text{tp}}$  为 R134a 在卧式螺旋管内沸腾两相传热系数,根据实验数据计算得出。全液相传热系数  $h_{10}$  采用 Seban 关于螺旋管内单相传热的平均传热系数计算公式计算。Martinelli 参数  $X_{\text{tt}}$  计算式如下:

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (8)$$

式中:  $\rho_g$ 、 $\rho_l$  和  $\mu_g$ 、 $\mu_l$  分别为气相和液相的密度和黏度。

如图7所示,选择 Kozeki 和白博峰螺旋管内对流沸腾传热系数关联式与实验数据进行了比较<sup>[6,15]</sup>。从图中可看出,实验数据与 Kozeki 关联式计算值相差较远;而  $h_{\text{tp}}/h_{10}$  随  $1/X_{\text{tt}}$  的变

化趋势与白博峰关联式的计算结果较一致,但大部分实验数据较其值小,这是由于采用的实验工质不同。

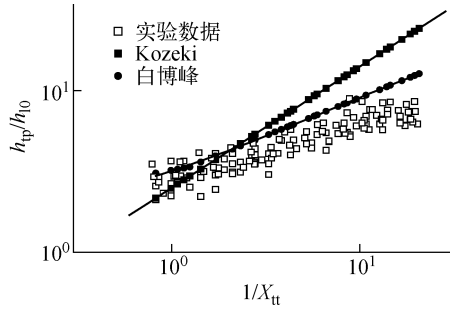


图7 传热系数实验数据与 Kozeki 和白博峰关联式的比较

Fig. 7 Comparison of experimental data with correlations of Kozeki and Bai Bofeng

基于以上分析,本文根据 Martinelli 参数关联方法,并考虑液膜沸腾的影响,通过对实验数据进行多元非线性回归,得出本文实验参数下的传热系数计算关联式:

$$\frac{h_{\text{tp}}}{h_{10}} = 2.8446 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}}\right)^{0.27} + (46162Bo^{1.15} - 0.8762) \quad (9)$$

式中,  $Bo$  为沸腾数,计算如下:

$$Bo = q_c/\gamma G \quad (10)$$

图8将实验数据与拟合关联式的计算值进行了比较。由图8可看出,拟合关联式计算值与实验数据符合较好。最大误差为 22.1%,有 90.3% 的实验数据分布在拟合公式的  $\pm 15\%$  误差范围内。

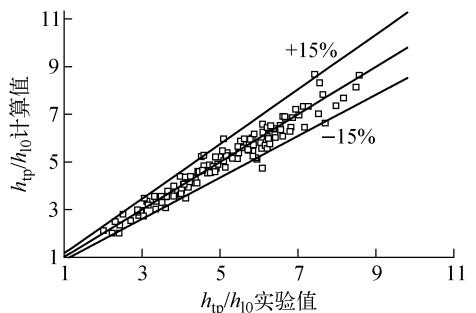


图8 实验数据与关联式计算值的比较  
Fig. 8 Comparison of experimental data with predicted values of correlation

### 3 结论

本文对 R134a 在卧式螺旋管内流动沸腾的流型及传热特性进行了研究。实验结果表明,卧式螺旋管内形成环状流的干度较直管内小得多,上升段和下降段流型之间存在较大的差别。分别发展了 R134a 在卧式螺旋管内流动沸腾上升段和下降段的流型图,实验数据与流型图符合较好。

工质的干度和质量流速对传热系数有较大的影响,传热系数随干度和质量流速的增加而增大。低干度区质量流速对传热系数的影响较小,随着干度的增加,质量流速对传热系数的影响愈加显著;热流密度对传热系数有较明显的影响,传热系数随热流密度增加而增大,干度较小时,热流密度对传热系数的影响更为明显。而且,在高热流密度、小质量流速的条件下,高干度区传热出现轻微恶化,传热系数有所减小。将实验结果与已有经典计算式进行了比较,通过对实验数据进行回归分析,发展了本文实验参数范围内 R134a 在卧式螺旋管内流动沸腾传热系数的计算关联式。关联式计算值与实验值符合较好。

### 参考文献:

[1] 郭烈锦. 两相与多相流动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2002:1-4.

[2] 施明恒,甘永平,马重芳. 沸腾和凝结[M]. 北京:高等教育出版社,1995.

[3] OWHADI A, BELL K J, CRAIN B. Forced convection boiling inside helically coiled tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1968, 11(12): 1 779-1 793.

[4] WATANABE O, TAJIMA O, SHIMOYA O. Flow and heat transfer of gas and liquid two-phase flow in helical coils[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Part B, 1986, 52: 1 857-1 864.

[5] ZHAO Liang, GUO Liejin, BAI Bofeng, et al. Convective boiling heat transfer and two-phase flow characteristics inside a small horizontal helically coiled tubing once-through steam generator [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(25): 4 779-4 788.

[6] 白博峰,郭烈锦. 卧式螺旋管内流动沸腾传热研究[J]. 核科学与工程,1997,17(4):302-308.

BAI Bofeng, GUO Liejin. Investigation of flow

boiling heat transfer in horizontal helical coils [J]. Chinese J Nucl Sci Eng, 1997, 17(4): 302-308(in Chinese).

[7] CUI W Z, LI L J, XIN M D, et al. A heat transfer correlation of flow boiling in micro-fin helically coiled tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(17): 2 851-2 858.

[8] 邵莉,韩吉田,陈文文,等. R134a 卧式螺旋管内沸腾流型与阻力特性实验研究[J]. 工程热物理学报,2010,31(6):1 045-1 048.

SHAO Li, HAN Jitian, CHEN Wenwen, et al. Study on flow boiling pattern and pressure drop of R134a in helical coils[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(6): 1 045-1 048 (in Chinese).

[9] 陈常念,韩吉田,邵莉,等. R134a 卧式螺旋管内流动沸腾 CHF 特性研究[J]. 核动力工程,2010, 31(6):76-80.

CHEN Changnian, HAN Jitian, SHAO Li, et al. Study on dry-out CHF characteristics of R134a flow boiling in horizontal helically-coiled tubes[J]. Nuclear Power Engineering, 2010, 31(6): 76-80(in Chinese).

[10] 朱明善,韩礼钟,李立,等. 绿色环保制冷剂 HFC-134a 热物理性质[M]. 北京:科学出版社,1995.

[11] MOFFAT R J. Describing uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal Fluid Science, 1988, 1(1): 3-7.

[12] KATTAN N, THOME J R, FAVRAT D. Flow boiling in horizontal tubes; Part I. Development of a diabatic two phase flow pattern map [J]. Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME, 1998, 120: 140-147.

[13] ZUCHER O, FAVRAT D, THOME J R. Development of a diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(2): 291-301.

[14] MARTINELLI R C, NELSON D B. Prediction of pressure drop during forced circulation of water[J]. Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME, 1948, 70(4): 659-702.

[15] KOZEKI M, NARIAI H, FURUKAWA T, et al. A study of helically coiled tube once-through steam generator[J]. Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 1970, 13(6): 1 485-1 494.