

文章编号:0253-4339(2016)01-0026-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.01.026

## 负压下水在水平铜管表面沸腾换热的实验研究

俞丽华 许树学 马国远 王军

(北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100124)

**摘要** 以天然制冷剂水(R718)为工质的蒸气压缩式制冷及热泵系统,工作压力通常低于常压。为研究负压条件下水的沸腾换热特性,搭建了水在水平铜管表面换热的实验装置,在 1.8~3.3 kPa 的压力范围内对水在水平铜管表面的沸腾换热进行实验研究。结果表明,换热系数随压力的升高和热流密度的增加而增大。将实验数据与相同条件下 Cooper 公式的计算结果进行对比,并利用最小二乘法回归出适用于本实验条件的换热系数的经验公式,以方便工程实际应用。本实验对水蒸气压缩式制冷及热泵系统中蒸发器的换热及强化研究具有一定的指导作用。

**关键词** 制冷剂;传热系数;蒸发器;负压;水

**中图分类号**:TB61<sup>+</sup>2;TK124;TQ051.5

**文献标识码**:A

## Experimental Study on Water Boiling Heat Transfer on a Horizontal Copper Tube Surface at Sub-atmospheric Pressure

Yu Lihua Xu Shuxue Ma Guoyuan Wang Jun

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

**Abstract** Vapor compression refrigeration and heat pump systems, which use the natural refrigerant R718 as refrigerant, usually work at sub-atmospheric pressure. In order to study the water boiling heat transfer characteristics at sub-atmospheric pressure, one test system was built, and the heat transfer performance was studied under the pressures of 1.8–3.3 kPa. The results show that the coefficient of heat transfer increases with the increase of pressure and heat flux. Experimental data were compared with the calculated results by Cooper correlation at the same conditions. Regression equations of the coefficient of heat transfer, which apply to the conditions of this experiment, were fitted using the least square method for the sake of practical application. This experiment can offer a useful reference for the study of evaporator heat transfer and heat transfer enhancement in water vapor compression refrigeration and heat pump systems.

**Keywords** refrigerant; coefficient of heat transfer; evaporator; sub-atmospheric pressure; water

随着《蒙特利尔议定书》中 HCFCs 完全禁止使用日期的逼近,天然制冷剂水(R718)重新受到了国内外学者的重视<sup>[1-3]</sup>。袁卫星等<sup>[2]</sup>研究表明,除环境友好外,在一定工况下水蒸气压缩式制冷系统的性能系数甚至高于传统制冷剂。任金禄<sup>[3]</sup>在研究中提到,以水为工质的蒸气压缩式制冷系统的理想循环制冷性能系数为 5 以上。丹麦某塑料公司扩建项目采用水蒸气双级压缩制冷系统,其制冷 COP 最大达到 12.5。为满足水蒸气的大体积流量,350 kW 以上容量的机组应使用高速离心式或多级轴流式压缩机<sup>[4-5]</sup>。对于中小型容量的机组,罗茨压缩机是水蒸气压缩式制冷系统的理想机型<sup>[6]</sup>。

与普通氟利昂压缩式制冷系统相比,以水为工质

的压缩式制冷及热泵系统的另一个特点是系统内全部处于负压状态,这是由水的物性和工况决定的。在蒸发器内,低于常压的液态水通过沸腾换热吸收环境的热量,以达到制冷效果。热流密度一定时,沸腾换热系数随压力的降低而逐渐减小<sup>[7-9]</sup>,负压工况制冷及热泵系统中蒸发器的换热及强化成为新的课题。表 1 列出一些负压下水的沸腾换热的实验研究,但压力基本均在 3 kPa(对应饱和温度为 24 °C)以上。虽然文献[9-11]中的部分实验压力低于 3 kPa,但换热表面均为水平平面或水平肋化表面。文献[17]给出了换热面为水平表面的沸腾换热系数计算公式,并由 Schnabel L 等<sup>[11]</sup>在研究中得到验证。在水蒸气压缩式制冷及热泵系统中,无论是满液式还是降膜式蒸发

器,其换热表面均为水平管,水平管表面与水平平面沸腾换热机理不同,因此,上述实验结论并不适用于于蒸发器的换热研究。

为研究水蒸气压缩式制冷及热泵系统中蒸发器

的换热及强化,本文搭建了水在水平铜管表面换热的实验装置,对 1.8 ~ 3.3 kPa 负压条件下,水在水平铜管表面的沸腾换热进行实验研究,对换热系数进行回归拟合。

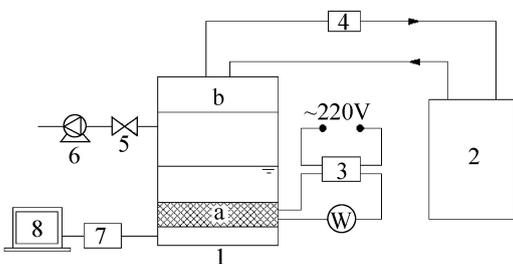
表 1 水在负压下核沸腾的实验研究

Tab. 1 Experimental researches on water nucleate boiling at sub-atmospheric pressure

作者	压力/ kPa	加热表面	说明
Raben A 等 <sup>[12]</sup>	4 ~ 100	铜	—
Mitrovic J <sup>[13]</sup>	3 ~ 101.3	铜	带槽道的铜板, 铜管
McGillis W R 等 <sup>[14]</sup>	4 ~ 9	铜	—
Hetsroni G 等 <sup>[15]</sup>	7 ~ 47	铜	铜管
Choon N K 等 <sup>[16]</sup>	18	泡沫铜	—
Schnabel L 等 <sup>[11]</sup>	1 和 2	铜	粗铜, 喷砂, 肋片
Mark A C 等 <sup>[9]</sup>	2, 4, 9	铜	平板及带肋铜板
Giraud F 等 <sup>[10]</sup>	0.85 ~ 100	铜	平板表面

## 1 实验测试系统

图 1 所示为实验测试系统的原理图,实验装置由作为测试部分的密闭容器和其他附属设备组成。密闭容器的下部为蒸发部分,上部为冷凝部分。在蒸发部分,直径为 20 mm 的水平铜棒表面为加热面,采用电加热形式,加热功率由所连接的调压器及功率表来调节并测量。实验工质采用去离子水,充注高度为高于铜棒顶点 60 mm。冷凝部分主要包括冷却水腔,来自低温恒温槽的冷却水能使下部蒸发的水蒸气凝结,凝结表面为两部分之间的水平铜板。整个测试系统外面包一层  $\delta = 30$  mm 橡塑板隔热。



1 实验段 2 低温恒温槽 3 调压器 4 流量计  
5 真空截止阀 6 真空泵 7 数据采集仪 (Agilent 34970A)  
8 计算机 a 水平铜棒 b 冷却水腔

图 1 测试系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the test system

实验时,密闭容器通过真空泵抽空,压力由负压压力变送器测定并监控。水蒸气及去离子水的温度

由 Pt100 测定,铜棒表面温度由铠装热电偶测定。由于换热系数为平均换热系数,在测量铜棒表面温度时,按图 2 所示,取 8 个测点并取平均值。冷却水进出水流量由流量计测定。所有测点由数据采集仪 (Agilent 34970A) 采数,最终由计算机输出。实验段内压力通过加热量及冷却水流量进行调节,控制在 1.8 ~ 3.3 kPa 范围内,对应饱和温度为 16 ~ 26 °C,热流密度为 4000 ~ 10000 W/m<sup>2</sup>。

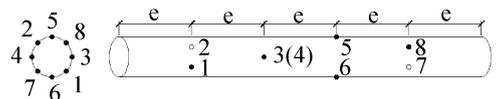


图 2 铜棒表面温度测点分布 (e:等分)

Fig. 2 Temperature test point distribution on the copper rod surface (e means equal)

铜棒表面水的换热系数由公式(1)计算得出:

$$h = \frac{q}{\Delta t} = \frac{Q/A}{t_{\text{wall}} - t_w} \quad (1)$$

式中: $h$  为水的沸腾换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $q$  为热流密度,  $W/m^2$ ;  $\Delta t$  为壁面过热度,  $^\circ C$ ;  $Q$  为加热功率,  $W$ ;  $A$  为换热面积,  $m^2$ ;  $\bar{t}_{\text{wall}}$  为壁面平均温度,  $^\circ C$ ;  $t_w$  为水温,  $^\circ C$ 。

$h$  的相对误差可推导为:

$$\frac{\Delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta t}{\Delta t}\right)^2} \quad (2)$$

加热功率  $Q$  由所连接的功率表 (Accuenergy EV390, 精确度为 1%) 来测量,换热表面直径采用千

分尺(精度为0.01 mm)测量,长度采用游标卡尺(精度为0.02 mm)测量。因此,热流密度  $q$  的相对误差为:

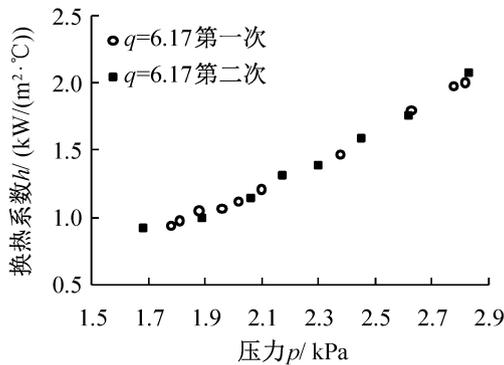
$$\frac{\delta q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \left(\frac{\delta l}{l}\right)^2} = \sqrt{(1\%)^2 + \left(\frac{0.005}{20}\right)^2 + \left(\frac{0.01}{185}\right)^2} = 1.00\% \quad (3)$$

本实验对温度传感器采用的标定仪器为二等水银温度计标准装置,不确定度为二等。铜-康铜 T 型热电偶的标定误差为 0.2 °C, Pt100 的标定误差为 0.2 °C, 绝对误差为 0.4 °C。实验中涉及到的最小壁面过热度为 2.088 °C, 则壁面过热度相对误差  $\delta\Delta t/\Delta t$  为:

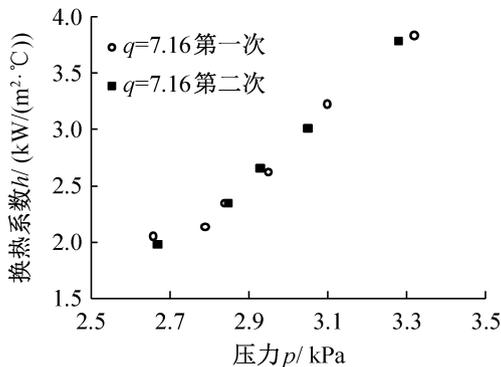
$$\frac{\delta\Delta t}{\Delta t} = \frac{0.4}{2.088} \times 100\% = 19.16\% \quad (4)$$

因此,本实验中传热系数的不确定度为:

$$\frac{\Delta h}{h} = \sqrt{(1.00\%)^2 + (19.16\%)^2} = 19.19\% \quad (5)$$



(a)  $q=6.17 \text{ kW/m}^2$  时两次实验结果对比



(b)  $q=7.16 \text{ kW/m}^2$  时两次实验结果对比

图3 实验数据重复性验证

Fig. 3 Experiment data repeated test

为确保实验数据可靠有效,本实验不同工况下重复性验证如图3所示。由图3(a)及图3(b)分别可以看出,两次实验结果非常相近。由于在实验过程

中,压力由加热及冷却负荷控制,使得两次压力不能完全相同,两图中可进行工况对比点的误差均在  $\pm 5\%$  之内,因此可认为该实验的数据可靠有效。

## 2 实验结果与讨论

图4所示为水的沸腾换热系数随压力及热流密度的变化。由图可以看出,当热流密度一定时,沸腾换热系数随压力的升高而增大,与 Sarit K D 等<sup>[7-9]</sup>研究得出的规律一致。可见,无论在负压、常压及正压条件下,当热流密度一定时,水的沸腾换热系数均随压力的升高而增大。当压力一定时,沸腾换热系数随热流密度的增加而增大,但当压力比较低时,沸腾换热系数随压力增加比较缓慢,达到一定压力时,增加趋势加强。同时,随着热流密度的增加,该压力值逐渐减小,其随热流密度的变化如图5所示。由图5可以看出,该压力随热流密度的增加近似呈线性降低趋势。

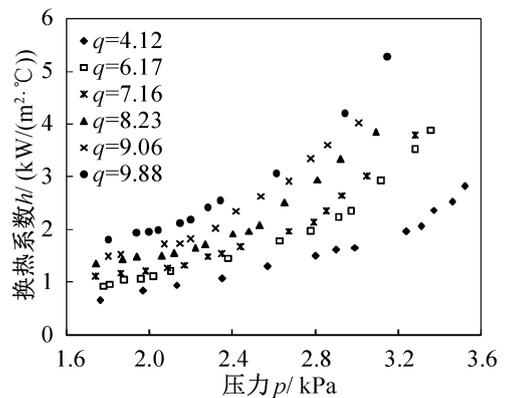


图4 水的沸腾换热系数随压力和热流密度的变化 ( $q: \text{kW/m}^2$ )

Fig. 4 Changes of water boiling heat transfer coefficient with pressure and heat flux ( $q: \text{kW/m}^2$ )

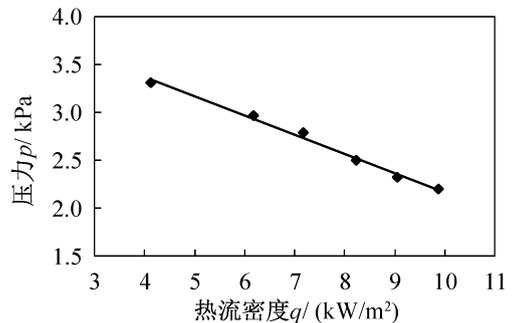


图5 换热系数变化增强时的压力随热流密度的变化

Fig. 5 Changes of pressure value on the inflection point with heat flux

沸腾换热系数随压力增加趋势的变化可能是由

换热模式的改变而引起的。当热流密度较小、压力较低时,铜棒与水的换热为自然对流模式,此时换热系数较低。随着压力的升高,铜棒表面温度较高处转化为核态沸腾模式。随着压力的进一步升高,核态沸腾面积增大且更为剧烈,使得铜棒与水的平均换热系数迅速增大。因而,两者间的换热系数随压力的增大出现转折点,在该点之后增加趋势更为明显。随着热流密度的增加,在压力较低时核态沸腾已很明显,因此,换热系数的拐点压力随热流密度的增加而降低。

在制冷系统的蒸发器中,制冷剂与冷冻水通过管壁进行热交换。制冷剂由液态逐渐转变为气态,在不考虑过热度的情况下,温度始终为饱和温度。而冷冻水温度在蒸发器内不是恒定的,沿着流动方向逐渐降低,一般进出口温差为 5~10℃。因而,蒸发器内制冷剂在管壁上的换热并不均匀,为自然对流和核态沸腾的复合。

### 3 实验数据拟合

在以水为制冷剂的池沸腾体系中,主要为自然对流和核沸腾。自然对流的努赛尔数  $Nu$  可用经验公式(6)来计算。而影响核池沸腾的主要参数有热流密度  $q$ 、饱和压力  $p$ 、工质物理性质和换热表面材质等<sup>[11,18]</sup>。

$$Nu = 0.60 (GrPr)^{1/4} \quad (6)$$

式中: $Nu$  为努赛尔数; $Gr$  为格拉晓夫数; $Pr$  为普朗特数。

对实验数据进行回归分析,结果为式(7)。如图 6 所示,实验数据与回归公式计算结果误差均在 ±3% 内。其中,最大误差为 -2.99%,两者具有很好的吻合性。因此,可以通过式(7)来计算负压工况下水在水平铜管表面的换热系数。

$$Nu = CGr^{-0.891} Pr^{0.578} \quad (7)$$

$$C = 0.226 \{p\}_{kPa}^{1.497} \{q\}_{W/m^2}^{1.023}$$

式中: $\{p\}_{kPa}$  为以 kPa 为单位的压力数值; $\{q\}_{W/m^2}$  为以  $W/m^2$  为单位的的热流密度数值,下同。

将式(7)整理成表面换热系数与各参数间关系的形式,如式(8)所示:

$$h \propto (\rho c)^{0.578} \lambda^{0.422} \nu^{-2.36} d^{-3.673} (g\alpha\sqrt{\Delta t})^{-0.891} p^{1.497} q^{1.023} \quad (8)$$

在式(8)中,水的物理性质均可根据实验压力查出,然而壁面过热度  $\Delta t$  为实验测量结果而非工况条件,在没有实验数据的情况下不能直接计算。由图 7 可以看出,本实验工况范围内,不同热流密度下,实验压力  $p$  与壁面过热度  $\Delta t$  均有相似的对应关系。采用最小二乘法进行拟合,得出式(9)。根据实验压力,

可利用式(9)来推算本实验工况下水水平铜管的平均壁面过热度,从而减少测量铜管壁面温度环节,使系统简化并利于真空度的保证,具有重要的实际意义。

$$\{\Delta t\}_{\text{℃}} = 0.435 \{p\}_{kPa}^3 - 2.810 \{p\}_{kPa}^2 + 2.750 \{p\}_{kPa} + 7.693 \quad (9)$$

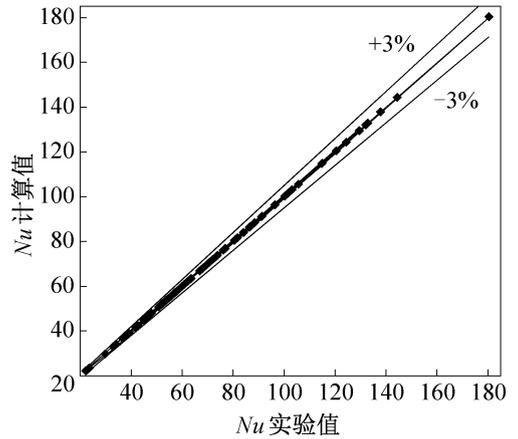


图 6 回归公式计算结果与实验数据比较

Fig. 6 Comparisons between experiment data and calculation results by regression equations

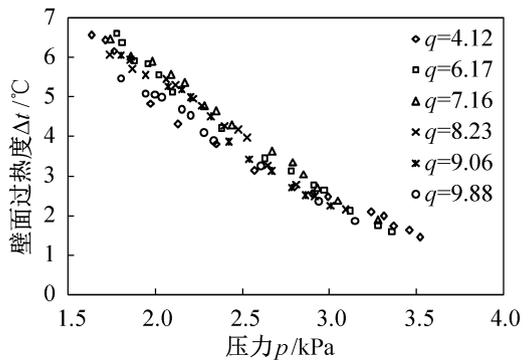


图 7 水平铜管壁面过热度随实验压力的变化  
( $q$ :kW/m<sup>2</sup>)

Fig. 7 Superheat changes on the copper rod surface with pressure ( $q$ :kW/m<sup>2</sup>)

同时,为方便工程实际应用,可将式(1)中换热系数  $h$  与壁面过热度  $\Delta t$  的关系转化为  $h$  与压力  $p$  的关系,达到已知工况计算换热系数的目的。式(1)和式(9)的计算结果与实验数据的对比关系,如图 8 所示。由图可以看出,两者的误差基本都在 ±10% 以内。由此可以认为,实验工况范围内,利用式(1)和式(9)计算负压下水的沸腾换热系数具有较强的实用性。

在现有文献中,很多学者都采用 Cooper 式来计算 R134a 等制冷介质的池沸腾换热系数<sup>[19-21]</sup>。在

教科书<sup>[22]</sup>的沸腾换热部分,也列出公式(10)。然而,Cooper M G<sup>[23]</sup>指出该公式有其适用的工质、工况范围及实验条件。相同工况下,本实验的实验值与式(10)的计算值比较如图 9 所示。可以看出,两者偏差很大,且随着压力的升高,偏差愈加明显。因此,式(10)并不适用于水蒸气压缩式制冷及热泵系统中的制冷介质(R718)的计算。

$$h = Cq^{0.67} M_r^{-0.5} p_r^m (-\lg p_r)^{-0.55}$$

$$C = 90W^{0.33} / (m^{0.66} K)$$

$$m = 0.12 - 0.21 \lg \{R_p\}_{\mu m} \quad (10)$$

式中:  $M_r$  为液体的相对分子质量;  $p_r$  为对比压力(液体压力与该液体的临界压力之比);  $\{R_p\}_{\mu m}$  为以  $\mu m$  为单位的表面平均粗糙度,一般取 0.3 ~ 0.4  $\mu m$ 。

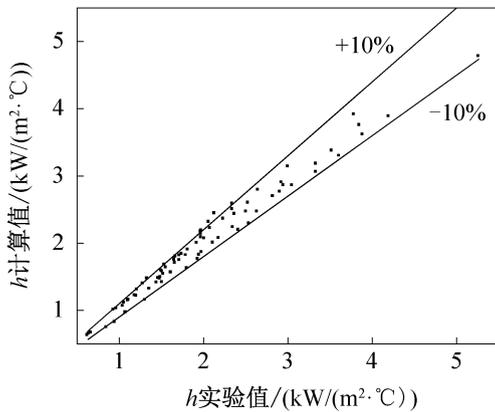


图 8 公式计算结果与实验数据比较

Fig. 8 Comparisons between experiment data and calculation results

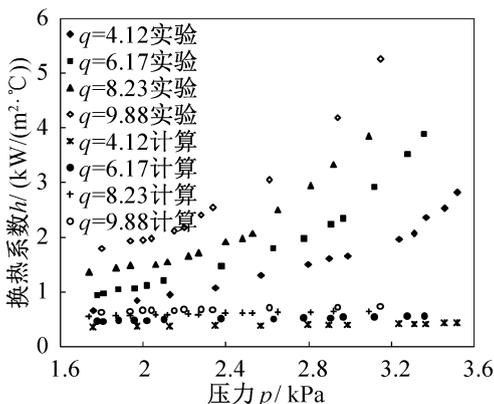


图 9 沸腾换热系数实验值与公式(10)计算值的比较  
( $q$ : kW/m<sup>2</sup>)

Fig. 9 Comparisons between experiment data and calculation results by correlation (10) ( $q$ : kW/m<sup>2</sup>)

## 4 结论

为研究水蒸气压缩式制冷及热泵系统中蒸发器

的换热及强化,本文对相应负压工况下(1.8 ~ 3.3 kPa)水在水平铜管表面的沸腾换热进行实验研究,并得出如下结论:

1) 负压工况下,当热流密度一定时,水的换热系数随压力的升高而增大。当压力一定时,换热系数随热流密度的增加而增大。

2) 当压力较低时,换热系数随压力增加比较缓慢,当达到一定压力时,增加趋势加强。随着热流密度的增加,该压力值逐渐减小,随热流密度的增加近似呈线性降低。换热系数随压力增加趋势的变化是由换热过程中核沸腾的出现及发展而引起的。

3) 对实验数据进行回归拟合,得出实验工况下,水的换热系数表达式为:

$$Nu = CGr^{-0.891} Pr^{0.578}$$

$$C = 0.226 \{p\}_{kPa}^{1.497} \{q\}_{W/m^2}^{1.023}$$

### 参考文献

- [1] Milan N S, Vasko N S. Preliminary study of a novel R718 refrigeration cycle with single stage centrifugal compressor and two-phase ejector[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 40: 435-449.
- [2] 袁卫星, 袁修干, 于志强. 水蒸气压缩式制冷机性能研究[J]. 制冷学报, 2003, 24(3):16-19. (YUAN Weixing, YUAN Xiugan, YU Zhiqiang. Research on performance of water vapor compression refrigerator[J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(3):16-19.)
- [3] 任金禄. 水制冷剂压缩式制冷机[J]. 制冷与空调(北京), 2008, 8(Suppl.):53-59. (REN Jinlu. Water compression refrigerating machine[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2008, 8(Suppl.):53-59.)
- [4] Brandon F L J, Gregory F N, Douglas T R. The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4): 699-708.
- [5] Amir A K, Pezhman A, Norbert M. Implementation of 3-port condensing wave rotors in R718 cycles[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2006, 128(12):325-334.
- [6] Wright S E, Tsukasa Y, Le Drew, et al. The efficiency limits of water vapor compressors[R]. Final Report, AR-TI-21CR/605-10010-01, 2000.
- [7] Sarit K D, Wilfried R. A composite heat transfer model for pool boiling on a horizontal tube at moderate pressure[J]. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 2004, 82(2):316-322.
- [8] Liu Zhenhua, Liang Liao. Enhancement boiling heat transfer study of a newly compact in-line bundle evaporator under reduced pressure conditions[J]. Chemical Engineering & Technology, 2006, 29(3):408-413.

[9] Mark A C, Christopher R Y, Kim C N. Pool boiling heat transfer of water on finned surfaces at near vacuum pressures[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2010, 132(3): 1-6.

[10] Giraud F, Rullière R, Toubanc C, et al. Experimental evidence of a new regime for boiling of water at sub-atmospheric pressure[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, 60:45-53.

[11] Schnabel L, Scherr C, Weber C. Water as refrigerant experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures[C]//VII Minsk International Seminar "Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus;2008.

[12] Rabenl A, Beaubouef R T, Commerford G E. A study of heat transfer in nucleate pool boiling of water at low pressure[J]. *Chemical Engineering Progresses Symposium Series*, 1965, 61(57):249-257.

[13] Mitrovic J. Intensification of heat transfer during evaporation in free flow[C]. VDI-Verlag, 1984.

[14] McGillis W R, Carey V P, Fitch J S, et al. Pool boiling enhancement techniques for water at low pressure [C]//Proceeding of 7th IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 1991:64-72.

[15] Hetsroni G, Gurevich M, Mosyak A, et al. Boiling enhancement with environmentally acceptable surfactant[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(5):841-848.

[16] Choon N K, Chakraborty A, Aye S M, et al. New pool boiling data for water with copper-foam metal at sub-atmospheric pressure: experiment and correlation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(11/12): 1286-1290.

[17] VDI Gesellschaft. VID-Wärmeatlas [C] // Springer-Ver-

lag, 2006.

[18] Gorenflo D. Heat transfer in blasensieden, filmsieden and einphasiger free convection in a wide pressure range [C] // Müller-Verlag, 1977.

[19] Zhang Dingcai, Wang Kai, He Yaling, et al. Boiling heat transfer of R134a outside horizontal doubly-enhanced tubes [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)*, 2007, 58(11):2710-2714.

[20] Tian Hua, Liu Zhongyan, Ma Yitai. Experimental research on falling film evaporating characteristic outside the horizontal enhanced tube[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(11):1924-1928.

[21] Chen Tailian. Water-heated pool boiling of different refrigerants on the outside surface of a horizontal smooth tube [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 134(2):155-172.

[22] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006: 32.

[23] Cooper M G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide ranging examination using reduced properties [J]. *Advances in Heat Transfer*, 1984, 16: 157-239.

**通信作者简介**

俞丽华,女,博士在读,北京工业大学环境与能源工程学院, (010)67391613, E-mail: ylh05016@ emails. bjut. edu. cn. 研究方向:空调与制冷的节能与环保技术。

**About the corresponding author**

Yu Lihua, female, doctor candidate, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, + 86 10-67391613, E-mail: ylh05016@ emails. bjut. edu. cn. Research fields: energy saving and environmental protection technology in refrigeration and air-conditioning.

(上接第11页)

[50] 朴春成,片冈修身, Phillip Johnson, 等. 制冷剂国际安全标准[J]. *制冷与空调*, 2013, 13(1): 43-47. (PIAO Chuncheng, Kataoka O, Johnson P, et al. International safety standards for refrigerant [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2013, 13(1): 43-47.)

[51] Fujimoto S. Basic procedure of risk assessment in JRAIA [C]// International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan, 2015.

[52] Takaichi K, Ueno M, Taira S, et al. Overview of the risk assessment for residential air-conditioners [C]// International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan, 2015.

[53] Yajima R, Kiguchi Y, Sekine T, et al. Overview of the risk assesment for VRF system [C]// International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan, 2015.

[54] Ueda K, Ito M, Tashimo T, et al. Overview of the risk assessment for chiller [C]// International Congress of Refrig-

eration. Yokohama, Japan, 2015.

**通信作者简介**

陈光明,男,教授,浙江大学制冷与低温研究所, (0571) 87951680, E-mail: gmchen@ zju. edu. cn. 研究方向: 制冷基础热力学理论, 节能与低品位能源利用, 制冷空调热泵技术, 吸收制冷, 新型制冷剂, 低温生物中的热物理技术。

**About the corresponding author**

Chen Guangming, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, + 86 571-87951680, E-mail: gmchen@ zju. edu. cn. Research fields: fundamental thermodynamics of refrigeration, low grade energy utilization and energy conservation, refrigeration air-conditioning and heat pump technology, absorption refrigeration, new refrigerants, thermophysical technology in cryobiology.