

卧式螺旋管内 R134a 沸腾两相传热特性实验研究

邵莉¹, 许之初², 韩吉田¹, 王美霞¹, 陈文文¹, 陈常念¹

(1. 山东大学能源与动力工程学院制冷与低温研究所, 山东省 济南市 250061;

2. 山东省冶金设计院有限责任公司, 山东省 济南市 250101)

Experimental Investigations on Two-phase Flow Boiling Heat transfer of R134a in Helically Coiled Tube

SHAO Li¹, XU Zhichu², HAN Jitian¹, WANG Meixia¹, CHEN Wenwen¹, CHEN Changnian¹

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

2. Shandong Province Metallurgical Engineering CO., LTD, Jinan 250101, Shandong Province, China)

ABSTRACT: Experimental investigations on two-phase flow boiling heat transfer of R134a in helically coiled tube were carried out. DC power of low voltage and high current was adopted to heat the test section directly to boiling the R134a flowing in it, and the experiments were studied at saturation temperature from 5 to 15°C, with the refrigerant mass flux varying from 100 to 400 kg·m⁻²·s⁻¹, heat flux varying from 5 to 20 kW·m⁻², and the vapor quality ranging from 0.1 to 0.8. The results show that the heat transfer coefficients increase distinctly with the rising of the vapor quality and the mass velocity, and rise with the increasing of the heat fluxes and notably at the low vapor quality conditions. The heat transfer coefficients are affected slightly by the system pressures. The new correlation is developed for predicting the local boiling heat transfer coefficients through the regression analysis on the test data.

KEY WORDS: two-phase flow boiling; heat transfer; horizontal helically coiled tube; R134a

摘要: 在蒸发温度为 5~15°C, 热流密度范围为 5~20 kW·m⁻², 工质质量流速变化范围为 100~400 kgm⁻²s⁻¹ 和干度范围为 0.1~0.8 的条件下, 采用低电压、大电流的直流电源直接电加热的方法, 对 R134a 在卧式螺旋管内的沸腾两相传热特性进行了实验研究。结果表明, 传热系数随工质干度和质量流速的增加而显著增加; 热流密度对传热系数的影响也比较明显, 传热系数随着热流密度的增加而增加, 干度较小时

热流密度对传热系数的影响更为明显; 系统压力的变化对传热系数的影响较小。通过对实验数据的非线性回归分析, 发展了 R134a 卧式螺旋管内流动沸腾局部传热系数的计算关联式。

关键词: 沸腾两相流; 传热特性; 卧式螺旋管; R134a

0 引言

螺旋管由于传热效率高、结构紧凑, 在能源、动力、石油化工、制冷与低温等领域得到了非常广泛的应用。螺旋管内的沸腾两相流动由于离心力和二次流的作用比直管内要复杂的多, 其传热特性与机制研究是当前两相流与传热领域的重要课题。已有研究表明, 卧式螺旋管的传热特性又优于立式螺旋管^[1-2]。但流体在卧式螺旋管内流动方向的连续变化使作用在流体上的重力和离心力的大小、方向和作用机制都不断发生变化, 致使其流动沸腾传热现象更为复杂^[3-5]。

现有卧式螺旋管内两相流与传热的研究大多是以空气-水或水-水蒸气为工质的^[6-10], 而对新型制冷剂 R134a 在卧式螺旋管内的两相沸腾传热特性与机制的研究却鲜有报道^[11-15]。R134a 属于氢氟烃类(hydrofluorocarbons, HFCs)环境友好制冷剂, 其臭氧消耗指数(ozone depletion potential, ODP)值为零, 目前已逐渐替代 R12 等被禁用的氯氟烃类(chlorofluorocarbons, CFCs)中温制冷工质, 在制冷与空调、石油化工等行业得到了广泛的应用^[16]。R134a 的热物理性质与原有制冷剂有所不同, 与水的物性相差更大^[17-18]。因此, 本文以 R134a 为工质, 对其在卧式螺旋管内的流动沸腾传热特性进行了

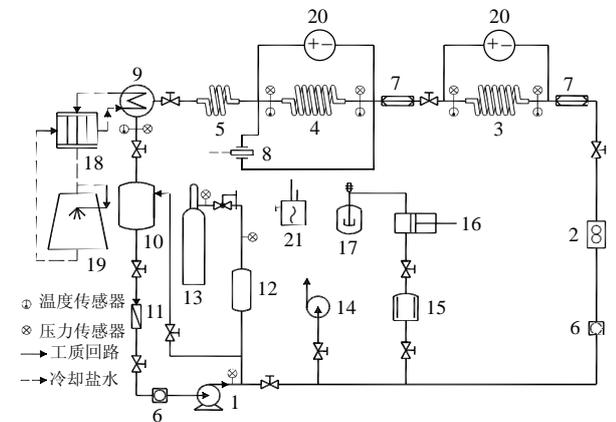
基金项目: 国家自然科学基金项目(50776055); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金项目(20090131110035)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China(50776055);The Specialized Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education of China (20090131110035)..

深入系统的研究，为旧设备的改造及新型螺旋管换热器的研究提供了理论依据。

1 实验装置

实验系统如图 1 所示，工质 R134a 由泵从储液罐输送到预热段，由质量流量计测得其流量。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，可以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螺旋套管式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，实验段进出口之间装有高精度压差计。在实验段管壁上沿轴向每隔 90° 均匀布置铜-康铜热电偶，对每个所测截面周向的上下左右四点进行温度测量。所有测量信号由数据采集系统采集并送入微机进行处理。



1—计量泵；2—质量流量计；3—预热段；4—实验段；5—可视化透明实验段；6—玻璃视镜；7—透明尼龙段；8—差压计；9—冷凝器；10—储液罐；11—干燥过滤器；12—稳压罐；13—高压氮气瓶；14—真空泵；15—缓冲罐；16—冷媒机；17—冷媒罐；18—冷水机组；19—冷却塔；20—高精稳压直流电源；21—卤素检漏报警仪。

图 1 实验系统结构示意图
Fig. 1 Schematic of test facility

实验段采用管子内外直径分别为 7.6 和 10 mm，螺旋半径为 300 mm，节距为 30 mm，长度为 8 圈的不锈钢卧式螺旋管。

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值来计算：

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

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

式中： Q_p 、 Q_e 分别为预热段和实验段的加热量； η_p 、 η_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值； I_p 、 I_e 分别为预热段和实验段加热电源的电流值。

受实验条件限制，实验时只能利用热电偶测得管子外壁温度，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：

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

式中： λ 为管壁导热系数； A 为实验段管壁横截面积。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，得到管子内壁面的温度。

实验段所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式(4)~(6)：

$$x_1 = \frac{Q_p - \dot{m} C_p \Delta t}{\dot{m} \gamma} \quad (4)$$

$$x_z = x_1 + \frac{\pi d_i l_z q_e}{\dot{m} \gamma} \quad (5)$$

$$x_m = \frac{x_0 + x_1}{2} \quad (6)$$

式中： x_1 、 x_0 、 x_z 和 x_m 分别为实验段进出口干度、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； C_p 为饱和液体定压比热容； Δt 为预热段出口饱和温度与进口温度之差； q_e 为实验段的热流密度； γ 为汽化潜热； l_z 为计算截面到实验段进口之间的管长。

局部传热系数计算如式(7)：

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

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，是上、下、左、右内壁面温度的平均值。

根据 Moffat 的实验误差分析方法对实验数据进行了不确定度分析^[19]。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是 $\pm 2\%$, 温度测量的不确定度是 $\pm 0.2\text{ }^\circ\text{C}$, 压差测量的不确定度为 $\pm 2\%$, 传热系数的不确定度为 $\pm 14.6\%$ 。

利用水的单相流动对实验台的可靠性进行了检测。热平衡试验结果显示:在 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 的环境温度下,热量损失小于 4.3% ;水单相流动的传热系数和压力损失实验结果分别与经典的 Ito^[20]和 Janssen^[21]关联式吻合较好。实验台的可靠性满足要求。

3 实验结果与分析

3.1 不同质量流速下传热系数随干度的变化关系

图2和图3分别给出了实验过程中热流密度和系统压力分别为 $q=4.93\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, $p=0.391\text{ MPa}$ 和 $q=4.93\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, $p=0.358\text{ MPa}$ 时,不同质量流速下,局部传热系数随干度的变化关系。

由图2—3中可以看出,传热系数随着干度和质量流速的增加而增加。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。同时可以看出,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。

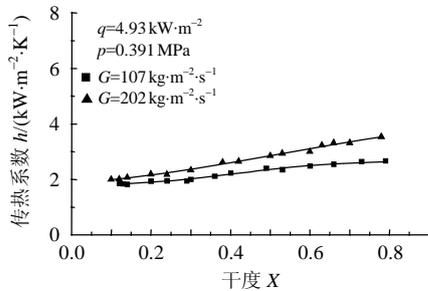


图2 低质量流速条件下传热系数随干度的变化关系

Fig. 2 Heat transfer coefficients versus vapor quality at low mass velocity

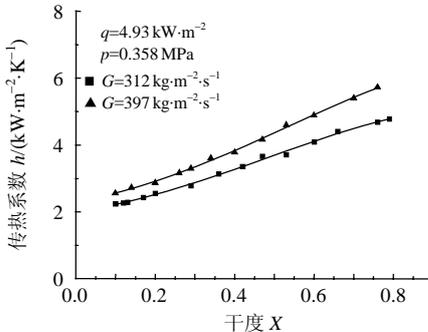


图3 高质量流速条件下传热系数随干度的变化关系

Fig. 3 Heat transfer coefficients versus vapor quality at high mass velocity

根据观测到的流型,在低干度、低质量流速时,流型主要为间歇流或分层流,质量流速和干度的变化对传热系数的影响较小;而在较高的干度和质量流速时,流型转变为环状流型,随干度的增加,环状流的液膜迅速变薄,传热系数增加较快,质量流速对传热系数的影响也更加明显。

3.2 不同热流密度下传热系数随干度的变化关系

图4给出了质量流速 $G=217\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$,系统压力 $p=0.432\text{ MPa}$ 时,在不同的热流密度条件下,传热系数随干度的变化关系。

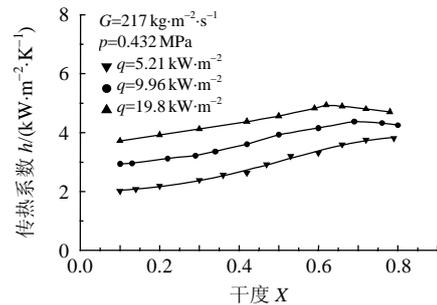


图4 不同热流密度条件下传热系数随干度的变化关系

Fig. 4 Heat transfer coefficients versus vapor quality at different heat flux

由图4可以看出,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0.7左右时,传热系数开始减小。而且热流密度越大,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0.63左右时,传热系数已开始减小。

如前所述,低干度时,主要为间歇流或分层流,此时泡核沸腾占主导,热流密度对传热系数的影响较大。随干度的增加,流型转变为环状流,此时主要为对流传热,热流密度对传热系数的影响减弱。

当质量流速 $G\geq 300\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,在本文的实验热流密度 $q<20\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 范围内,没有发生传热恶化现象,图5给出了 $G=319\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, $p=0.41\text{ MPa}$ 时,在不同的热量密度条件下传热系数随干度的变化关系。

3.3 系统压力对传热特性的影响

图6给出了质量流速 $G=211\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$,热流密度 $q=4.93\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 时,系统压力对传热系数的影响。由图可以看出,在一定质量流速和热流密度下,传热系数随系统压力的增大而增大。但系统压力对传

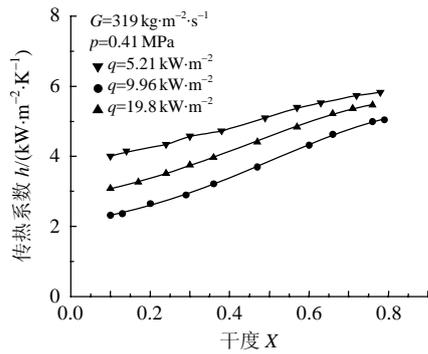


图 5 高质量流速条件下热流密度对传热系数的影响关系

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

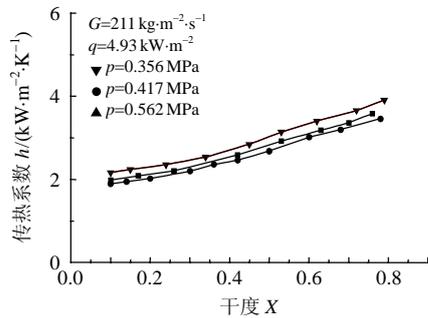


图 6 不同压力下传热系数随干度的变化关系

Fig. 6 Heat transfer coefficients versus vapor quality at different pressure

热系数的影响不大。

4 传热系数计算关联式的发展

实验数据的处理采用将 h_{tp}/h_{10} 值与 Martinelli 参数相关联的方法^[22]。其中 h_{tp} 为 R134a 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^[23]。Martinelli 参数 X_{tt} 计算如式(8)：

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

式中 ρ_g 、 ρ_l 和 μ_g 、 μ_l 分别为气相和液相的密度和黏度。

如图 7 所示,选择 Kozeki 和白博峰螺旋管内强制对流沸腾传热系数关联式与实验数据进行了比较^[24, 7]。由图中可以看出,实验数据与 Kozeki 关联式计算值相差较远,而与白博峰关联式的计算值相比相对比较接近,但大部分实验数据比其值要小,且差值随着干度的增加而增加,即实验数据 h_{tp}/h_{10} 随 $1/X_{tt}$ 的变化趋势比白博峰关联式平坦。可见,现有关联式不能很好地预测本文实验数据。因此,根据 Martinelli 参数关联方法,并考虑液膜沸腾的影

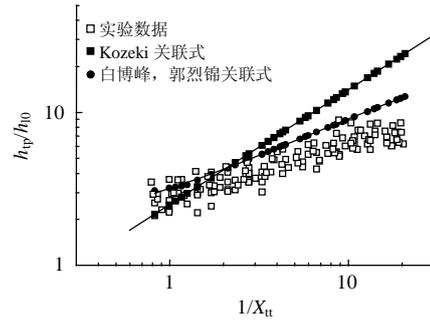


图 7 传热系数实验数据与 Kozeki 和白博峰关联式的比较

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

响,通过对实验数据进行多元非线性回归,得出了本文实验参数下的传热系数计算关联式如下：

$$h_{tp} / h_{10} = 2.844 6(1 / X_{tt})^{0.27} + (46 162 B_o^{1.15} - 0.876 2) \quad (9)$$

式中 B_o 为沸腾数,计算如式(10)：

$$B_o = \frac{q_e}{\gamma G} \quad (10)$$

图 8 将实验数据与拟合关联式的计算值进行了比较。由图中可以看出,拟合关联式计算值与实验数据符合较好。最大偏差为 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。

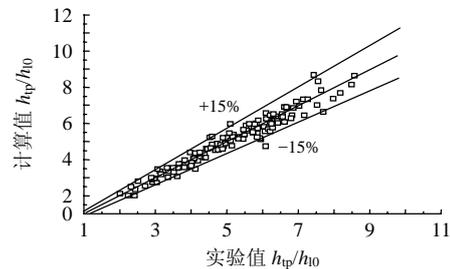


图 8 实验数据与关联式计算值的比较

Fig. 8 Comparing of the experimental data with the predicted value of the correlation

5 结论

本文对 R134a 卧式螺旋管内的沸腾两相流动传热特性进行了较为系统的研究,实验结果表明,工质的干度和质量流速对传热系数有较大的影响,传热系数随着干度和质量流速的增加而增加。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比较明显的影响,传热系数随着热流密度增加而增加,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] Guo L J, Feng Z P, Chen X J. An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam-water two-phase flow in helical coils[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(14): 2601-2610.
- [2] Yu B, Han J T, Kang H J, et al. Condensation heat transfer of R-134a flow inside helical pipes at different orientations[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2003, 30(6): 745-754.
- [3] 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.
Guo Liejin. Dynamics of two-phase flow and multiphase flow [M]. Xi'an: Xi'an Jiao Tong University Press, 2002: 1-4(in Chinese).
- [4] 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: 2-3.
Shi Mingheng, Gan Yongping, Ma Chongfang. Boiling and condensation[M]. Beijing: Higher Education Press, 1995: 2-3(in Chinese).
- [5] 林宗虎, 王栋, 王树众, 等. 多相流的近期工程应用趋向[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(9): 886-890.
Lin Zonghu, Wang Dong, Wang Shuzhong, et al. Trend of multiphase flow engineering applying in the near future[J]. *Journal of Xi'an Jiao Tong University*, 2001, 35(9): 886-890(in Chinese).
- [6] Owahdi A, Bell K J, Crain B. Forced convection boiling inside helically coiled tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1968, 11(12): 1779-1793.
- [7] 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]. *Nuclear Science and Engineering*, 1997, 17(4): 302-308(in Chinese).
- [8] Watanabe O, Tajima O, Shimoya O. Flow and heat transfer of gas and liquid two-phase flow in helical coils[J]. *Transaction of Japan Society Mechanical Engineering*, 1986, 52(476B): 1857-1864.
- [9] 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): 4779-4788.
- [10] Crain B J, Bell K J. Forced convection heat transfer to a two-phase mixture of water and steam in coil[J]. *AIChE*, 1973, 69(131): 30-36.
- [11] 崔文智, 辛明道, 廖全. 三维微肋螺旋管内流动沸腾流型与传热性能[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(3): 451-454.
Cui Wenzhi, Xin Mingdao, Liao Quan. Flow pattern and heat transfer for flow boiling inside three-dimensional microfinned helically coiled tube[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(3): 451-454(in Chinese).
- [12] 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): 2851-2858.
- [13] Wongwises S, Polsongkram M. Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(2): 658-670.
- [14] 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): 1045-1048.
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): 1045-1048(in Chinese).
- [15] 陈常念, 韩吉田, 邵莉, 等. R134a 两相流可视化平台设计与运行[J]. 中国电机工程学报[J], 2010, 30(14): 83-89.
Chen Changnian, Han Jitian, Shao Li, et al. Design and Operation of Visual two-phase flow experiment platform using R134a as working fluid [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2010, 30(14): 83-89(in Chinese).
- [16] 朱明善. 21 世纪制冷空调行业绿色环保制冷剂的趋势及展望[J]. 科技导报, 2000, 21(4): 10-13.
Zhu Mingshan. Tendency and prospects for the refrigerants of green environmental protection in the refrigeration and air-condition industry in the 21st century[J]. *Science and Technology Review*, 2000, 21(4): 10-13(in Chinese).
- [17] 朱明善, 韩礼钟, 李立, 等. 绿色环保制冷剂 HFC-134a 热物性性质[M]. 北京: 科学出版社, 1995: 35-133.
Zhu Mingshan, Han Lizhong, Li Li, et al. Thermophysical properties of environment friendly refrigerant HFC-134a[M]. Beijing: Science Press, 1995: 35-133 (in Chinese).
- [18] 李惠黎, 任建纲. 环保制冷剂-氢氟烃的生产、性质及应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003: 130-133.
Li Huili, Ren Zhigang. Productions, properties and applications of environment friendly refrigerants-HFCs[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2003: 130-133(in Chinese).
- [19] Moffat R J. Describing uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-7.
- [20] Ito H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes[J]. *Journal of Basic Engineering*, Ser. D., 1959, 81(2): 123-134.
- [21] Janssen L A M, Hogendoorn C J. Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1978, 21(9): 1197-1206.
- [22] Martinelli R C, Nelson D, B. Prediction of pressure drop during forced circulation of water[J]. *Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, 1948, 70(1): 659-702.
- [23] Seban R A, McLaughlin E F. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1963, 6(5): 387-395.
- [24] Kozeki M, Nariai H, Furukawa T, et al. A study of helically coiled tube once-through steam generator[J]. *Bulletin of Japan Society Mechanical Engineering*, 1970, 13(66): 1485-1494.



邵莉

收稿日期: 2010-07-09。

作者简介:

邵莉(1967), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为两相流与强化传热, 制冷与低温技术, shaoli@sdu.edu.cn;

许之初(1966), 男, 高级工程师, 主要研究方向为电气工程;

韩吉田(1961), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为两相流与强化传热, 燃料电池及可再生能源, jthan@sdu.edu.cn。

(责任编辑 王庆霞)