

文章编号:1674-2869(2014)08-0065-05

内置螺旋叶片转子换热管传热及污垢性能

徐建民,王俊冕,曾 凯,周骏昌,刘 康,李智勇

武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430205

摘 要:在相同管长,相同管径及相同实验工况下,对内置螺旋叶片转子换热管和光管进行换热实验,研究了该两种换热管的传热性能,并对分析实验后两种换热管的污垢沉积厚度,最后利用 FLUENT 软件研究内置螺旋叶片转子换热管和光管的 $z=290\text{ mm}$ 、 $z=710\text{ mm}$ 两处截面的污垢分布.结果显示:在同样的条件下,内置螺旋叶片转子换热管比光管具有更好的传热性能,前者的传热系数大约是后者的 1.3 倍左右;相对于光管螺旋叶片转子换热管的传热效果趋于稳定;螺旋叶片的换热管内部污垢沉积分布均匀,并且叶片转子两端区域的污垢沉积分布大致一样;光管内整体污垢分布不太均匀,同一截面处顶端污垢厚度明显大于底端;从光管的入口到光管的出口,颗粒的污垢沉积厚度逐渐增大.内置螺旋叶片转子换热管相对于光管具有良好的抗垢特性,提高了传热效率.

关键词:内置螺旋叶片转子;传热;颗粒;污垢厚度;抗垢

中图分类号:TQ051.501

文献标识码:A

doi:10.3969/j.issn.1674-2869.2014.08.012

0 引 言

随着强化传热中无功强化传热技术的快速发展,不需要外部的功能消耗,在无功强化技术的研究中,换热管内置插入物的强化传热技术没有改变传热表面的形状,大量的适用于设备的改造.换热管内沉积的污垢导致换热设备的总传热系数明显减小,降低传热效果并导致生产效率低下,因此,换热管内易结垢导致的传热劣化是现代工业生产节能中应该重点考虑的问题.内置螺旋叶片转子换热管的抗垢特性能够有效提高传热效率,从而能使传热劣化的问题得到大幅度的改善.内置插入物类型的强化传热机理大概可以分成 4 种:使管壁流体与中心流体相互产生置换作用;旋转流的影响;内置插入物能够分割流体,破坏流体边界层;形成二次流.本文中对内置螺旋叶片转子换热管传热性能及结垢特性进行研究.

1 实验部分

1.1 实验目的

通过测试换热过程中温度 t , 流量, 计算出传热系数 K , 并且同时观察换热管内部结垢分布情况, 并用 fluent 模拟换热管内污垢分布, 得出云

图, 对比分析得出内置螺旋叶片转子换热管的传热效率高及其抗垢优点.

1.2 实验原理

换热器对流传热中, 确定热量衡算及传热平均温度差, 利用基本传热速率方程式, 求解总传热系数^[1], 实验原理理论公式具体如下:

$$\Phi = KA\Delta t \quad (1)$$

$$\Delta t = \frac{(t_w - t_1) - (t_w - t_0)}{\ln(t_w - t_1) / (t_w - t_0)} \quad (2)$$

其中, A 为换热面积 (m^2), K 为传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), Δt 流体对数平均温度, t_1, t_0 分别为流体进出口温度 ($^{\circ}\text{C}$), t_w 为管壁温度 ($^{\circ}\text{C}$).

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2} + t_{w3}}{3} \quad (3)$$

换热管的热流量 Φ 可以表示为

$$t_w = \rho \pi c_p d_e^2 v (t_0 - t_1) \quad (4)$$

式(3)中 ρ 为流体密度, c_p 为流体比定压热容 ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$), d_e 为当量直径 (mm), v 为流体流速 (m/s).

$$\text{流速 } v = \frac{4q_v}{\pi d_e} \quad (5)$$

式(5)中 q_v 为流体体积流量, m^3/h .

联立式(1)式至(5)可以求解出传热系数为

$$K = \frac{\rho d_v^2 v c_p^2 (t_0 - t_1)}{4 d_a l \Delta t} \quad (6)$$

收稿日期:2014-04-03

作者简介:徐建民(1965-),男,湖北武汉人,教授,硕士.研究方向:新型高效化工设备的研究与开发.

1.3 实验模型

表 1 列出了两种模型换热管在外径、壁厚、管长的参数相同情况下进行的实验对比分析。

表 1 实验用换热管类型名称及尺寸

Table 1 Type name and sizes of tubes in the experiment mm

序号	类型	外径	当量直径	壁厚	管长
1	螺旋叶片管	26	25	0.8	1 000
2	光管	26	25	0.8	1 000

图 1 是内置螺旋叶片转子换热管结构,换热管总长 1 000 mm,螺旋叶片转子所处位置如图 1 所示,从换热管左端的 300 mm 处到 700 mm 处,由图 1 可知,螺旋叶片两部分叶片是对称结构。

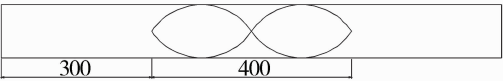
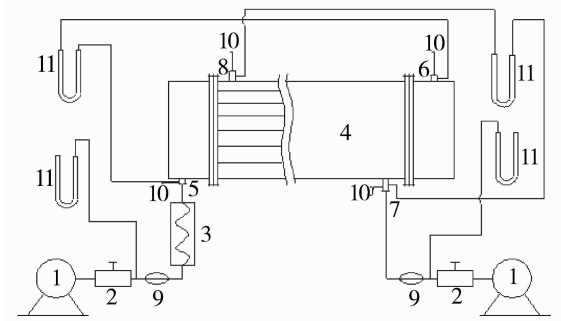


图 1 换热管内部螺旋叶片转子结构及所处位置示意图

Fig. 1 The spiral blade rotor structure and location in the tubes

实验装置系统包括换热管、循环管路、温度及压力至系统等 如图 2 所示。



注:1-水泵 2-阀门 3-加热器 4-换热器 5-热流体进口
6-热流体出口 7-冷流体进口 8-冷流体出口 9-流量计
11-U 型压差计

图 2 实验流程装置

Fig. 2 The experimental circuit device

1.4 实验参数

热流体颗粒溶液进口温度保持在 100 ℃;冷流体自来水进口温度保持在 20 ℃;控制阀门大小及水泵使管程内部流体入口流速保持稳定在 1 m/s;颗粒溶液颗粒密度取 2 500 kg/m³,颗粒粒径取 40 μm;水密度取 997.2 kg/m³,黏度取 0.001 kg/(m·s)。

1.5 实验方案

(1)由于该实验要看到明显的对比试验结果,一般工作情况下,试验周期比较长. 为了减少试验时间,本实验采用不溶于水的固体颗粒溶液,颗粒密度 2 500 kg/m³,粒径 40 μm,此颗粒溶液在换热管内容易结垢,有利于实验研究^[2-3]。

(2)图 2 中由水泵抽取颗粒溶液,经过加热器加热至 100 ℃并保持恒温,加热完毕的颗粒溶液输送到换热管中,壳程中利用 20 ℃自来水来冷却颗粒溶液。

(3)试验中在冷、热流体进口接管处各布置一个 DJ 型笛型均速管测量冷、热流体的进口流速,进出口压降及 Cesena 点压力用 BT 型 U 型压差计测量;分别在壳程和管程的进出口位置布置一个温度传感器测定冷、热流体的进出口温度,在换热管壁处均匀分段的放置 3 个温度传感器测管壁的温度,用来求管壁的平均温度 $t_w^{[4-5]}$ 。

(4)电加热器功率 5 kW,通过手动开关控制入口颗粒溶液温度,流量计、温度测量仪都进行了标定和校正,换热器的保温材料符合标准,具有良好的保温性能. 在管程颗粒溶液入口温度保持恒定,分别测取在管程流量恒定、系统稳定后的各参数值。

2 实验结果分析及结论

2.1 传热性能结果分析

分别对光管和内置螺旋叶片转子换热管的各参数,每隔 10 min 测量 1 次实验数据并记录下来,然后通过理论部分的推导公式(6)计算处理得到两换热管的总传热系数 K 的变化数据. 如图 3 所示。

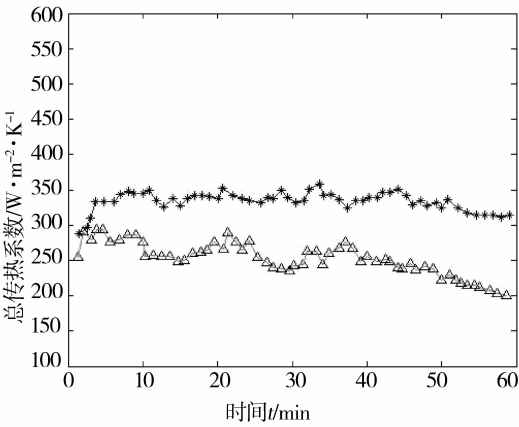


图 3 光管总传热系数和内置螺旋叶片转子换热管总传热系数
Fig. 3 Overall heat transfer coefficient of the plain tube and built-in helical blade rotor tube

注:△K₂, * K₁

2.2 传热分析结论

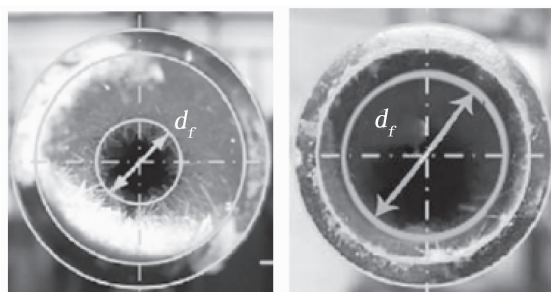
(1)图 3 中曲线 K₁ 为内置螺旋叶片转子换热管总传热系数趋势曲线,下面曲线 K₂ 为光管总传热系数趋势曲线,可知在同等流速下,K₁ 明显大于 K₂,可以说明在相同直径、相同长度情况下,螺旋叶片转子强化管径传热效率明显大于光管,其传热效率大约是光管的 1.3~1.6 倍^[6]。

(2)随着时间推移, K_1 、 K_2 传热系数逐渐下降,而 K_1 一直比较稳定,这是因为随着时间的推移,污垢会在管壁上沉积,使总热阻增大,而导致传热系数减少,由此说明螺旋叶片转子强化管换热也很稳定,具有良好抗垢性能。

为了进一步的研究两种换热管的抗垢性能,将两种换热管的上述实验时间延长至一周,分别将光管和内置螺旋叶片换热管通入上述颗粒溶液,在同样的工况下工作 1 周,结束后对比两换热管污垢沉积的情况。

2.3 污垢性能结果

图 4 中螺旋叶片转子换热管的污垢沉积厚度明显小于光管污垢沉积厚度,这是因为螺旋叶片转子旋转扰乱了污垢的沉积,使部分颗粒随溶液排出管外,而光管中的颗粒溶液从入口向出口排出的过程中受到重力的影响,颗粒慢慢的往下沉积,随着时间推移并累积变多.表明内置螺旋叶片转子换热管能够抵抗污垢的沉积,具有良好的抗垢性能。



(a) 光管 (b) 螺旋叶片管

图 4 $z=1\ 000\text{ mm}$ 出口处污垢分布图

Fig. 4 Dirt distribution of the Outlet at $z=1\ 000\text{ mm}$

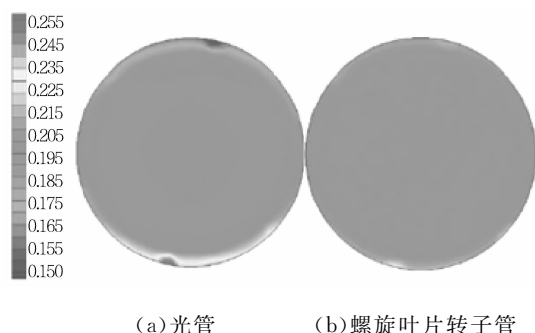
另外对光管和螺旋叶片转子换热管 $z=295\text{ mm}$ 和 $z=710\text{ mm}$ 两横截面用 fluent 进行污垢分布模拟验证分析.把管入口位置的颗粒溶液体积分数大小设为 20%,选取管的入口截面设为入口速度边界条件;管的出口截面设为出口压力边界条件,出口截面压力值设为 0 Pa.由于该换热实验中颗粒溶液存在两相,主要考虑固体颗粒影响,于是模拟结果偏差的影响中一定要考虑重力作用,在 fluent 中勾选竖直向下的重力条件,大小为 9.8 m/s^2 .在 fluent 中导入处理好的 mesh 文件,在 scale 设置中单位设为 mm,由于螺旋叶片转子旋转扰流,管内湍流的各向异性很强烈,颗粒溶液流动时径向速度和切向度的脉动更加强,因此选择 $k-\epsilon$ 、RNG 湍流模型来计算.此外,选用 SIMPLE 方式计算速度和压力的耦合,湍流中宜选二阶迎风方法计算,并且使用 QUICK 的离散格式,将管入口的平均压力趋向稳定定义为收敛条件,设

置残差值小于 10^{-6} [7].

2.4 污垢分布模拟

(1)从图 5(a)中可以看出 $z=290\text{ mm}$ 横截面处,光管顶部沉积的污垢体积分数很明显小于它底部颗粒污垢的体积分数,说明换热管内颗粒污垢受到重力影响,更加容易沉积在换热管底部.而在内置螺旋叶片转子换热管的底部污垢分布并不多,底部和顶部污垢体积分数大部分都在平均水平.表明螺旋叶片转子能有效的打乱颗粒的沉积,使颗粒更容易排出换热管。

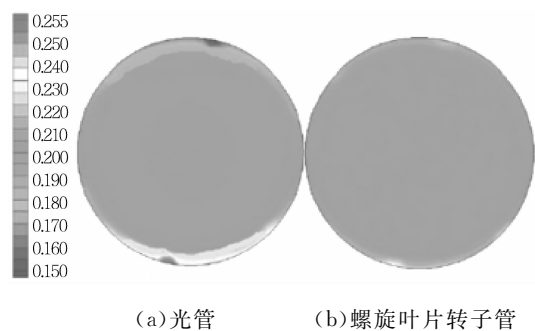
(2)结合图 5(a)和图 6(b)可以看出,不仅在 $z=290\text{ mm}$ 截面处,而且在 $z=710\text{ mm}$ 处,内置螺旋叶片转子换热管底部的污垢体积分数都小于光管.表明螺旋叶片转子的旋转扰流能大量减少内置转子部分区域污垢的沉积量,而且能对转子段之外的两端区域的抗污垢能力有所提高。



(a) 光管 (b) 螺旋叶片管

图 5 $z=290\text{ mm}$ 横截面处污垢分布云图

Fig. 5 Cross-section of the dirt contours at $z=290\text{ mm}$



(a) 光管 (b) 螺旋叶片管

图 6 $z=710\text{ mm}$ 横截面处污垢分布云图

Fig. 6 Cross-section of the dirt contours at $z=710\text{ mm}$

(3)对比图 5(a)和图 6(b)不难发现光管 $z=710\text{ mm}$ 出口处截面底部的颗粒污垢体积分数比 $z=290\text{ mm}$ 处进一步增大,顶部的体积分数进一步减小,而内置螺旋叶片转子换热管在 $z=290\text{ mm}$ 和 $z=710\text{ mm}$ 两处的污垢体积分数分布基本一致,整个截面的污垢体积分数比较均匀,并且都明显小于光管的沉积的污垢体积分数.这是由于在内置螺旋叶片转子的旋转作用下, $z=290\text{ mm}$ 和 $z=710\text{ mm}$ 处的颗粒很难沉积下来,基本上均匀分布在溶液中。

(4)不管是光管还是内置螺旋叶片转子换热管,其内部两侧的污垢分布都较少,并且比较均匀,换热管抗垢应该重点考虑管的底部。

3 结 语

a. 在相同当量直径、相同管长和相同实验工况下,内置螺旋叶片换热管比光管的总传热系数大,具有更好的强化传热性能,且其强化传热效率较光管提高约 30%,同时螺旋叶片换热管传热效果随着时间的推移,基本保持稳定趋势,而光管的传热效果逐渐下降。

b. 因为在颗粒自身竖直向下的重力作用下,颗粒污垢逐渐向下沉积,光管底部的颗粒污垢沉积量明显高于光管顶部,并且颗粒随着溶液从入口流向出口,颗粒污垢沉积量随着增加。由于在内置螺旋叶片转子旋转的扰流作用下,转子强化管内的污垢沉积量较光管显著的减少了,特别在转子两端截面处,污垢沉积量分布趋于均匀,结果表明,和光管相比螺旋叶片转子换热管具有更好的抗垢、除垢性能。

致 谢

感谢武汉工程大学机电工程学院腐蚀与防护实验室老师及同学的热情帮助和支持。

参考文献:

- [1] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1998.
YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat Transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998. (in Chinese)
- [2] 喻九阳,聂思皓,郑小涛,等. 波纹管内层流脉动传热和阻力特性的数值研究[J]. 武汉工程大学学报, 2013, 35(2): 60~65.
YU Jiu-yang, NIE Si-hao, ZHENG Xiao-tao, et al. Numerical study of laminar pulsating bellows heat

transfer and pressure drop characteristic[J]. Wuhan Institute of Technology Journal, 2013, 35(2): 60-65. (in Chinese)

- [3] 徐志明,张进朝. CaSO_4 析晶污垢形成过程的数值模拟[J]. 东北电力大学学报, 2008, 28(1): 8-11.
XUN Zhi-ming, ZHANG Jin-chao. Numerical simulation of the formation of CaSO_4 crystallization fouling process[J]. Northeast Electric Power University Journal, 2008, 28(1): 8-11. (in Chinese)
- [4] 彭威,阎华,关昌峰,等. 内置组合转子换热管的综合传热性能[J]. 化工进展, 2012, 31(4): 749-753.
PENG Wei, YAN Hua, GUAN Chang-feng, et al. Overall heat transfer performance of the builtin combination of rotor tubes[J]. Chemical Engineering Progress, 2012, 31(4): 749-753. (in Chinese)
- [5] 姜鹏,阎华,关昌峰,等. 内置转子换热管强化传热性能实验研究[J]. 化学工程, 2012, 40(7): 10-13.
JIANG Peng, YAN Hua, GUAN Chang-feng, et al. Experimental study of strengthening heat transfer performance of the built-in rotor tubes[J]. Chemical Engineering Progress, 2012, 40(7): 10-13. (in Chinese)
- [6] 彭威,关昌峰,张震,等. 不同倾角螺旋叶片转子综合传热性能数值模拟[J]. 化工进展, 2012, 31(11): 2406-2410.
PENG Wei, GUANG Chang-feng, Zhangzhen et al. Numerical simulation of different helical blade tilt rotor overall heat transfer performance[J]. Chemical Engineering Progress, 2012, 31(11): 2406-2410. (in Chinese)
- [7] 姜鹏,阎华,关昌峰,等. 内置转子圆管内 CaCO_3 污垢形成过程的数值模拟[J]. 北京化工大学学报:自然科学版, 2013, 40(3): 1-5.
JIANG Peng, YAN Hua, GUAN Chang-feng, et al. Numerical simulation of the formation of CaCO_3 dirt in built rotor tube[J]. Beijing University of Chemical Technology Journal: Natural Science, 2013, 40(3): 1-5. (in Chinese)

Heat transfer and performance of built-in helical blade rotor tube

XU Jian-min ,WANG Jun-mian ,ZENG Kai ,ZHOU Jun-chang ,LIU Kang ,LI Zhi-yong

School of Mechanical & Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

Abstract: In the same tube length, the same diameter and the same experimental conditions, the heat-transfer experiment of a built-in helical blade rotor tube and a plain tube was conducted to study the heat-transfer performance of the two kinds of tubes, and the dirt deposition thickness of the two kinds of tubes was comparatively analyzed, finally, the FLUENT software was used to study the dirt distribution of the built-in helical blade rotor tube and the plain tube at the cross-section of $z=290\text{mm}$ and $z=710\text{mm}$. The results show that the built-in helical blade rotor tube has better heat-transfer performances than the plain tube in the same conditions, and the heat-transfer coefficient of the former is about 1.3 times of the latter; the heat-transfer performance of the built-in helical blade rotor tube is more stable than that of the plain tube's. The dirt inside the built-in helical blade rotor tube is evenly distributed, and the dirt distribution in both ends of it is basically the same; the dirt inside the plain tube is unevenly distributed, and the dirt deposition thickness in the top is obviously bigger than that in the bottom; the dirt deposition thickness of particles becomes larger; from the entrance to the export of the plain tube. The built-in helical blade rotor tube has better anti-fouling characteristics than the plain tube, improving the heat-transfer-efficiency.

Key words: built-helical blade rotor tubes, heat transfer, particle, dirt thickness , Anti-fouling

本文编辑:陈小平