

文章编号: 1671-6612 (2019) 05-565-05

# 花柄管管内单相传热与流动特性的 实验与数值研究

张 兰 侯朝兵 刘尚卿 张江辉

(青岛科技大学机电工程学院 青岛 266061)

**【摘 要】** 对光滑水平管道进行实验和数值模拟, 通过对比换热系数验证数值模拟的可靠性。再对花柄管进行 CFD 数值模拟, 结果表明: 花柄管波浪状表面对制冷剂起到一定的扰流作用, 并产生涡流加强换热; 平均换热系数沿进口段至出口段方向减小且分布逐渐均匀。实验台热损失在 3% 内, 对实验结果影响较小, 确保实验数据的可靠性。

**【关键词】** 花柄管; 单相; 数值模拟; 传热

中图分类号 TU83 文献标识码 A

## Experimental and Numerical Study on Single-Phase Heat Transfer and Flow Characteristics in Flower Tubes

Zhang Lan Hou Chaobing Liu Shangqing Zhang Jianghui

(Electromechanical engineering college, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao, 266061)

**【Abstract】** In order to verify the reliability of the numerical simulation, the experimental and numerical simulations of the smooth horizontal tube were carried out by comparing the Heat transfer coefficient. Then the CFD numerical simulation of the flower tube is carried out. The results show that the wavy surface of the flower tube plays a certain turbulence effect on the refrigerant and generates eddy current to enhance heat transfer. The average heat transfer coefficient decreases along the wall from inlet to the outlet. And the distribution is gradually uniform. The experimental heat loss is within 3%, which has little effect on the experimental results and ensures the reliability of the experimental data.

**【Keywords】** Flower tube; Single phase; Numerical simulation; Heat transfer

## 0 引言

节能减排是现在全世界面对的共同难题。能源短缺、环境污染一直是我国乃至全球社会发展进程中的两大急需解决的问题。建筑的采暖、空调、照明和家用电器等设施消耗了全球约 1/3 的能源, 其中供暖、空调和热水的能源消耗又约占其总消耗的 60% 以上, 且建筑能耗每年都在不断增加, 为节能减排增加了巨大压力。研究高效可靠的换热设备是行业的主要任务。如果能在换热器设计方面得到更高效的传热效果, 设计直径更小的管节省材料, 环保, 必须利用更小直径的管, 而小于 5.0mm 的管

型尚不是主流管型, 此类型的管内实验数据还非常有限。在生产新型换热管之前, 利用 CFD 数值模拟对管子进行换热性能测试, 既可以节省原材料保证了经济性, 又可以根据模拟结果不断进行表面结构的调整以最大可能提高管子的换热性能。

花柄管是一种采用扩展表面强化传热技术对换热器进行强化传热的无功强化元件, 如图 1 所示, 花柄管是外径为 18.2mm, 内径为 17mm 的铜管, 套管内径 25mm。花柄管管外强化吸收, 管内增加絮流扰动, 防止结垢。花柄管内侧的换热工质是制冷剂 R410A, 外侧是水。光管和套管之间由发

泡材料进行发泡处理, 套管外侧包裹保温材料。光管的外径为 19.1mm, 内径为 17.1mm, 套管内径为 25mm。图 1 (a) 为花柄管模型图, (b) 为工质流动方向示意图。



(b) 工质流动方向

图 1 物理模型

Fig.1 Physical Model

### 1 实验过程

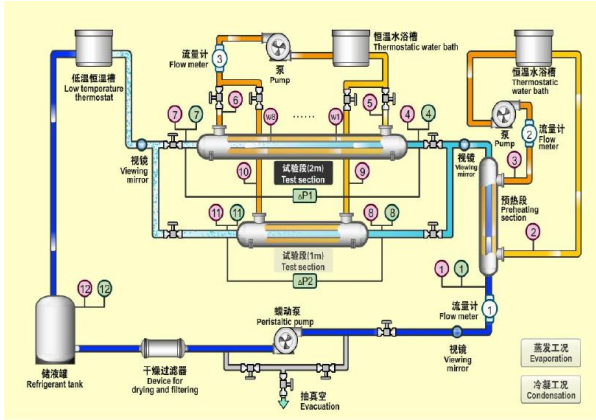


图 2 验装置原理图

Fig.2 Experimental Device Schematic

图 2 所示为在实验期间测试台的实验装置的示意图, 电子齿轮泵将处于储液罐中的过冷状态的制冷剂 R134a 输送到预热部分。预热段利用恒温水使制冷剂 R134a 加热至测试段的入口温度的目标温度。制冷剂 R134a 在套管换热器中与水进行逆向的耦合传热, 制冷剂 R134a 流经管程, 冷却水流经壳程, 制冷剂的热量由冷却水带走。制冷剂 R134a 在测试段排出后流入冷凝器冷凝至一定的温度后流入储液罐, 再进入干燥过滤器进行干燥过滤, 最

后送至电子齿轮泵, 至此完成了整个循环。PT100 铂电阻用作试验台的温度传感器, 主要功能是测量水和制冷剂的入口和出口温度, 实验数据由数据采集仪器获得<sup>[1]</sup>。

通过数据采集仪器获得实验数据, 以获得测试部分的热交换量。通过套管换热器的水侧热平衡计算试验段的换热量, 得到进水口和出水口的温度和体积流量<sup>[2]</sup>:

$$Q_{tl} = c_{pl,w} \cdot m_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

其中,  $m_w$  是外套管内水流速;  $c_{pl,w}$  是液态下水的定压比热容;  $T_{w,out}$  是出口水温,  $T_{w,in}$  是进口水温。

通过实验测得的制冷进出口温度  $T$  和压力  $p$  数据, 再通过 REFPROP 9.0 软件查出。管外水的换热量和管内制冷剂的换热量的热损失由下式计算:

$$\Delta Q = (Q_{ref} - Q_{tl}) / Q_{ref} * 100\% \quad (2)$$

对数平均温度 (LMTD) 实际上是指制冷剂在整个换热管内面积上的积分平均值, 制冷剂的饱和温度和水两侧的温度决定:

$$LMTD = \frac{(T_{sat} - T_{w,in}) - (T_{sat} - T_{w,out})}{\ln[(T_{sat} - T_{w,in}) / (T_{sat} - T_{w,out})]} \quad (3)$$

假设没有污垢热阻, 那么套管换热器的总换热热阻为:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{LMTD}{Q_{t,ts}} \quad (4)$$

式中:  $U_o$  为测试段换热器的总换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_o$  为测试段水侧的换热面积,  $m^2$ 。

Gnielinski<sup>[3]</sup>公式可以准确预测套管式换热器水侧的换热系数:

$$h_i = \frac{1}{A_i \left( \frac{LMTD}{Q_{tl}} - \frac{1}{h_o A_o} - \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi L \cdot k} \right)} \quad (5)$$

整个实验系统严格考虑了试验管道热损失的问题, 在各个管道之间进行了保温隔热处理。并进行热平衡测试, 热平衡测试时利用制冷剂在单相状态下进行换热实验, 分别计算出水侧焓变和制冷剂焓变并进行对比, 保证实验台数据的准确性。如图 3 所示, 热平衡损失在 3% 以内, 对实验结果几乎没有影响。

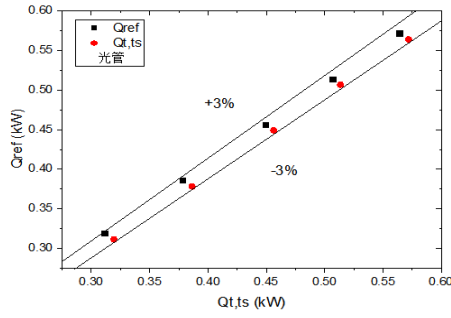


图 3 热平衡损失

Fig.3 Heat balance loss

## 2 数值模拟

由于实验测量点难以建立, 仅通过实验方法难以分析实验流体的流动和传热机理。因此, 有十分必要通过数值模拟进行分析。

### 2.1 数学模型

Realizable  $K-\epsilon$  模型 (可视化模型 RKE) 其耗散率 ( $\epsilon$ ) 方程由旋涡脉动的均方差导出, 适用范围比较广, 精度高于 RNG  $K-\epsilon$  模型, 对旋转, 回流和分离等现象能够更好的预测。

Realizable  $K-\epsilon$  湍流模型包括湍流脉动动能  $K$  方程, 如式 (5) 所示; 脉动动能耗散率  $\epsilon$  方程, 如式 (6) 所示:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (5)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (6)$$

其中,  $C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$ ,  $\eta = Sk / \epsilon$

制冷剂 R410A 在光管内部作三维定常湍流运动且不发生相变, 忽略自然对流和辐射换热; 假设流体为不可压缩流体, 且制冷剂物性参数稳定; 光管为水平放置, 忽略重力对工质流动的影响, 且壁

面光滑; 光管管壁热阻很小, 忽略其热阻对换热的影 响; 套管经过发泡处理, 外部严格包裹保温材料, 可认为是绝热。对该模型建立对流换热控制方程<sup>[5]</sup>:

(1) 连续方程 (质量守恒方程) 用公式 (7)

表示:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

(2) 动量守恒方程如式 (8) (9) (10):

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

式中,  $\rho$  为不可压缩流体的密度,  $P$  为压力,  $\mu$  为不可压缩流体在平均温度下的动力粘度。

能量守恒方程如式 (11):

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

式中,  $T$  为温度,  $\lambda$  为导热系数,  $C_p$  为定压比热容。

### 2.2 边界条件

入口设置为质量流量入口, 出口为压力出口, 根据实验所测进口温度设置制冷剂和水的进口温度, 且根据制冷剂和水的入口流速计算出湍流强度。制冷剂和水的耦合传热, 选取 Realizable  $K-\epsilon$  模型, 采用二阶迎风格式离散, 实现在模拟流动时耦合计算热量传递过程。求解器采用压力修正算法, 能量方程的收敛标准设为  $1 \times 10^{-6}$ 。

### 2.3 网格划分

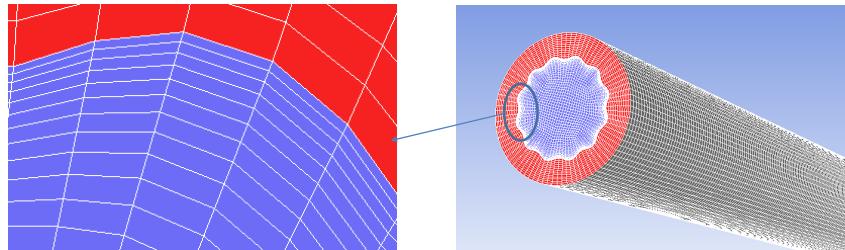


图 4 网格划分

Fig.4 Meshing

本文对于长 2m 的花柄管运用 icem 进行结构性网格划分, 并对边界进行加密处理如图 4 所示。通过 fluent18.0 软件进行数值计算, 划分网格数量 100 万, 并开展了网格无关性检验。在检验中发现, 在同一工况下网格数量为 70 万、100 万、150 万时的制冷剂出口温度和换热系数相差不大, 可认为满足网格无关性。

### 3 模拟结果分析

#### 3.1 温度分析

选取了其中某一个质量流速下光管的温度场云图, 如图 5 所示。在模拟计算达到稳定后, 如图 5 (a), 在制冷剂经过与管外水发生热交换, 制冷剂进口段的温度最高, 但沿着进口至出口方向上, 管内制冷剂温度值逐渐降低, 出口段温度最低。图 5 (b) 和图 5 (c) 分别是进口段和出口段温度场云图, 进口段中制冷剂中心区域温度最高, 在管壁处温度梯度非常大。并且在出口段温度分布已经十分均匀稳定。

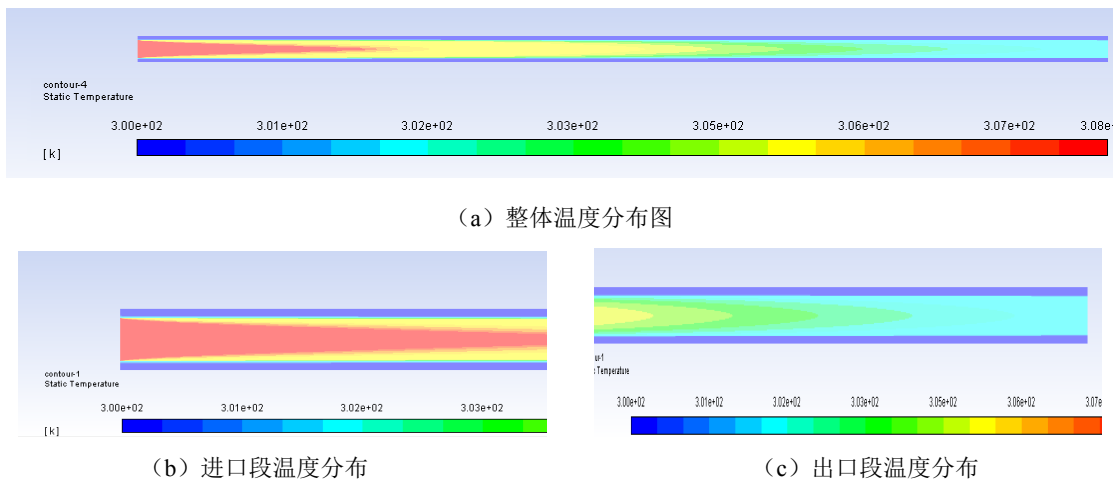


图 5 温度分布云图

Fig.5 Temperature contours

#### 3.2 对流换热系数分布云图分析

提取其中某一个质量流速下花柄管管壁上在数值模拟时的平均换热系数, 换热系数分布云图如图 6 所示, 随着制冷剂从进口段至出口段方向, 换热系数逐渐减小, 并且逐渐分布均匀。因为随着制冷剂与水发生热交换, 温差也在逐渐减小, 换热性能逐渐稳定。

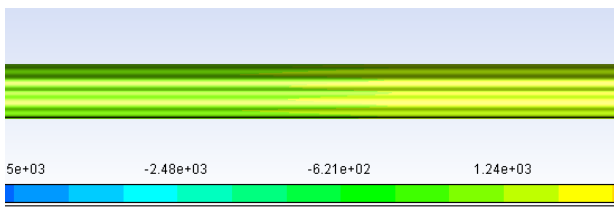


图 6 某一段换热系数分布云图

Fig.6 A certain section of heat transfer coefficient contours

#### 3.3 数值结果与实验数据的对比

整理实验数据得到 R134a 在花柄管与光管内的单相质量流量  $G$  与流传热换热系数  $h$  的关系,

见图 7。经对比发现, 光管的实验结果与模拟管内换热系数比较吻合, 存在误差 9% 以内; 花柄管内的换热系数要比光管中的高, 即花柄管壁表面的强化设计有助于强化传热。

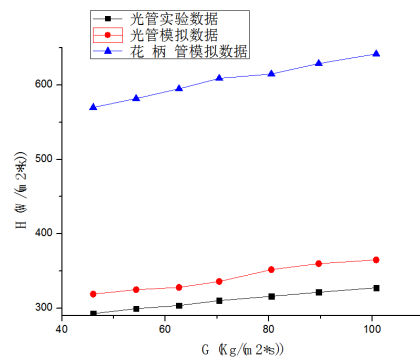


图 7 质量流量与换热系数关系图

Fig.7 Variation of Mass flow rate with heat transfer coefficient

花柄管表面的波纹在表面形成了一个比较狭小的通道, 使得制冷剂在流经表面时增加了扰动, 加

强表面换热, 且形成了较小的涡流如图 8 所示。

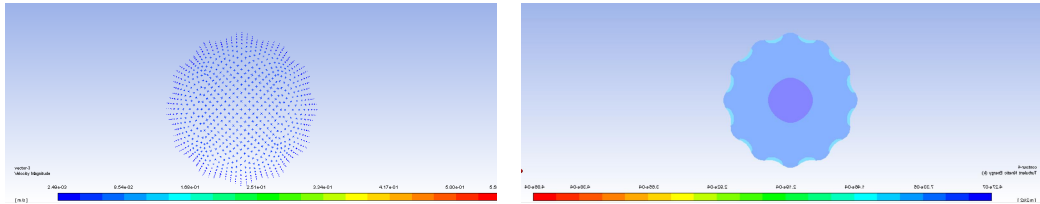


图 8 制冷剂出口湍流强度云图和速度矢量图

Fig.8 Turbulence contours and Velocity Vector

#### 4 结论

本文对花柄管和光管进行了 CFD 模拟, 并对温度场换热系数进行详细分析, 与实验结果进行比较, 引入热平衡损失, 发现数值模拟与实验结果基本吻合;

(1) 在同一工况下, 花柄管和光管的中心温度高于壁面温度, 有中心向四周散热; 制冷剂进口处由于温差大换热系数较高, 并逐渐趋于平稳。随着质量流量的增加, 换热系数也在逐渐增加, 且增幅在增大。

(2) 在同一工况下, 花柄管的换热系数整体高于光管的换热系数, 花柄管的波纹表面增强了对制冷剂的扰动并在截面处形成涡流。

(3) 对花柄管套管的模拟更趋向于实际, 比较恒壁温及恒热流的边界条件的出的结果更加准确。且对光管的数值模拟与实验的比较更加验证了这一结果。

#### 参考文献:

[1] 付萍,李蔚,王旭光. 涟漪纹管内 R22 单相传热与流动特性的实验与数值研究[J]. 热科学与技术, 2016,(15):

290-297.

[2] 赵爱国,张爱凤,郭瑞恒,等. 涟漪纹管换热性能试验研究[J]. 制冷与空调, 2018,(18):81-84.

[3] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Chemistry Engineering, 1976,16:359-368.

[4] 李海珍,欧阳新萍,司少娟. 两种池沸腾强化换热管的传热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2011,32(4):53-57.

[5] 张定才,朱春洁,张振,等. 内螺纹管对流换热特性研究[J]. 制冷与空调, 2014,14(8):25-29.

[6] Xiang-fei Yu, Chun-ping Zhang, et al. A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012,25-26(55):7499-7507.

[7] 温正,石良辰,任毅如. FLUENT 流体计算应用教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2009:5-17.

[8] 霍宇杰. R245fa 水平光管及强化管内冷凝换热实验研究[D]. 天津:天津商业大学, 2017.

[9] 霍晨. 旋转盘腔系统流动及密封特性的数值研究[D]. 西安:西北工业大学, 2007.

(上接第 564 页)

(1):137-139.

[7] 于海燕,吴磊. 碎片化学习背景下微模式教学研究[J]. 中国成人教育, 2015,(19):134-139.

[8] 苏泉径,赵颖. 基于碎片化移动学习的教学设计[J]. 西北民族大学学报, 2014,35(4):39-43.

[9] 杨福华,吴婧,肖军玲,等. 碎片化、游戏化视野下翻转课

堂教学模式设计[J]. 中国教育信息化, 2015,(7):13-15.

[10] 刘会,陈双喜,戴桦根,等. “互联网+社交媒体”模式下课堂教学改革探索[J]. 纺织服装教育, 2016,31(2):138-141.

[11] 丁雪阳,卢峰. 高校教师社交媒体教学现状及提升策略[J]. 开放教育研究, 2018,24(2):97-106.