

文章编号:1007-6735(2012)03-0293-05

同轴换热器内流动与换热的实验研究

盘彩美¹, 王文昊², 崔晓钰², 王晓占²,

(1. 上海通用五菱汽车股份有限公司 采购及供应链管理中心, 柳州 545007; 2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 采用实验的方法以水为介质研究了同轴换热器内的流动与传热, Re 为 $3 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4$. 对具有不同螺距两根内管管内的摩擦阻力及同轴换热器整体换热性能进行了实验研究, 研究表明: 管内摩擦自力系数是相同情况下圆管的 3~3.5 倍. 采用数值计算的方法揭示了同轴换热器管内外流场特征.

关键词: 同轴换热器; 螺旋槽管; 强化传热

中图分类号: TB 65 **文献标志码:** A

Study on Heat Transfer and Pressure Drop of Coaxial Spiral Tube to Tube Heat Exchanger

PAN Cai-mei¹, WANG Wen-hao², CUI Xiao-yu², WANG Xiao-zhan²,

(1. Purchasing and Supply Management Center, Shanghai GM Wuling Automobile Corporation, Liuzhou 545007, China;
2. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Experiment methods using water as medium was adopted to study the flow and heat transfer in coaxial spiral tube to tube heat exchanger with Reynolds range from 30 000 to 100 000, and experiment research was carried out on two tubes with different helical pitch for their frictional resistance and heat transfer performance. The study shows that the tube frictional resistance coefficient of coaxial spiral tube to tube heat exchanger is 3 to 3.5 times as large as circular tube exchanger. The flow field characteristics outside and inside the coaxial spiral tube to tube heat exchanger tubes are revealed using numerical methods.

Key words: coaxial spiral tube to tube heat exchanger; spirally fluted tube; heat transfer enhancement

同轴换热器是套管换热器的一种, 与普通套管换热器相比最大的不同是其内管为螺旋槽管, 内外管之间存在接触, 对同轴换热器的研究重点即为对

螺旋槽管的换热性能进行研究. 螺旋槽管是一种具有双面强化效果的管材, 该管特殊的螺旋结构导致在汽液混合物中产生涡, 涡的扰动减小了凝结膜的

收稿日期: 2011-06-07

基金项目: 上海市重点学科建设资助项目(S30503)

作者简介: 盘彩美(1970-), 女, 工程师. 研究方向: 强化传热. E-mail: caimei.pan@sgmw.com.cn
崔晓钰(联系人), 女, 教授. 研究方向: 传热传质学. E-mail: xiaoyu_cui@usst.edu.cn

厚度,从而提高了换热效率,降低了壁面温度.

James 等^[1]和 Witers 等^[2]以水为介质对单头和多头螺旋槽管内换热进行了实验研究. Vicente 等^[3]采用水和乙二醇为介质在较大的 Pr 范围内实验研究了管内湍流换热的情况. Rozzi 等^[4]采用食物流体对螺旋槽管内的传热进行了实验,证实在 Re 为 800 至过度区时管内强化效果较为明显. Aly 等^[5]实验研究了在静止状态下水蒸气在竖直和水平螺旋槽内的凝结换热,指出最大的强化系数分别为 5 和 3. Zachár 等^[6]采用数值计算研究了盘绕状态下单头螺旋槽管内流动和传热.

在同轴换热器内部一般采用处于盘绕状态下的多头螺旋槽管,本文采用的为 6 头螺旋槽管. 以上文献研究的多为单头螺旋槽管在直管状态下的换热和流动,对于 6 头螺旋槽管在盘绕状态下的换热和流动研究的在现有的文献中还很少能检索到. 本文采用实验的方法对盘绕状态下的螺旋槽管进行了管内摩擦阻力损失及同轴换热器整体换热性能进行了研究.

1 实验介绍

图 1 给出了实验用试件实物图,其中图 1(a)为盘绕状态下的螺旋槽管,图 1(b)为同轴换热器,其表面包裹有隔热材料;图 2 给出了螺旋槽管剖面图,其中 P 代表螺距, e 代表槽深, d_i 代表管内径. 比率 e/d_i , e/P 及 P/d_i 在获得传热和压降关联式时具有重要作用,因此这些比率可以看做螺旋槽管的重要参数. 表 1 给出了不同试件的主要参数、结构形式及在实验中的作用,其中 No. 1 和 No. 2 结构唯一的区别是螺距,对此试件试验比较了螺距对摩擦阻力系数的影响,对于 No. 3 实验研究了同轴换热器整体换热性能.

实验系统如图 3 所示,试件管测水由实验台供给,当试件为 No. 3 时管外侧水为自来水. 冷水机组和电加热器联合工作,保证试件进口水温为设定温度,当需要提升试件进口水的温度时开启电热器,电加热器加热功率由温度模糊控制器,根据电加热器出口水的温度反馈信号控制. 当需要降低试件进口水温时,可以降低电加热器功率,也可以开启冷水机组进行快速降温. 安装在板式换热器和电加热器之间的变频泵有效降低了电加热器的热惰性,有利于更加精确地控制水的温度. 试件管内水的流量分别由电磁三通和变频泵进行粗调节和细调节. 变频泵、电磁三通以及电加热器组形成了一个具有实际意义的虚拟水箱,该水

箱对稳定电加热器出口水温至关重要.



图 1 试件实物图

Fig.1 Real figure of specimen

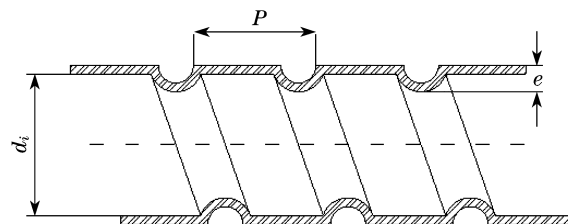


图 2. 结构示意图

Fig.2 Structure diagram of schematic

表 1 试件结构及作用

Tab.1 Structure and function of specimen

试件编号	P/d_i	P/mm	e/d_i	L/mm	结构	试件作用
No. 1	2.5	70	0.18	2 720	盘绕螺旋槽管	流动研究
No. 2	2.2	62	0.18	2 610	盘绕螺旋槽管	流动研究
No. 3	2.2	62	0.18	1 537	同轴换热器	传热研究

采用精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 的同康铜热电偶测量试件进出口水温和管道壁面温度,所采集的温度由配有 20 通道、精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 的 Agilent 34970A 采集并显示. 考虑到所采集温度的精确性,在试件进出口位置热电偶探头设置在管道中间. 在管道表面,由于螺旋槽管特殊的结构在螺旋槽的底处和顶部均设有热电偶,两者的平均温度视为所在横截面的平均壁面温度. 通过试件的流量由精度为 0.25% 的 MFM1081K 电磁质量流量计测量,壳侧水的流量通过人工测重法获取. 流体通过试件的压降由精度为 0.025% 的 Rse-mount 3051 压差变送器.

在实验过程中水的温度和水流量为变量,保持试件进口水的温度不变,改变水的流量. 试件水的

流量为分别设定为 2, 2.5, 3, 3.5, 4 及 4.5 m³/h, 进口水温分别设定为 318, 323 及 333 K, Re 为 $3 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4$. 每组数据采集时都必须保证是经过充分长时间后已经稳定的数据. 工况稳定后热平衡小于 3% 开始采集数据. 在本文实验中总传热系数的最大不确定度为 2.73%, 摩擦阻力系数的最大不确定度为 1.06%.

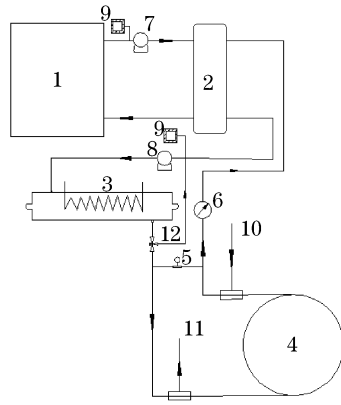


图3 实验系统示意图

Fig.3 Experiment system schemes

1. 冷水机组 2. 板式换热器 3. 电加热器 4. 试件
5. 压差变送器 6. 电磁流量计 7. 变频泵 8. 变频泵
9. 定压水箱 10. 进水 11. 出水 12. 电磁三通

2 数据处理

换热量的计算

$$Q_w = \dot{m} c_p (T_{win} - T_{wout}) \quad (1)$$

式中, $\dot{m}$ 为质量流速, kg/s; c_p 为比定压热容, J/(kg · K); T_{win} , T_{wout} 为进出口水温, K.

根据传热方程式

$$Q_w = k_i A_i \Delta T_m \quad (2)$$

传热系数

$$k_i = \frac{Q_w}{A_i \Delta T_m} \quad (3)$$

式中, A_i 为横截面积, m²; ΔT_m 为对数平均温差, K.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{win} - T_{tin}) - (T_{wout} - T_{tout})}{\ln(T_{win} - T_{tin}) / (T_{wout} - T_{tout})} \quad (4)$$

式中, T_{tin} , T_{tout} 为进出口壁面温度, K.

摩擦阻力系数

$$f = \frac{\Delta p}{(\rho u^2 / 2) / (L / d_{hd})} \quad (5)$$

式中, Δp 为压降, Pa; u 为流速, m/s; L 为管的总长度, m; ρ 为密度, kg/m³; d_{hd} 为水力直径, m.

3 结果与分析

3.1 压降

f 的实验结果如图 4 所示, 由图可知 f 随着 Re 的增加逐渐减小, 由于水温变化引起的平均 Pr 的变化对 f 影响不明显. 当 Re 增大 2 倍时 f 降低至 0.78 倍. 在 Re 和进口水温相同时 No. 2 的 f 要大于 No. 1, 因此可见减小螺距 f 上升. 忽略 Pr 变化对实验结果的影响, 基于经验关联式^[7] 比较了相同状况下盘螺旋槽管与螺旋管内 f , 结果如图 5 所示. 由图可知相同 Re 下, 螺旋槽管的 f 是光管 f_0 的 4.1~4.9 倍, 这是由于螺旋槽管特殊的结构导致管内流动较光管更加复杂, 复杂的流动加剧了流体和流体之间以及流体和壁面之间的摩擦.

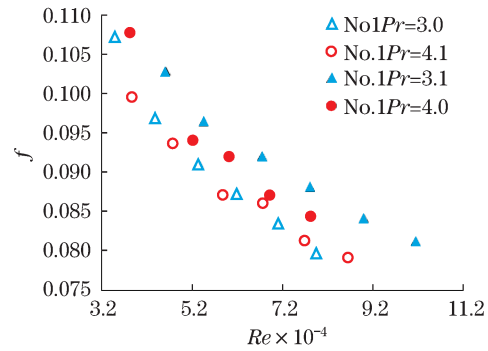
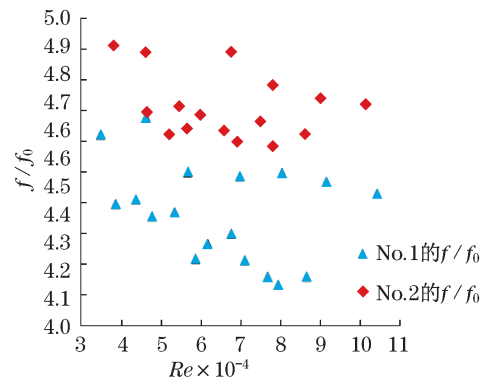
图4 摩擦阻力系数随 Re 的变化Fig.4 Changes of friction resistance coefficient with Re changes图5 盘螺旋槽管与螺旋光管摩擦阻力系数^[8]比较

Fig.5 Friction resistance coefficient comparison between hovering spiral groove tube with common spiral pipe

3.2 换热分析

图 6(见下页)给出了外侧流量不同时同轴换热器对应的传热系数随管内 Re 的变化. 由图可知总的

k_i 随管内 Re 的增加而增大,根据图中趋势线可以得出当外侧流速 $u_o = 1.04$ m/s 时, k_i 的增加速度是管内 Re 的 0.0467 倍. 当外侧流速 $v_o = 1.04$ m/s 时 k_i 的增加速度较 $u_o = 0.64$ m/s 时要快,两者之间的差距也逐渐增大,由此可见当 Re 较大时增大壳侧水的流量对整体换热性能的提升更有利.

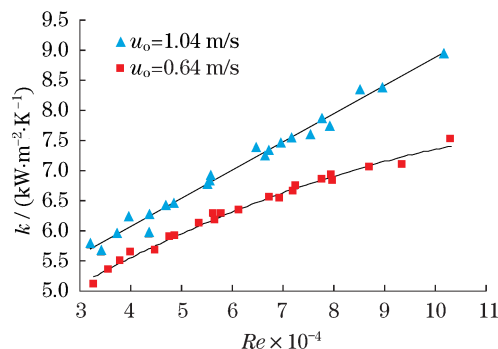


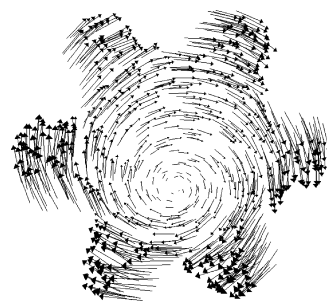
图6 同轴换热器整体换热性能

Fig.6 Whole heat transfer performance of coaxial heat exchanger

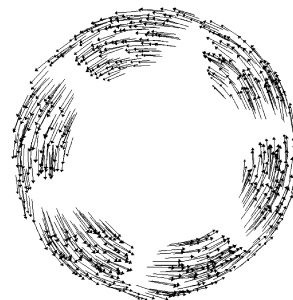
3.3 流场分析

为了对同轴换热器内外侧流动了解得更加深入,采用耦合换热的方式对所研究的同轴换热器进行了数值模拟,采用非结构化网络对其进行网格划分,97%的网格歪斜率小于0.6,未出现歪斜率大于0.9的网格,整体网格质量较好.内管和外管壁面处理成耦合壁面,该耦合壁面为内管和外管公用壁面,管内外能量可以通过该公共壁面进行传递.以水为介质,采用 realizable $k-\epsilon$ 模型,基于同轴换热器实际运行工况内管出口和外管出口均设置为压力出口,压力均为1000 Pa,进口采用速度进口,公共壁面设置为耦合壁面.图7给出了管内和环形空间横截面上的速度分布.由图7(a)可知,流体在内管横截面上形成偏心的涡流,流体具有自凹槽根部经中心区域向另一侧运动的情况,也就是说流体在管内发生了掺混.流体在盘旋螺旋管内总螺旋流动增大了流体与壁面及周围流体的接触时间,在一定的流速范围内这将有利于提高管的换热能力,但同时也增大了流体的压降.流体在管内的掺混一方面能够加快流体内部热量的传递,有利于换热;另一方面也增大了压降.流体在管内形成偏心涡流的主要原因是离心力作用的结果.由图7(b)可知,流体在环形空间内的流动也要受到离心力的作用,但是并没有发生偏心流动,如图7(b)所示,这主要是因为环形空间较小.在环形空间内,管壁附近的流体受螺旋槽

道的引导作用发生了螺旋流动,该流动增大了流体与管壁及周围流体的接触,因此同样在一定流速范围内有利于强化换热但也会增大压降.



(a) 内管横截面上的速度分布



(b) 环形空间横截面上的速度分布

图7 同轴换热器管内外速度分布

Fig.7 Velocity distribution of inside and outside of coaxial heat exchanger tube

图8给出了同轴换热器总的传热系数的实验值与模拟值比较,由图8可知模拟值随 Re 的变化趋势与实验值相同,模拟值低于实验值30%~40%,且差别随着 Re 的增大而减小.模拟值之所以低于实验值有以下原因:第一,模拟计算没有考虑同轴换热器进出口部分,而这些部分是同轴换热器内换热较为强烈的部分;第二,模拟修正了实际内管截面使之相对规则一些,但是这些修正减弱了壁面

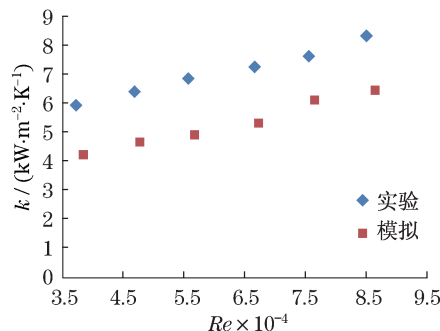


图8 同轴换热器传热系数实验值与模拟值比较

Fig.8 Comparison between experimental results and simulation results of Coaxial heat exchanger heat transfer coefficient

的扰动作用,降低了总的传热性能.综上所述,模拟值低于实验值是合理的,两者之间的误差是可以接受的,由此说明在模拟同轴换热的过程中所采用的方法和模型是合理的.

4 结 论

在 Re 为 $3 \times 10^4 \sim 10 \times 10^4$ 范围内分别采用实验方法对同轴换热器和盘旋状态下的螺旋槽管进行了流动和换热研究.

a. 摩擦阻力系数随着 Re 的增大而减小.在相同 Re 下,盘旋状态下螺旋槽管的 f 是光管螺旋管的 3~3.5 倍.

b. 同轴换热器总的 k_i 随管内 Re 的增大而增大,当 Re 较大时,提高壳侧速度对换热性能的提升更有利.

c. 由于离心力的作用,在同轴换热器的内管横截面上发生了偏心的螺旋涡流,该涡流在一定的流速范围内有利于强化传热但同时也将增大压降.

参考文献:

[1] Withers J G. Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid: part I single-helix ridging[J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 2(1): 48-58.

[2] Withers J G. Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid, part II Multiple-helix ridging[J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 2(2): 43-50.

[3] Vicente P G, Garc A, Viedma A. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(4): 671-681.

[4] Rozzi S, Massini R, Paciello G, et al. Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: comparison between smooth and helically corrugated wall tubes[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 79(1): 249-254.

[5] Aly N H, Bedrose S D. Enhanced film condensation of steam on spirally fluted tubes[J]. Desalination, 1995, 10(3): 295-307.

[6] Zach'ar A. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(19/20): 3928-3939.

[7] Rogers G F C, Mayhew Y R. Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1964, 7(11): 1207-1216.

[8] 顾维藻, 神家锐. 强化传热[M]. 北京: 科学出版社, 1990.

(上接第 292 页)

4 结 论

从以上结果分析可以看出,使用这种新型添加剂,实验机组的各项性能均得到了优化,因此,添加剂的良好性能得到了发挥.添加剂添加完毕后,经过长达 40 天的运行,空调的运行参数变化不大,机组运行也基本处于稳定状态,初步验证了该添加剂对空调系统性能的改善效果比较稳定,此产品可以长久地发挥作用.在压缩机上未见噪音、震动过大等现象,且外表温度并不十分高,对于其内部的磨损情况及其它影响还有待进一步研究.

参考文献:

[1] 魏龙. 冷冻机油对压缩式制冷系统的影响及选择[J].

压缩机技术, 2001, 170(6): 18-20.

[2] 加藤忠纪, 华志宏. 冷冻机油与制冷剂[J]. 家用电器科技, 2000(2): 31-34.

[3] 刘美静, 刘颖, 王芳, 等. 一种改善空调器性能的新型极化冷冻油添加剂[C]//2008 年化工机械年会论文集. 2008: 511-514.

[4] 李国云, 王芳, 刘颖. 生物型添加剂对改善空调器性能的应用研究[J]. 流体机械, 2008, 36(5): 54-57.

[5] Wilkins C H T, Deceased J, Hammack C B, et al. Method and composition for improving the energy efficiency of heat pump systems; US, 4963280[P], 1996-10-16.

[6] Sgarbi A P, Barr T L. Air conditioning and refrigeration system using a calcium salt of dialkyl aromatic sulfonic acid; US, 6 369 006B1[P]. 2002-08-09.

[7] 刘玉萍, 姜宪国. 极化冷冻油添加剂介绍[J]. 制冷技术, 2003(3): 62-63.