

文章编号: 1005-0329(2013)07-0062-04

# 一种单管强化传热的新型测试装置

密洁霞 陶乐仁 郑志皋 魏义平 程建  
(上海理工大学,上海 200093)

**摘要:** 搭建一种单管强化传热的新型测试装置,能应用于干式蒸发、管内冷凝、管外蒸发和管外冷凝。分析了 $\phi 9.52$  mm,长度为3.4m的内螺纹铜管在蒸发温度分别是5℃和10℃,冷凝温度分别是35℃和40℃时,制冷剂R22、R410A的传热系数,结合实验原理,说明本装置可以完成对不同制冷剂的单管传热性能的测试,为高效换热管的开发提供依据。

**关键词:** 单管;蒸发;冷凝;传热系数;测试装置

中图分类号: TH12;TK124 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2013.07.014

## Research on the Performance of Heat Transfer Device in Enhanced Tube

MI Jie-xia ,TAO Le-ren ,ZHENG Zhi-gao ,WEI Yi-ping ,CHENG Jian  
(University of Shanghai for Science and Technology ,Shanghai 200093 ,China)

**Abstract:** Building a new test device of heat transfer performance in the enhanced tube ,it can be used for the vaporizing and condensing in tube ,the vaporizing and condensing outside tube. Heat transfer coefficient of refrigerant R22 and R410A was analysed in a inner threaded copper pipe with  $\phi 9.52$ mm ,3.4m of length ,when the evaporation temperature is separately 5℃ and 10℃ ,the condensing temperature is separately 35℃ and 40℃. Combined with the experimental principle ,this device can be performed on the heat transfer test of the enhanced tube in different refrigerants ,it provides basis for the development of the enhanced tube.

**Key words:** tube; evaporation; condensation; heat transfer coefficient; experimental device

## 1 引言

空调和制冷行业对各种管的有相变的强化传热技术研究已有几十年了,同时也取得了成就和积累了经验。强化传热意味着提高热量传递效率、减少换热器的体积,从而减少空调和制冷设备的能耗,增加设备的经济效益。对传统的换热器采用局部强化措施,就是各种高效传热管(如螺旋槽纹管、横纹管、波纹管、缩放管、翅片管及各种管内插入物等)取代原来的普通金属光滑管,则既可以节约金属管材和降低设备费用,又能显著地提高热能利用效率,降低能耗<sup>[1]</sup>。

在各种换热设备中,特别是管式换热器,单管的管内或管外蒸发和冷凝直接影响到换热效果,不同的制冷剂在同种强化管的换热效果是不同的,同种制冷剂在不同的强化管中换热效果也是

不一样的<sup>[2]</sup>。基于以上的问题,国内外企业开始研究设计如何测试单管的换热性能,搭建了各种试验装置,常见的有带有压缩机的单管测试系统,由压缩机提供动力进行循环<sup>[3,4]</sup>;也有双桶结构的测试系统,上桶为冷凝容器,下桶是蒸发容器,制冷剂冷凝后由于重力的作用直接降落到蒸发桶中,蒸发后的制冷剂气体上升到冷凝桶中冷凝<sup>[5,6]</sup>。但是带有压缩机的单管试验装置不能满足于多种制冷剂,双桶结构的测试装置只用于满液式蒸发和管外冷凝,当测试单管为管内冷凝或蒸发时,系统无法测试。由此可见,设计和搭建单管管内和管外蒸发、冷凝集一体的装置是非常重要的。

## 2 试验装置和方法

收稿日期: 2012-12-06

基金项目: 国家高技术研究发展计划项目(2008AA05Z204)

2.1 试验装置

为了研究各种高效强化管,自行设计了满足单管管内和管外的蒸发、冷凝测试的试验装置。试验装置是一个集单管管内和管外蒸发、冷凝测试的变工质、变流量、变管径多功能试验台。在过去的换热研究中,很少有把蒸发和冷凝放在同一台试验设备上的设计,本试验装置不但节约了搭建试验台的成本,而且还可以减小由于采用不同

的系统产生的误差。试验系统采用隔膜泵为制冷剂的循环动力,这样不仅可以使系统适用多种不同的制冷剂,而且还可以避免由于采用压缩机产生的润滑油对试验结果准确性的影响。

整个测试试验装置分为制冷工质循环系统、试验前热水循环系统、试验段水循环系统、冷冻水系统和测控系统等。试验装置的系统原理如图 1 所示。

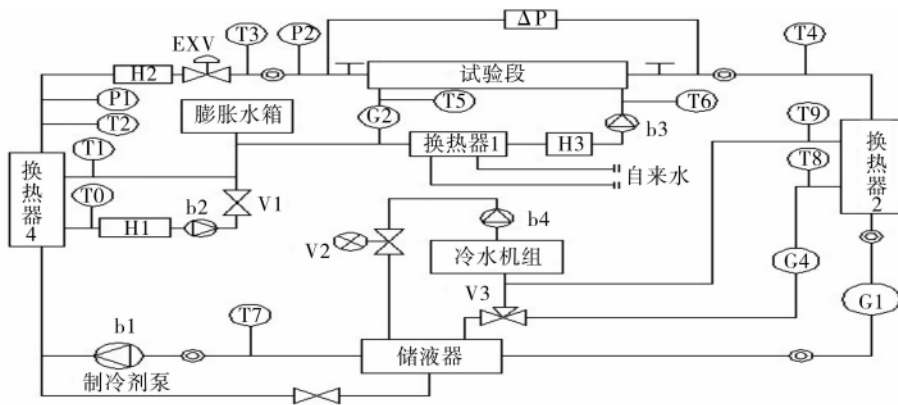


图 1 系统原理示意

制冷剂循环系统由储液器、制冷剂泵(隔膜泵)、蒸发换热器 4、加热器 H2、电子膨胀阀 EXV、冷凝换热器 2、质量流量计 G 组成。当试验段蒸发试验时,蒸发换热器 4 不工作,由储液器出来的制冷剂液体,经制冷剂泵增压后,在加热器 H2 中调节过冷度,经电子膨胀阀节流减压,进入试验段进行单管蒸发试验,蒸发后的制冷剂气体在冷凝换热器 2 中冷却成液体回到储液器中;当试验段冷凝试验时,冷凝换热器 2 不工作,经制冷剂泵增压后,在蒸发换热器 4 中被加热蒸发成制冷剂气体,加热器可以调节制冷剂气体的过热度,进入试验段进行单管冷凝试验,冷凝成制冷剂液体后回到储液器中。

试验管段两端分别装有截止阀,方便更换不同的强化管,当进行管内蒸发冷凝时,试验段是套管式,强化管内是制冷剂,管外是水,为了使强化管的换热充分,选择外管的管径时要保证套管内的水处于湍流的状态;当进行管外蒸发、冷凝即满液式蒸发、冷凝试验时,试验段是管壳式,为了保证强化管能完全浸在制冷剂中,外壳的选型要合理。

由蒸发换热器 4、水泵 b2 和加热器 H1 组成的试验前热水循环系统。试验段水循环系统是由电磁流量计 G2、水水换热器 1、加热器 H3 和水泵 b3 组成。为了对水的温度进行恒温处理,消除换热误差波动,加热器 H3 做成恒温水箱,保证了试验段水入口处的温度恒定。冷冻水系统是由冷水机组、水泵 b4、储液器、三通阀 V3、冷凝换热器 2 等组成。为了保证制冷剂在低温的工况下测试,冷源由一组水冷冷水机组提供 -10℃ ~ 25℃ 可调节的恒温冷冻水。

3 数据处理方法

3.1 试验工况与测量误差

在完成搭建试验装置后,首先进行了一个基准试验,用单相传热的理论换热量和实际测量的换热量对比,说明本试验装置的误差在 5% 以内。本文对试验装置进行了初步的探索测试,现阶段只完成管内蒸发、冷凝试验,试验工况<sup>[7~9]</sup>: 测试管为外径 φ9.52mm,长度为 3.4m 的内螺纹铜管。蒸发温度分别是 5℃ 和 10℃,蒸发时试验段入口的过冷度 1 ~ 2℃,出口段的过热度 3 ~ 4℃;冷凝温度分别是 35℃ 和 40℃,冷凝时试验段入口的过热度 3 ~ 7℃,出口段过冷度 1 ~ 2℃。制冷剂流量采集,采用质量流量计,测量精度 1%;水侧水流量测量选用电磁流量计,测量误差在 0.3% ~

2.2 试验段的换热方式

0.5%; 温度采用铂电阻测量, 其精度  $\pm 0.06$ ; 压力测量的精度 0.075% FS。试验的数据采集是在试验稳定和保持以上的工况下进行的。

### 3.2 计算方法

为了得到铜管的换热系数  $K$ 、工质的传热系数  $h_r$ 、水侧传热系数  $h_w$  和压降  $\Delta P$ , 压降由差压变送器直接测得。试验段的制冷剂与水换热的总热阻应等于管内侧热阻、管壁热阻和管外侧热阻之和(忽略壁面的结垢) 即下式成立, 换热系数的计算方法如表 1 所示。

表 1 换热系数的计算方法

计算量	计算方法
换热量	$Q_w = GC_p \Delta T$ $Q_r = Gm \Delta h$
换热系数	$K = Q / (F \Delta T_m)$
努赛尔数	$Nu = c Re^m Pr^n$
水侧表面传热系数	$h_w = Nu(\lambda / D_h)$
制冷剂表面传热系数	$h_r = Kh_w F / [(h_w - K) F]$

## 4 试验数据与结果

### 4.1 蒸发试验

图 2 反映了在蒸发温度分别是  $5^\circ\text{C}$  和  $10^\circ\text{C}$  时 R22 的管内传热系数都与制冷剂质量流量呈下凸的抛物线关系, 变化率逐渐增大。

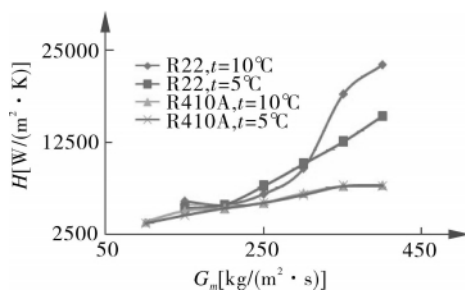


图 2 管内蒸发传热系数随质量流量的变化

R22 在  $M = 150 \sim 250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时, 管内传热系数  $h$  的变化不大; 当  $M = 250 \sim 350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时, 管内传热系数  $h$  的变化很大。在蒸发温度分别是  $5^\circ\text{C}$  和  $10^\circ\text{C}$  时, R410A 的管内传热系数都随制冷剂质量流量的增大而增大的趋势, 变化率逐渐平稳。R410A 在  $M = 100 \sim 250 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$  时, 管内传热系数  $h$  的变化不大, 分别增加  $2800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  和  $2600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ; 当  $M = 250 \sim 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时, 管内传热系数  $h$  的变化变得平缓, 分别增加  $2300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  和  $2400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。R22 在蒸发温度  $10^\circ\text{C}$  时, 流量为  $300 \text{ kg}/$

$(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 管内传热系数  $h$  为跳跃式变化, 由于这时换热量达到平衡, 这个流量值可能是管内外换热的临界点, 在  $\Delta T_m$  不变时, 从而使得管内传热系数  $h$  变大。蒸发温度在  $5^\circ\text{C}$  和  $10^\circ\text{C}$  的曲线变化趋势相同, 说明了试验管在温度变化时换热性能的稳定性。在相同制冷剂下蒸发温度高的对流传热系数大, 主要是其粘度的影响, 粘度值与温度成反比关系。在相同蒸发工况下, R22 的管内传热系数比 R410A 的随制冷剂质量流量的变化大, 是由于制冷剂本身的热物性决定的, R410A 是近共沸制冷剂, 温度滑移比较小, 则管内传热系数差别不大。

图 3 反映了相同蒸发温度和相同的管径下, 不同制冷剂的压降情况。R22 和 R410A 的压降与制冷剂质量流量呈下凸的抛物线关系, 变化率逐渐增大, 然后压降呈现线性的变化。总体上, 随着制冷剂流量  $M$  的增加, 压降逐步的增大, 并且 R22 的压降值要大于 R410A。由于不同的制冷剂的粘度值不同, 所以在相同的工况下, 不同的制冷剂的压降也不同。

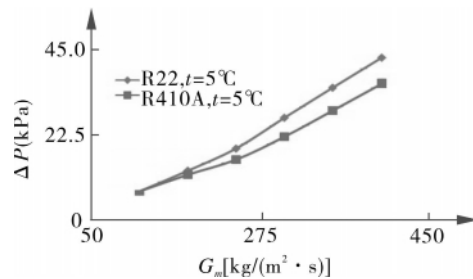


图 3 蒸发阻力随质量流量的变化

### 4.2 冷凝试验

图 4 反映了冷凝工况下测试管的管内传热系数随制冷剂的质量流量变化的过程。总体上, 管内传热系数随着制冷剂质量流量的增大而增大的趋势。在  $M = 100 \sim 250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时, 管内传热系数  $h$  的变化不明显, 这可能是在制冷剂小流量时, 换热不充分导致传热效果不好。当  $M = 250 \sim 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时, 管内传热系数  $h$  的变化率不断增大。冷凝温度在  $35^\circ\text{C}$  和  $40^\circ\text{C}$  的曲线变化趋势相同, 说明了试验管在温度变化时换热性能的稳定性。R22 的管内传热系数高于 R410A, 这可能是由于不同制冷剂的热物性不同造成的, R410A 是混合工质, 在冷凝时表面形成气液交叉, 形成不凝结性气体, 不凝结性气体阻碍了传热的进行。

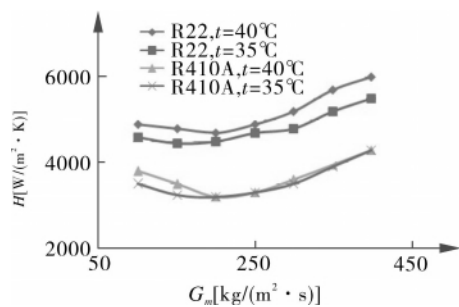


图 4 管内冷凝传热系数随质量流量的变化

图 5 反映了相同冷凝温度和相同管径下,不同制冷剂的压降情况。R22 和 R410A 的压降与制冷剂质量流量呈线性关系,变化率逐渐增大,总体上随着制冷剂流量  $M$  的增加,压降逐步的增大,并且 R22 的压降值要大于 R410A。冷凝时的压降比蒸发时的压降要小,这可能是制冷剂液态向气态转化中的扰动性强于气态向液态的转化。

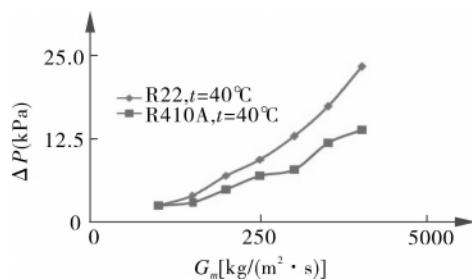


图 5 冷凝阻力随质量流量的变化

## 5 结论与讨论

本文搭建的基于泵驱动制冷剂循环的单管管内和管外蒸发、冷凝集一体的试验装置,能够进行不同制冷剂、变质量流量、变管径的管内、管外蒸发和冷凝试验。在试验的初级阶段,本文只分析了管内蒸发和冷凝试验,更多的管外蒸发和冷凝试验还待继续研究。

### 5.1 试验数据的分析和结论

在蒸发工况下,管内传热系数与制冷剂质量流量呈下凸的抛物线关系,变化率逐渐增大;冷凝工况下,测试管的管内传热系数随制冷剂的质量流量的增大而增大。在蒸发和冷凝工况下,通过管内传热系数比较发现,R22 明显高于 R410A;测试段流动阻力分析,在相同的质量流量下,R22 的压降大于 R410A,且随着质量流量的增大而逐步增大。管内传热系数曲线变化趋势相同,说明了

试验管在温度变化时换热性能的稳定性;

### 5.2 试验装置的特点

自主设计的试验台装置主要有以下特点:

(1) 隔膜泵驱动的试验装置。在制冷和空调行业中,蒸发和冷凝试验装置一般都是基于压缩机驱动制冷剂循环,要进行不同的制冷剂试验时,则需要更换不同的压缩机,并且制冷回路中含有大量的润滑油,使得传热管的换热系数有一定的不确定因数<sup>[10~16]</sup>。试验装置采用基于隔膜泵驱动制冷剂循环,无需更换隔膜泵即可以满足多种不同制冷剂的试验要求,同时可以避免油对试验的影响。

(2) 集单管蒸发、冷凝一体化。试验装置是一个集单管管内和管外蒸发、冷凝测试的变工质、变流量多功能试验台。设计把蒸发和冷凝放在同一台试验装置上,这样不但节约了搭建试验台的成本,而且还可以减小由于采用不同的系统产生的误差。

### 参考文献

- [1] 杨世铭,陶文铨. 传热学(第四版) [M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [2] 张绍志,陈光明,王剑锋. 替代制冷剂管内蒸发研究进展[J]. 低温与特气, 2000, 18(6): 8-11.
- [3] 黄承宏. 空调与制冷用铜管换热性能测试装置研究—制冷剂与水换热单管性能测试系统[J]. 流体机械, 2005, 33(增刊): 410-413.
- [4] 张小艳,袁秀玲,田怀璋. R417A 在水平光滑管和内螺纹管中的流动沸腾换热[J]. 西安交通大学学报, 2007, 44(1): 18-22.
- [5] 陈剑波. R134a 表面增强型蒸发强化传热管的试验[J]. 制冷学报, 2004, 10(2): 24-28.
- [6] 刘文毅,李妩,陶文铨. 替代工质 R123 水平强化单管外凝结换热试验研究[J]. 现代电力, 2005, 22(1): 53-55.
- [7] Man - Hoe Kim, Joeng - Seob Shin. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(12): 940-948.
- [8] Fiedler S, Auracher H. Experimental and theoretical investigation of reflux condensation in an inclined small diameter tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 4031-4043.
- [9] JB/T 10503 - 2005 空调与制冷用高效换热管[S].

(下转第 84 页)

涡流管内流体的流动为三维螺旋流动,从速度场分布(图6)可以看出在喷嘴出口处速度最大,冷端的速度明显大于热端的速度,同一横截面处中心速度小于外围速度,以及径向速度由于压力梯度的影响成规律的波浪形传递,与横截面成强制—自由涡模型。此外,在喷嘴出口处的速度矢量图中,可以从图10清晰的看到切向喷嘴有少量的气体从喷嘴出来后直接进入冷端孔与冷气流混合,从而影响涡流管制冷效率。

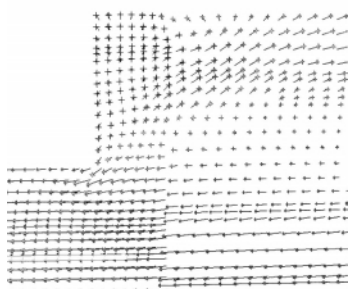


图10 冷端出口流场

压缩气体经喷嘴进入涡流室后分为3种流动情况:外旋流压缩,中间分界面,内旋流膨胀过程<sup>[2]</sup>。从总温分布(图7)以及总焓分布图(图8)可以看出,以总压0.6 MPa、总温为303 K的气流进入,经过四流道喷嘴进入涡流管中,发生总温分离,内旋气流向着冷端出口排出,出口及中心区焓明显减少,而外旋气流以相反的方向经热端排出,总温随着轴向距离的增长逐渐增加,到达热端阀门出口处达到最大值,总温与总焓图从外形上极其类似是由于理想气体焓只是温度的单值函数所引起的。从图9可以看出:涡流管内静温的最低点出现在涡流室内,气流从喷嘴流出后,由于有效流通面积的突然减少,经历理想绝热膨胀过程,切向速度达到最大值,温度降为最低。

(上接第65页)

- [10] 丁睿,郑钢,宋吉. 润滑油对管内沸腾换热影响研究综述[J]. 流体机械, 2006, 34(11): 80-85.
- [11] 郑钢,吴晓伟,宋吉. 润滑油对冷凝换热影响的研究综述[J]. 家电科技, 2006, (5): 52-59.
- [12] 严嘉,董明伟,杨鹏. HC290含油工质在水平微肋管内沸腾换热特性及压降的试验研究[J]. 制冷学报, 2005, (1): 5-10.
- [13] 程建,陶乐仁,魏义平等. R410A和R22在一种内螺纹强化管管内蒸发性能研究[J]. 流体机械, 2013, 41(3): 16-61-64.
- [14] 郑志皋,陶乐仁,陶宏等. 小型变制冷剂流量制冷

## 5 结论

(1) 涡流管总的制冷量总是比单一运用节流效应制冷的制冷效率高;

(2) 涡流管内实际流场由轴向,径向和漩流运动组成,其流动形态在轴向上为阿基米德螺旋线,在横截面上为强制涡—自由涡的模型;

(3) 涡流管内流体能量的分离主要发生在涡流室区域附近,且气体从喷嘴出来后少量直接进入冷端孔与冷气流混合,从而影响涡流管制冷效率。

## 参考文献

- [1] 许敏宇,张景松,雷蕾,等. 涡流管制冷试验分析[J]. 流体机械, 2011, 39(5): 78-80.
- [2] 周少伟,姜任秋,宋福元,等. 涡流管内流动与传热[J]. 化工学报, 2006, 57(7): 1548-1552.
- [3] Wang Fujun. Analysis Computational Fluid Dynamics—Theory and Application of CFD Software [C]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 1252126.
- [4] 王朋涛. 涡流管内可压缩气体三维流场研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006: 48-57.
- [5] 丁永钢,侯予,熊联友. 涡流管的应用[J]. 低温工程, 2004, (1): 59-62.
- [6] 黄钟岳,胡洪涛. 提高涡流管制冷效率研究[J]. 制冷技术, 2002, (1): 18-20, 28.
- [7] 王如竹,丁国良,吴静怡,等. 制冷原理与技术[M]. 北京: 科学出版社, 2003: 19-21.

作者简介: 杨燕(1988-),女,硕士研究生,通讯地址: 221116 江苏徐州市中国矿业大学南湖校区研1楼3单元602室。

循环实验台设计[J]. 流体机械, 2010, 38(9): 38, 77-80.

- [15] 孙海阳,钱才富. 低压降高效换热器复合强化传热试验研究[J]. 压力容器, 2012, 29(11): 17-23.
- [16] 郭幼丹,吴春笃,程晓龙. 超薄塑料包装盒塑模具设计与注塑过程控制[J]. 包装与食品机械, 2011, 29(8): 33-37.

作者简介: 密洁霞(1987-),女,研究生,主要从事单管换热性能研究和空气源热泵技术研究,通讯地址: 200093 上海市上海理工大学能源与动力工程学院。