

文章编号: 0253-4339(2012)05-0043-06

doi: 10.3969/j.issn. 0253-4339. 2012. 05. 043

# 压缩式制冷空调机组壳管式换热器的传热强化研究进展

张正国 石国权 徐涛 高学农 汪双凤

(华南理工大学传热强化与过程节能教育部重点实验室 广州 510640)

**摘要** 冷凝器和蒸发器是压缩式制冷空调机组中的重要设备,其传热系数的高低直接影响机组的效率和成本。采用强化传热技术是提高冷凝器与蒸发器传热性能的关键。对于管外冷凝传热强化,在Turbo-C管的基础上,将翅片从翅顶到翅根完全割裂,形成断裂的三维翅片管,以减少表面张力作用下冷凝液在传热管表面粘滞特性对传热的影响。采用螺旋隔板替代冷凝器和干式蒸发器的弓形隔板,能改善壳程流体的流动与传热性能;针对降膜蒸发器的降膜蒸发区与满液蒸发区的不同特点,应分别采用不同类型的强化管,以提高蒸发器传热系数。

**关键词** 热工学; 强化传热; 冷凝器; 蒸发器; 制冷空调机组

**中图分类号**: TB61<sup>+</sup>1; TB657.2; TK172

**文献标识码**: A

## A Review on Heat Transfer Enhancement in Shell-and-tube Heat Exchanger of Compression Type Refrigeration and Air Conditioning Unit

Zhang Zhengguo Shi Guoquan Xu Tao Gao Xuenong Wang Shuangfeng

(The Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, South China University of Technology, Guangzhou, 510640, China)

**Abstract** Heat exchangers including condenser and evaporator are important equipments in the compression type refrigeration and air conditioning units, and their heat transfer coefficients have a direct effect on the efficiency and cost of the units. The application of the heat transfer enhancement technology is a key route to improve the heat transfer performance of the condenser and evaporator. For the condensation heat transfer enhancement on the tube outside of condenser, the fractured fins of Turbo-C can be separated from the tips to the roots to reduce the effect of the viscous property of condensate on the heat transfer performance at the presence of surface tension. The replacement of the segmental baffles with the helical baffles can improve the flow characteristics and heat transfer performance of the condenser and dry evaporator. Considering the different heat transfer characteristics between the falling film regions and the flooded evaporation regions in the falling film evaporator, different types of enhanced tubes should be used to improve the heat transfer performance of the evaporator.

**Keywords** Pyrology; Heat transfer enhancement; Condenser; Evaporator; Refrigerant and conditioning units

壳管式换热器广泛应用于大型压缩式制冷空调机组,主要包括冷凝器和蒸发器两大类。蒸发器和冷凝器的重量占机组重量的30%~40%,动力消耗占总动力消耗的20%~30%。对于水冷式冷凝器,制冷工质蒸汽通常是在传热管外流动冷凝,并将热量传递给管内的冷却水,升温后的冷却水通过凉水塔降温后再进入冷凝器。蒸发器则是通过液态制冷工质与常温水换热,获得低温的冷冻水用于制冷空调,液态制冷工质蒸发后进入压缩机。目前,蒸发器主要包括干式蒸发器、满液式蒸发器和降膜式蒸发器三种不同类型的结构形式。在干式蒸发器中,制冷工质在管内流动蒸发,冷冻水在管外流动;在满液式蒸发器中,传热管浸没在制冷工质中,冷冻水在管内流动;而在降膜式蒸发器中,制

冷工质则在管外降膜蒸发,冷冻水在管内流动。在大型压缩式制冷空调机组中,由于冷凝器和蒸发器的换热面积大,传热管较长,通常采用弓形隔板作为支撑结构,以防止管束振动破坏,或增加壳程流体的流速来提高传热系数。

节能、节材的需求促进了制冷空调机组换热器传热强化技术的发展。在此综述了压缩式制冷空调机组壳管式冷凝器与蒸发器在强化传热技术领域的进展,提出了提高冷凝器与蒸发器传热性能的建议。

## 1 制冷剂侧传热强化

### 1.1 管外冷凝传热强化

在大型空调机组中,制冷介质通常在壳管式

冷凝器的管外冷凝, 冷却水在管内流动。1998年, Al-Dadah和Karayiannis<sup>[1]</sup>对管外的冷凝传热强化进行了系统的评述, 强化管主要包括二维翅片管(矩形或梯形截面的低肋管)和三维翅片管(Turbo-C管、Gewa-C管、Thermoexcel-C管等)。因为翅片能有效地扩展换热面积、减薄翅尖及侧面的液膜厚度, 所以能强化冷凝传热。但是, 由于表面张力的作用, 翅片间及底部存在冷凝液的淹没现象, 导致有效传热面积减少, 降低了传热系数。因此, 对于给定的制冷工质, 存在最佳的翅片结构参数。总体来看, 三维翅片管的单管冷凝传热性能优于二维翅片管, 但三维翅片管的管束效应影响比二维翅片管大。

根据国际环保公约的规定, 氢氟烃类制冷工质R134a、R410A和R407C等已替代传统的含氯元素制冷工质, 但管外冷凝传热强化的研究还是集中在三维翅片管。Dongsoo等<sup>[2]</sup>实验研究了R22、R410A和R407C在光滑管、低肋管和Turbo-C管外的冷凝传热性能, 结果表明, Turbo-C管的单管冷凝传热强化性能最好。Belghazi等<sup>[3]</sup>则实验研究了R134a在Gewa-C管的单管及管束外的冷凝传热性能, 并与低肋管进行了对比, 结论是Gewa-C管比最好的低肋管冷凝传热系数提高约30%。Honda等<sup>[4]</sup>系统研究了翅片结构对R134a和R407C冷凝传热性能的影响, 所采用的强化管包含两种二维翅片低肋管和三种三维翅片强化管。结果表明, 翅片结构对R407C冷凝传热性能的影响比R134a小, 对于两种工质, 三维翅片管的冷凝液淹没作用影响大于二维翅片管。目前, 紫铜材质的三维翅片管如Turbo-C管、Gewa-C管、Thermoexcel-C管等仍是空调机组冷凝器的常用强化管, 它们都能很好地强化单组分制冷工质R134a、R22及近共沸制冷工质R410A的冷凝传热。在冷凝温度为39℃, 壁面过冷度低于8K时, 自然对流条件下Turbo-C管的管外冷凝传热系数高于 $14000\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ <sup>[2]</sup>, 存在冷凝液淹没作用影响时冷凝传热系数则为 $10000\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ <sup>[5]</sup>左右。主要原因是, 上述三种冷凝强化管均为细密状的翅片结构, 在表面张力作用下冷凝液在传热管表面的粘滞特性影响排液。在Turbo-C管的基础上, 将翅片从翅顶到翅根完全割裂并适当增加翅片高度, 形成完全断裂的三维翅片结构, 将有助于减少表面张力作用下冷凝液在传热管表面的粘滞特性, 从而提高冷凝传热性能。此外, 对于大型空调机组冷凝器而言, 除强化管外, 冷凝器的结构设计也十分重要。冷凝器一般采用弓型隔板作为支撑结构, 若采

用螺旋隔板作为支撑结构并在隔板底部开设泄流通道, 蒸汽在强化管管束表面螺旋流动冷凝, 冷凝液则在底部泄流通道内快速流动, 从而促进气液分离, 减少冷凝液对于传热管液淹没作用的影响, 可进一步提高冷凝传热性能。

除翅片结构影响冷凝传热性能外, 管材的导热系数也是影响冷凝传热性能的重要因素。近年来, 有学者分别研究了制冷工质在白铜、不锈钢及钛材强化管外的冷凝传热性能。José Fernández-Seara等<sup>[6]</sup>实验研究了替代制冷工质R417A, R422A和R422D在白铜(Cu/Ni 90/10) Turbo-C管外的冷凝传热性能, 并与R22进行了对比, 结果表明这些替代制冷工质的冷凝传热系数明显小于R22。对于R22的冷凝, 白铜管的传热系数是光滑管的3.4~5.3倍, 而紫铜Turbo-C管的传热系数则是光滑管的8倍左右。Zhang等<sup>[7]</sup>研究了R134a在白铜(Cu/Ni 70/30) Thermoexcel-C管外的冷凝传热, 并与紫铜低肋管进行了对比。结果表明, 白铜Thermoexcel-C管的冷凝传热系数是光滑管的3.42倍左右, 而紫铜低肋管的冷凝传热系数则是光滑管的7.4~8.8倍。Rin等<sup>[8]</sup>则对R134a在两种具有不同结构参数的不锈钢低肋管外的冷凝传热性能进行了实验研究, 结果表明, 每英寸19个翅片低肋管的冷凝传热性能优于每英寸26个翅片的低肋管, 其强化倍数是光滑管的4.4倍以上。Fernández-Seara等<sup>[9]</sup>研究了R134a在钛材低肋管外的冷凝传热性能, 并比较了饱和冷凝温度对传热性能的影响, 结果发现, 随着冷凝温差和冷凝温度的增加, 低肋管的冷凝强化倍数也增大, 当冷凝温度为50℃时, 低肋管的冷凝强化倍数是光滑管的3.54~4.1倍。可以看出, 传热管金属材料的导热系数对强化传热性能产生重要影响, 在相同条件下, 不锈钢强化管的强化倍数只有紫铜强化管的一半左右。由于铜材价格的增长及一些特殊的应用领域需求, 加快不锈钢等低导热系数材料强化管的开发和应用也具有一定的市场前景。

## 1.2 管内沸腾传热强化

干式蒸发器是空调制冷系统中常见的一种蒸发器, 蒸发工质在管内流动并逐渐沸腾, 其过程属于强迫对流沸腾, 既有工质的相变传热, 又有气液两相的强制对流传热。制冷工质在管内流型可分为泡状流, 块状流, 环状流等, 流动过程可以是这几种流型的组合, 呈现出非均匀性, 传热和流动情况都比较复杂。

管内沸腾传热强化方式包括微肋管、翅片

管、插入物、多孔介质表面等,制冷工质在蒸发器强化管内的传热过程可以分为两部分,在管前端的低干度区,制冷工质的核态沸腾起主要作用,管内表面的凹槽等特殊结构可形成气化核心,促进气泡的生成。在管后端的高干度区,气液两相对流传热起主要作用,管内翅片或插入物等可促进两相流体的扰动,从而强化传热。

内螺旋翅片管是一种性能优良的强化传热管,其问世始于上世纪70年代, Kimura和Ito<sup>[10]</sup>以R22为工质,研究了几种不同结构的内螺旋翅片管的强化传热性能,结果表明,其强化换热系数是光滑管的1.5~2.0倍。Seo和Kim等<sup>[11-12]</sup>则分别研究了R22、R410A在外径为7.0mm和9.52mm的微翅片管内的流动沸腾传热,结果表明,对于R22,两种微翅片管的沸腾传热系数分别是光管的2.2~3.3和1.2~1.5倍;对于R410A,沸腾传热系数则分别比光滑管提高了80%~150%和10%~60%。Wongsangam等<sup>[13]</sup>获得了高质量流量率(400~800kg/(m<sup>2</sup>·s))下R134a在外径为9.52mm光滑管和微翅片管内的流动沸腾传热数据,结果表明,微翅片管的平均传热系数比光滑管高了50%~100%,同时压降则提高了10%~60%,并且提出了高质量流量下R134a在光滑管和微翅片管内传热系数和压降的计算公式。

除内表面强化管的应用外,也有学者采用管内插入物进行传热强化。Akhavan-Behabadi等<sup>[14]</sup>研究了扭率分别为6, 9, 12和15四种内置扭带对R134a流动沸腾传热的影响,结果表明,当制冷剂质量流率较小时,扭率为15的扭带强化效果好,而当制冷剂质量流率较大时,扭率为9和12的扭带强化效果好。此外,扭带在强化沸腾传热的同时,导致压降增加较大,因此在应用管内置入扰流子时应权衡两者的关系。Akhavan-Behabadi等<sup>[15]</sup>研究了几种内置螺旋线圈(不同线圈直径和节距)对R134a在管内沸腾传热强化的影响,结果表明,内置线圈强化沸腾传热系数取决于实验工况和线圈的几何尺寸,但压降相对于光管也增加了1000%。

从目前大型空调机组来看,主要是采用内螺旋翅片管作为干式蒸发器的强化传热管型。若采用交叉内螺旋翅片管,则可以进一步提高蒸发传热系数,但在干式蒸发器中,这方面研究还未见报道。

### 1.3 管外沸腾传热强化

在满液式蒸发器中,传热管浸没在制冷工质中,沸腾传热系数高于干式蒸发器,但缺点是不易回油和难以精确控制蒸发液位。高效传热管的应用

是满液式蒸发器传热强化的关键。

制冷剂在满液式蒸发器中为大空间沸腾传热,强化传热的途径主要包括两方面,一是改变管外表面的结构以形成多孔凹槽,提高单位面积上的核态沸腾活化数,增强气泡在沸腾表面的生成和脱离速率。制造多孔表面的方法有烧结、喷砂、电镀和机械加工等,而前几种方法需要在管表面加涂层,成本较高且容易脱落,机械加工法因成本低且制造方便已经被广泛采用;二是在加热面上加工形成许多小通道,以提高通道表面薄液膜的蒸发能力,并增加流体的扰动,使流体不断地补充进空穴,形成循环。此外,在满液式蒸发器中,由于气泡上升促进了液体的湍动等原因使得管束效应往往有利于沸腾传热<sup>[16]</sup>。

Webb<sup>[17]</sup>对管外表面沸腾传热强化的研究历程进行了回顾,并对强化管结构参数(如孔径和翅片间距等)对传热性能的影响以及传热模型的建立进行了评述。早在1931年Jakob就发现表面喷砂处理能够强化沸腾传热,但是不能维持较长时间。1968美国联合碳化物公司首次开发出了High Flux管,这是一种双凹型高温烧结多孔管,能稳定地强化大空间沸腾传热。日本日立公司于1976年研制出Thermoexcel-E高效沸腾管,随后出现的具有代表性的强化管还有德国Wieland公司的GEWA-T管(1979)、日本古河金属公司的ECR-40(1980)以及美国Wolverine公司的Turbo-B管(1985)等。

Tatara等<sup>[18]</sup>实验研究了R134a在Turbo-BII-HP(一种改进的Turbo-B管,其表面空穴更有利于较高压力制冷剂的传热)管外的沸腾传热,在实验工况下,其沸腾传热系数比Turbo-B高60%~90%,但随热流密度的增加,这种差别会减小。Jun等<sup>[19]</sup>对R22, R134a, R125及R32在低肋管、Turbo-B管和Thermoexcel-E管外的沸腾传热性能进行了对比,结果表明,以上三种管的传热强化倍数依次为1.09~1.68, 1.77~5.41, 1.64~8.77, Thermoexcel-E管的强化效果最好。Ribatski等<sup>[20]</sup>实验研究了三种饱和温度下(5℃, 10℃和20℃)R134a在High-Flux, Gewa-B, Turbo-CSL和Turbo-BII HP管外的沸腾传热,结果表明,这几种管相对于光管的强化倍率依次为4.9~21.3, 2.4~5.2, 2.4~2.9和1.8~7.0,饱和温度对传热系数影响较小。Chien等<sup>[21]</sup>实验研究了R245fa在光管、翅片管和一种新型网纹管(在翅片管外绕黄铜丝制成)外的沸腾传热,结果发现,在饱和温度为5℃和20℃时,这种新型网纹管传热强化倍数分别为3~4和6~7倍。Gao等<sup>[22]</sup>对R134a和

R142b在机械加工多孔扭曲扁管(TMPS)管束外沸腾传热进行了研究,结果表明, TMPS能有效地强化沸腾传热, TMPS的管束传热性能优于单管。Li等<sup>[23]</sup>则实验研究了R22及混合工质R407C和 R410A在机械加工表面多孔管束外的沸腾传热,结果表明, R410A的传热系数分别是R22和R407C的1.25~1.81和6.33~7.02倍。对于R22和R410A,水侧热阻为控制热阻,而对于R407C,制冷剂侧热阻稍大于水侧。Kim等<sup>[24]</sup>对三种制冷工质R11, R123和R134a在三种不同孔径(0.20,0.23和0.27mm)的Turbo-B管外的沸腾传热强化进行了研究,结果表明,对于R134a而言,孔径为0.27mm的强化管传热系数最大,而对于R11和R123而言,则0.23mm的强化管性能最好。在热流密度和饱和温度分别为40kW/m<sup>2</sup>和4.4℃时, R134a, R11和R123的强化倍数分别为5.0, 6.5和6.0。

对于满液式蒸发器,日本主要是采用Thermo-excel-E管作为强化管型,而美国和德国以及我国则主要采用Turbo-B管,或在该管的基础上进行改进。总体来说,与管外冷凝传热强化类似,管外沸腾传热强化技术也相对成熟,进展不快。但关于低导热系数材质如不锈钢、钛等强化沸腾传热管的研究还很少。

## 1.4 管外降膜蒸发传热强化

虽然满液式蒸发器具有高的传热系数,但制冷介质的充注量较大。随着人们对制冷介质环保问题的重视,制冷介质充注量可明显减少的降膜蒸发传热技术逐渐引起关注。降膜蒸发器的主要传热方式是降膜蒸发,制冷工质从蒸发器顶端经布液器后均匀分布到蒸发管上,在蒸发管外绕流并形成一层液膜,吸收管内流体热量而逐渐蒸发,从而冷却管内载冷介质。由于在降膜蒸发过程中,液固和液气界面都可能产生相变换热,所以其传热系数很高。

2005年, Ribatski和Jacobi<sup>[25]</sup>对水平管降膜蒸发传热进行了系统的评述,分析了流体形态和实验工况以及强化管和管束对传热的影响。在降膜蒸发传热中,强化管的作用机理主要分为两个方面:一是强化核态沸腾,提供大量的活化中心以利于气泡的生成;二是促进液膜的湍动,强化对流传热。通常在热流密度较小时,对流传热占主导地位,强化对流传热能显著地提高传热系数,而在热流密度较大时,核态沸腾占主导地位,此时提高传热系数,则应采用倾向于强化核态沸腾的传热管。Roques和Thome<sup>[26]</sup>实验研究了饱和温度为5℃时R134a在四种

不同类型强化管外的降膜蒸发传热性能,结果表明,随着液膜雷诺数的减少,传热系数会出现一个局部干涸转折点,在转折点之前,传热系数随雷诺数的变化较小,一旦超过这个转折点,传热系数将急剧下降。研究还表明High Flux管的传热性能显著优于其它管,在热流密度为10~100kW/m<sup>2</sup>时, Turbo-B II HP和Gewa-B传热系数为20~40kW/(m<sup>2</sup>·K),而High Flux管传热系数为50kW/(m<sup>2</sup>·K)以上。Habert和Thome<sup>[27]</sup>对R134a和R236fa在光管和三种强化管(Gewa-C, Gewa-B4和Turbo-EDE2)管束外的降膜蒸发传热进行了实验研究,结果表明,三种强化管都能显著地强化沸腾传热,传热系数很大程度上取决于热流密度的大小,当热流密度为20 kW/m<sup>2</sup>时,沸腾传热系数可达80 kW/(m<sup>2</sup>·K),管束传热性能普遍弱于单管。Yang和Wang<sup>[28]</sup>则对R22在光滑管、Turbo-B、Turbo-B II和Turbo-EHP四种管的降膜蒸发传热性能进行实验研究和数值模拟,结果表明Turbo-EHP的传热性能优于其它三种管,采用Turbo-EHP管的降膜蒸发传热系数比光滑管提高了62.6%,另外,制冷工质在蒸发管上分布不均匀以及蒸发管局部干涸将显著影响蒸发传热性能。

对于降膜蒸发器,主要是沿用满液式蒸发器的强化传热管型(Turbo-B管),或在其基础上进行改进,如Turbo-EHP管等,如何针对降膜蒸发的传热特点开发高效强化管还有待深入研究。

## 2 水侧传热强化

### 2.1 管内水的对流传热强化

对于冷凝器、满液式蒸发器和降膜蒸发器而言,由于管外制冷介质采用强化传热技术,冷凝与沸腾传热系数显著提高。R134a、R410A等纯组份或近共沸混合组份制冷工质的管外冷凝与沸腾传热系数超过10000W/(m<sup>2</sup>·K),管内水侧热阻成为控制热阻,需对进行传热强化。从水冷式冷凝器、满液式蒸发器和降膜蒸发器的实际应用来看,主要是采用内螺旋翅片结构,其原因是这种强化管能有效扩展换热面积,并能激发流体产生湍动,且压降增加不大,因而具有较高的强化传热性能,管内水的对流传热系数达到光滑管的2.6倍左右<sup>[29]</sup>。但这种强化管对水质要求较高,污垢容易堵塞翅片间的沟槽,从而导致强化传热性能显著下降,尤其是对冷凝器的影响更明显。

### 2.2 管外水的对流传热强化

在干式蒸发器中,水在管外流动,制冷介质

在管内蒸发,管内采用内螺旋翅片强化传热,但管外很少进行传热强化。为提高管外水的流速,目前主要是采用弓型隔板作为支撑结构。水在壳程呈“Z”字形错流,在隔板和壳体内壁相连处存在流动死区;流体在隔板间分离引起动量的急剧变化而造成压力的严重损失;在隔板与壳体和传热管与隔板之间存在旁路流和泄漏流,降低了流体的有效质量流量,这些缺点导致了换热器的传热系数低、压降高。上世纪90年代捷克人开发出螺旋隔板作为支撑结构的壳管式换热器以来。大量研究表明<sup>[30-31]</sup>,在螺旋隔板换热器中,流体在壳程呈均匀的螺旋流动,类似塞状流(Plug flow),流体几乎不存在返混现象,也没有流动死区,压降低,污垢也难聚集,尤其适合传热阻力在壳程时流体的传热强化。因此,对于干式蒸发器,可采用螺旋隔板替代弓型隔板,以改善壳程的流动与传热性能。

### 3 结论

对压缩式制冷空调机组壳管式换热器中水冷冷凝器、干式蒸发器、满液式蒸发器和降膜蒸发器的制冷介质和水侧的传热强化进行了概述。对于制冷介质在管外冷凝,采用三维翅片管(如Turbo-C、Thermoexcel-C管等)具有较高的传热系数,但管束效应的影响也较明显;对于制冷介质在管内蒸发,则采用内螺旋翅片管具有最好的强化传热效果;对于制冷介质在管外的沸腾传热,主要是采用隧道结构的T型翅片管(Turbo-B)或机械加工表面多孔管(Thermoexcel-E);而对于制冷介质在管外的降膜蒸发,大多数是沿用现有管外沸腾传热强化管型(Turbo-B),或在其基础上进行改进(Turbo-EHP)。管内水的对流传热强化,则采用内螺旋翅片管。总体来看,随着强化传热管的应用,制冷空调机组换热器的传热性能得到很大提高。但存在如下问题需进一步改进:

1)对于水冷式冷凝器,由于Turbo-C管等细密翅片结构的三维翅片管管束效应影响大,将翅片从翅顶到翅根完全割裂并适当增加翅片高度,形成完全断裂的三维翅片结构,将有助于减少表面张力作用下冷凝液在传热管表面的粘滞特性,从而提高冷凝传热性能。

2)采用螺旋隔板替代弓型隔板作为传热管的支撑结构,可以改善冷凝器和干式蒸发器的传热性能。对于冷凝器,通过在隔板底部设置排液通道,利用离心力作用促进气液分离,提高冷凝传热系

数。对于干式蒸发器,可以改善壳程水的流动与传热性能,特别是能显著降低水的流动压降,提高传热管间换热温度的均匀性。

3)采用降膜蒸发器替代满液式蒸发器能减少制冷介质的充注量,降低成本和减少环境污染。但在降膜式蒸发器中,应根据制冷介质在换热器中不同位置的传热特点,如在降膜区、满液区布置不同类型的强化管型,以提高传热系数。

4)当制冷介质在管外进行传热强化后,换热器的管内热阻成为控制热阻。采用内螺旋翅片管能很好地强化管内水的对流传热,使得管内外传热系数与管外制冷介质相变传热系数基本相当。但对于冷凝器,由于实用应用过程中冷却水的水质差异较大,容易形成水垢而堵塞翅片间的沟槽,从而显著降低冷凝器的传热系数。如何延缓水垢的形成,对冷凝器的长时间高效运行十分重要。

### 参考文献

- [1] Al-Dadah R K, Karayiannis T G. Passive enhancement of condensation heat transfer[J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 18 (9-10): 895-909.
- [2] Dongsoo J, Kim C B, Hwang S M, et al. Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26 (4): 485-491.
- [3] Belghazi M, Bontemps A, Marvillet C. Condensation heat transfer on enhanced surface tubes: Experimental results and predictive theory [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124 (4): 754-761.
- [4] Honda H, Takata N, Takamatsu H, et al. Effect of fin geometry on condensation of R407C in a staggered bundle of horizontal finned tubes[J]. Journal of Heat Transfer, 2003, 125 (4): 653-660.
- [5] Gstoehl D, Thome J R. Film condensation of R134a on tube arrays with plain and enhanced surfaces: part i—experimental heat transfer coefficients[J]. Journal of Heat Transfer, 2006, 128 (1): 21-32.
- [6] Fernandez-Seara J, Uhiá F J, Diz R, et al. Vapour condensation of R22 retrofit substitutes R417A, R422A and R422D on CuNi turbo C tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33 (1): 148-157.
- [7] Zhang D C, Ji W T, Tao W Q. Condensation heat transfer of HFC134a on horizontal low thermal conductivity tubes[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2007, 34 (8): 917-923.
- [8] Rin Y, Heo J, Kim Y C. Film condensation heat transfer characteristics of R134a on horizontal stainless steel integral-fin tubes at low heat transfer rate[J]. International

- Journal of Refrigeration, 2009, 32 (5) : 865-873.
- [9] Fernandez-Seara J, Uhía F J, Diz R, et al. Condensation of R-134a on horizontal integral-fin titanium tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30 (4) : 295-301.
- [10] Kimura H, Ito M. Evaporating heat transfer in horizontal internal spiral-grooved tubes in the region of low flow rates[J]. *Bulletin of the JSME*, 1981, 24 (195) : 1602-1607.
- [11] Seo K, Kim Y. Evaporation heat transfer and pressure drop of R-22 in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43 (16) : 2869-2882.
- [12] Kim Y, Seo K, Chung J T. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25 (6) : 716-730.
- [13] Wongsang-ngam J, Nualboonrueng T, Wongwiset S. Performance of smooth and micro-fin tubes in high mass flux region of R-134a during evaporation[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2004, 40 (6-7) : 425-435.
- [14] M A Akhavan-Behabadi, Ravi Kumar, A Mohammadpour, et al. Effect of twisted tape insert on heat transfer and pressure drop in horizontal evaporators for the flow of R-134a[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32 (5) : 922-930.
- [15] Akhavan-Behabadi M A, Mohseni S G, Najafi H, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics of forced convective evaporation in horizontal tubes with coiled wire inserts[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, 36 (10) : 1089-1095.
- [16] Nakajima K I, Shiozawa A. Experimental study on the performance of a flooded type evaporator[J]. *Heat Transfer- Japanese Research*, 1975, 4 (4) : 49-66.
- [17] Webb R L. Odyssey of the enhanced boiling surface[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2004, 126 (6) : 1051-1059.
- [18] Tataru R A, Payvar P. Pool boiling of pure R134a from a single Turbo-BII-HP tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43 (12) : 2233-2236.
- [19] Jung D S, An K Y, Park J. Nucleate boiling heat transfer coefficients of HCFC22, HFC134a, HFC125, and HFC32 on various enhanced tubes[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27 (2) : 202-206.
- [20] Ribatski G, Thome J R. Nucleate boiling heat transfer of R134a on enhanced tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26 (10) : 1018-1031.
- [21] Chien L H, Tsai Y L. An experimental study of pool boiling and falling film vaporization on horizontal tubes in R-245fa[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31 (17-18) : 4044-4054.
- [22] Gao X N, Yin H B, Huang Y Y, et al. Nucleate pool-boiling enhancement outside a horizontal bank of twisted tubes with machined porous surface[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29 (14-15) : 3212-3217.
- [23] Li Q X, Zhang Z G, Gao X N. Experimental Study on Pool Boiling Heat Transfer for R22, R407c, and R410a on a Horizontal Tube Bundle With Enhanced Tubes[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2011, 32 (11-12) : 943-948.
- [24] Kim N H, Choi K K. Nucleate pool boiling on structured enhanced tubes having pores with connecting gaps[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44 (1) : 17-28.
- [25] Ribatski G, Jacobi A M. Falling-film evaporation on horizontal tubes - A critical review. *International Journal of Refrigeration*[J]. 2005, 28 (5) : 635-653.
- [26] Roques J F, Thome J R. Falling films on arrays of horizontal tubes with R-134a, Part I: Boiling heat transfer results for four types of tubes[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2007, 28 (5) : 398-414.
- [27] Habert M, Thome J R. Falling-film evaporation on tube bundle with plain and enhanced tubes - Part I: Experimental results[J]. *Experimental Heat Transfer*, 2010, 23 (4) : 259-280.
- [28] Yang L, Wang W. The heat transfer performance of horizontal tube bundles in large falling film evaporators[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34 (1) : 303-316.
- [29] Thome J R. *Wolverine Engineering Data Book III* [EB/OL]. <http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>.
- [30] Lutchaj, Nemcansky J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles[J]. *Chemical Engineering Research and Design*, 1990, 68 (3) : 263-270.
- [31] Stehlík P, Wadekar V V. Different strategies to improve industrial heat exchange[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2002, 23 (6) : 36-48.

#### 作者简介

张正国, 男(1968—), 教授, 华南理工大学传热强化与过程节能教育部重点实验室, (020)87112845, cezhang@scut.edu.cn. 研究方向: 强化传热与节能等。

#### About the author

Zhang Zhengguo (1968—), male, Professor. The Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, South China University of Technology, 020-87112845, E-mail: cezhang@scut.edu.cn. Research fields: heat transfer enhancement.