

文章编号:0253-4339(2015)01-0107-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2015.01.107

基于三叶扭曲膨胀管技术的油冷器实验分析

黄媛媛 周帼彦 钱泰磊 安冬旭 杨留 朱冬生

(华东理工大学机械与动力工程学院 承压系统安全与科学教育部重点实验室 上海 200237)

摘要 传统管壳式油冷却器的传热效率较低,且存在壳程流动死区及易结垢等缺点。本文采用新型三叶形扭曲膨胀管技术提高传统油冷器的传热。通过实验测试平台测试得到的三叶形扭曲膨胀管油冷器传热及压降数据,与光滑圆管油冷器、传统翅片管油冷器和花瓣状翅片管油冷器进行对比分析。研究表明,采用三叶形扭曲膨胀管技术能明显提高油冷器传热系数,但比外翅片管油冷器压降更高,在较低雷诺数下,三叶形扭曲膨胀管油冷器综合性能比翅片管油冷器差,而随雷诺数增加,其综合性能逐渐优于外翅片管油冷器,具有很好的推广应用前景。

关键词 油冷器;三叶管;强化传热;综合性能

中图分类号:TK172;TQ051.5

文献标识码:A

Experimental Analysis of Oil Cooler Based on Trefoil Screwed Expansion Pipe

Huang Yuanyuan Zhou Guoyan Qian Tailei An Dongxu Yang Liu Zhu Dongsheng

(School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Key Laboratory of Pressure Systems and Safety of Ministry of Education, Shanghai, 200237, China)

Abstract The traditional oil cooler with smooth tube has low heat transfer coefficient and dead zone in shell side flow, and it easily produces dirt. The trefoil screwed expansion pipe is used to enhance the heat transfer of the traditional oil cooler. The heat transfer and pressure drop of the oil cooler with trefoil screwed expansion tube were tested in an experimental system and compared with oil cooler with smooth tube and oil cooler with outer finned tube respectively. The result shows that the oil cooler with trefoil screwed expansion tube improves heat transfer coefficient more significantly compared with oil cooler with outer finned tube, but is accompanied by a higher pressure drop. With Reynolds number increasing, the comprehensive performance of oil cooler with trefoil screwed expansion tube is better gradually than the oil cooler with outer finned tube, which means that oil cooler with trefoil screwed expansion tube has good application prospect.

Keywords oil cooler; trefoil pipe; heat transfer enhancement; comprehensive performance

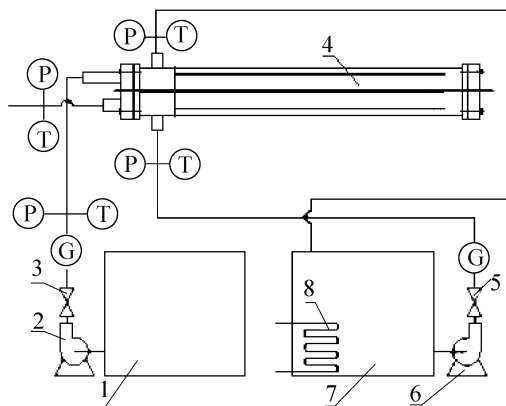
油冷却器在石油化工、能源动力等诸多行业发挥重要作用,被广泛应用于机械设备润滑油的冷却工艺,由于润滑油粘度大,操作流速低,导致一般油冷器传热系数很低,光管一般在 $350 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})^{[1-2]}$ 。近年来,对油冷器强化传热提出了很多方法,螺纹翅片管已在工业油冷器中应用^[3],总传热系数与肋化系数有关,而肋化系数过大会导致光坯管壁厚增加,不利于节省材料。邓先和等^[4-6]提出花瓣状翅片管,在周向翅片上开齿,通过增加翅间湍流度,获得较佳的传热效果,并对壳程支撑方式改变带来的强化效果进行实验分析,其综合性能优越,但加工难度大,很难推广应用。王杨君等^[7]提出旋流片支撑缩放管束换热器壳程结构的复合强化方法,以空气为壳程介质与空心环支撑进行了对比。钱颂文等^[8],谭祥辉

等^[9-10]分析研究的扭曲管换热器能够显著提高传热效果,然而其由于对换热管进行了压扁工艺,使传热热阻高侧的流通空间变大,不利于油侧对流传热系数的提高。王定标等^[11]在扭曲椭圆管的基础上提出了一种新型的三叶扭曲膨胀管,并对其管内换热过程进行了数值模拟,表明同雷诺数 Re 下,相比扭曲椭圆管,三叶扭曲膨胀管拥有更高的强化传热效果。由于螺旋三叶管为国内首创,因此国外对于螺旋三叶管的换热器的研究并没有涉及。三叶形扭曲膨胀管(以下简称 SP 管)能够实现壳程自支撑,并改变管壳程流通截面积比,使管壳侧传热膜系数提高,能够明显提高传热效果,壳程形成纵向螺旋形流道,提高了油侧湍动程度,因此有利于提高油冷器传热效果^[11]。为此自行设计了双管程双壳程的 SP 管油冷器,并与

翅片管油冷器进行实验对比研究,综合分析了 SP 管油冷器的强化传热效果。

1 实验方法

实验平台参考标准 JB/T 10379—2002 搭建,并参考该标准进行测试。换热器温度、压力和流量测点布置在管程、壳程进、出口接管处,其分布图见图 1。



1 冷水箱 2 管侧水泵 3 管侧阀门 4 被测油冷却器 5 壳侧阀门 6 壳侧水泵 7 热水箱 8 加热器 G 流量计
P 测压点 T 测温点

图 1 油冷器测试系统

Fig. 1 Testing system of oil cooler

主要测试 SP 管油冷器壳程油侧换热及压降性能,壳程介质为 30 号机油;管内换热介质为冷水,油箱 7 中的油经盘管 8 加热后流过油冷器 4 壳程,被从冷水箱 1 中流经油冷器 4 管程的水冷却,返回油箱循环使用。实验系统主要测试油冷器管程及壳程的体积流量 G_t, G_s , 进出口温度 T_i, T_o, t_i, t_o 及壳程进出口压差 Δp_s , 测试油冷器壳程截面布管图如图 2 所示 (数据单位:mm), 换热器壳程长度 L 为 1.00 m, 换热管基圆直径 $D = 7$ mm, 过渡圆弧半径 $d = 1$ mm, 叶高 3 mm, 扭距 $P = 70$ mm, 壁厚为 0.5 mm, 结构示意图如图 3 所示。

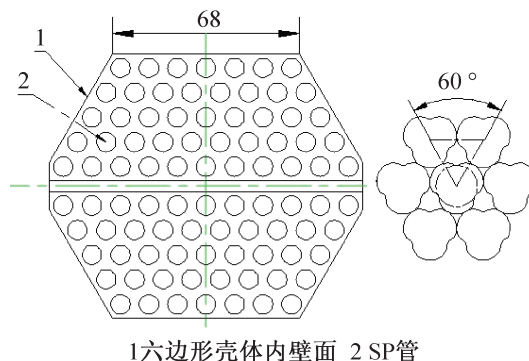
为保证每组实验数据的准确性,测试过程中,每组采集点数据均连续运行至稳定半小时以上后采集 20 组数据取平均值得到。

2 数据处理方案

换热器壳程流体流速,壳程当量直径以及壳程流体 Reynolds 数分别满足^[12]:

$$u_s = \frac{G_s}{A_s}, d_s = \frac{4A_s}{P_s}, Re_s = \frac{\rho u_s d_s}{\mu} \quad (1)$$

传热计算不计污垢热阻,由傅里叶定律以及传热过程基本方程,则换热器总传热系数满足:



1 六角形壳体内壁面 2 SP 管

图 2 油冷器壳程截面布管图

Fig. 2 Tube layout of oil cooler shell section

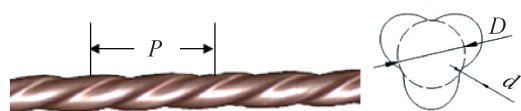


图 3 三叶扭曲膨胀管结构示意图

Fig. 3 Sketch of trefoil screwed expansion pipe

$$K = \frac{Q}{F \Delta T_m} \quad (2)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d_i}{h_i d_o} + \frac{\delta d_m}{\lambda d_o} + \frac{1}{h_s} \quad (3)$$

式中: Q 为管程换热量, W , 实验测试管壳程换热量误差在 10% 以内; F 为 SP 管换热器换热面积, m^2 , 按基圆管计算; ΔT_m 为实验对数平均温差^[13], K 。

$$Q = c_p m_i \Delta t \quad (4)$$

$$F = n \pi d L \quad (5)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})} \quad (6)$$

管程对流传热膜系数用 Dittus-Boelter 关联式进行计算,结合总传热膜系数计算关联式分离计算壳程努赛尔数 Nu_s , 定义壳程传热因子 j , 式中 Pr_s 为壳程油的普朗特数:

$$Nu_s = \frac{h_s d_s}{\lambda_s} \quad (7)$$

$$j = Nu_s Pr_s^{-0.3} \quad (8)$$

壳程摩擦系数满足式(9):

$$f = \frac{2d_s}{L} \frac{\Delta p}{\rho u^2} \quad (9)$$

式中:压降 Δp 可通过实验测试直接得到。

在对油冷器进行实验分析时,由于受到测试仪器精度的影响,实验测得的数据必然会存在一定的不确定度,为了保证实验结果的准确性,应对测试系统的可靠性和数据处理公式进行误差分析。参考文献[14]对实验测试系统的误差分析方法,本文采用二

次方公式的方法进行误差分析,以下是具体的计算分析结果:管侧传热膜系数总不确定度最大值为 7.2%,阻力系数为 4.8%,壳程传热系数不确定度最大值为 5.8%,平均值阻力系数为 3.1%,均在允许误差范围内。

3 实验结果分析与讨论

3.1 传热因子及摩擦因子分析

为了对比分析得到 SP 管油冷器相对于其他油冷器的强化传热性能,本文通过实验测得的实验数据与邓先和等^[6]研究的传统折流板(光滑管)油冷器、传统翅片管(螺纹翅片管)油冷器和花瓣状翅片管油冷器的实验数据进行传热与压降性能对比。

图 4 是实验测试的 SP 管油冷器与传统折流板油冷器、传统翅片管油冷器及花瓣状翅片管油冷器的壳程传热因子曲线。由图 4 分析可知:实验测试的 SP 管油冷器及传统翅片管油冷器传热因子均高于传统折流板式油冷器;SP 管油冷器壳程传热因子随雷诺数增长速度明显高于传统翅片管油冷器,当 $Re > 500$ 时,SP 管油冷器壳程传热因子较传统翅片管油冷器高,且随雷诺数增长,差值增大,传热效果优势明显。现象说明在低雷诺数下,传热面积的增加对传热效果有明显提高作用,当雷诺数逐渐升高时,传热面积的作用不再明显,而 SP 管的自支撑设计使管壳程流通截面积比例改变,从而使管壳程对流传热膜系数较翅片管油冷器更趋于对称。壳程由于流道的螺旋原因,形成变空间复杂的纵向流动,产生强紊流的同时又出现二次流,有效破坏流动边界层,增强了油侧传热效果。管程由于管形的立体螺旋扭转,使水侧产生二次流,传热系数也相应提高。

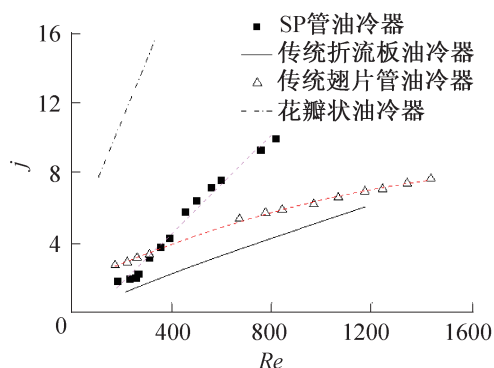


图 4 油冷器摩擦因子 j 实验数据比较
Fig. 4 Experimental data comparison of friction factor j in shell side of oil cooler

与花瓣状翅片管油冷器相比,SP 管油冷器传热效果处于劣势,原因是 SP 管油冷器与花瓣状翅片管

油冷器对与壳程流体流动的湍动程度均有促进作用,能有效破坏传热滞留层。而花瓣状翅片管油冷器结合了长孔波纹网板支撑结构,形成复合强化传热效果,SP 管油冷器则仅仅是对管形进行了改变,形成壳程自支撑结构;但花瓣状翅片加工要求高,制造困难,因此三叶扭曲膨胀管在制造加工、材料投入方面则明显优于花瓣状翅片管油冷器,工程应用中 SP 管油冷器有优势。

图 5 为实验测试的 SP 管油冷器与传统折流板式油冷器、传统翅片管油冷器和花瓣状翅片管油冷器的摩擦因子比较。结果表明:低雷诺数下摩擦因子随雷诺数变化明显,随雷诺数升高,摩擦因子变化趋于平稳;实验测试的传统翅片管油冷器压降最低,其他三种管形均低于传统折流板式油冷器;且花瓣状翅片管长孔波纹网板支撑结构的油冷器压降要高于 SP 管油冷器。

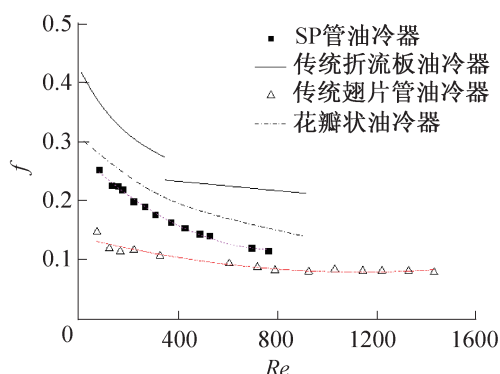


图 5 油冷器摩擦因子 f 实验数据比较
Fig. 5 Experimental data comparison of friction factor f in shell side of oil cooler

3.2 综合性能分析

工程应用中,换热器性能优越与否要综合考虑很多因素,包括经济性、可靠性、可行性、安全性等^[15],这里只考虑传热与阻力因素对实验测试的油冷器进行综合评价,目前常见的评价标准包括等流量、等压降和等泵功约束条件下的评价准则^[16]。按以上三种评价标准对所测试的两台油冷器进行了分析,图 6 ~ 图 8 分别为三种评价标准所得出的对比图,其中实线为同规格同流速下传统折流板油冷器评价线。

从图 6 ~ 图 8 分析可知:SP 管油冷器在低流速下综合性能较传统翅片管油冷器差,随流速 u 的增加,三种条件下 SP 管油冷器综合性能增长率均优于传统翅片管油冷器,等流量为约束条件下,SP 管油冷器综合性能在油侧流速达到 3.3 m/s 后开始优于传统翅片管油冷器;等压降约束条件下,当油侧流速达到 2.8 m/s 后,SP 管油冷器体现出综合性能优势;等泵功

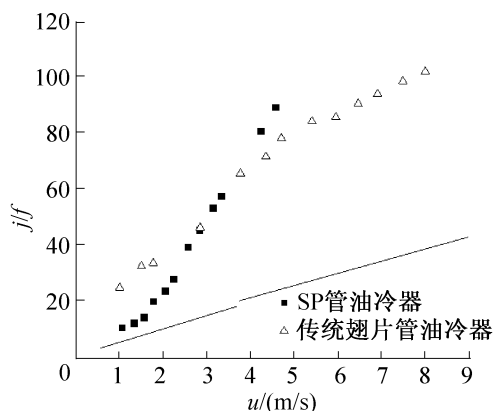


图 6 油冷器综合性能 j/f 随流速 u 变化
Fig. 6 Overall performance j/f with velocity u changes of tested oil coolers

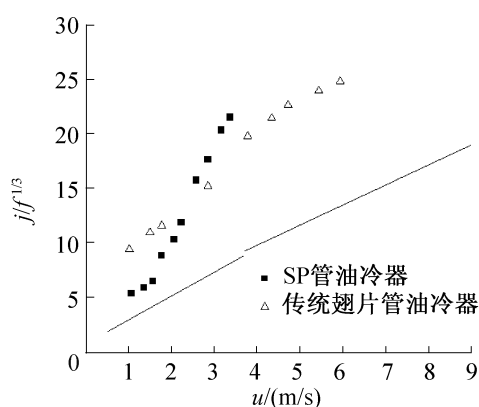


图 7 油冷器综合性能 $j/f^{1/2}$ 随流速 u 变化
Fig. 7 Overall performance $j/f^{1/2}$ with velocity u changes of tested oil coolers

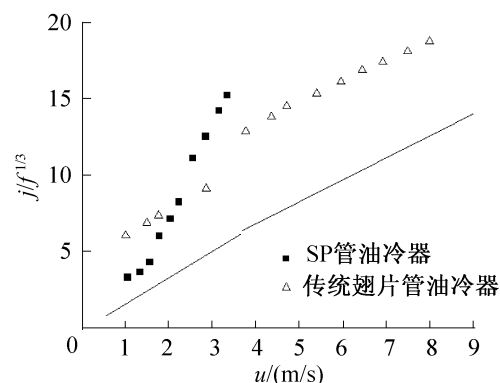


图 8 油冷器综合性能 $j/f^{1/3}$ 随流速 u 变化
Fig. 8 Overall performance $j/f^{1/3}$ with velocity u changes of tested oil coolers

条件下,SP 管油冷器综合性能在油流速 2.5 m/s 时就已经高于传统翅片管油冷器。在多数以泵功消耗为代价的冷油工艺中,采用 SP 管油冷器比传统翅片管油冷器综合性能优越。

采用 Webb $R L^{[17-18]}$ 综合性能准则关系式对 SP 管换热器的传热效果及流阻性能进行综合评价,即:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \bigg|_{\text{ep}} = \frac{h/h_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (10)$$

式中: η 指的是单位能耗下该油冷器壳侧传热膜系数 h 和传统折流板式油冷器壳侧的传热膜系数 h_0 的比值。 η 的值越大,说明换热器相对于基准换热器综合性能越好,即相同功耗下,能达到的传热效果更好。以传统折流板式油冷器为基准,各类油冷器的综合性能曲线如图 9 所示。

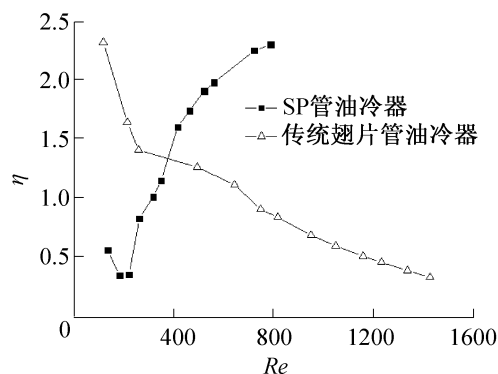


图 9 实验两台油冷器综合评价因子 η 对比
Fig. 9 Comprehensive performance η comparison of two oil cooler tubes

由图 9 可知:两种油冷器的壳侧综合评价因子均大于 1,翅片管油冷器综合评价因子伴随雷诺数的增加呈下降趋势,逐渐趋于稳定。这是由于随着雷诺数增加,翅片管油冷器传热系数和阻力系数较折流板油冷器均有提高,但前者传热系数的提高要小于后者阻力系数的增大,从而综合性能下降;而 SP 管油冷器综合评价因子呈上升趋势,逐渐趋于稳定,这是由于前者传热系数的提高要大于后者阻力系数的增大,从而综合性能上升。在较低雷诺数下,SP 管油冷器综合性能较翅片管油冷器差,随雷诺数逐渐提高,SP 管油冷器综合性能上升,在雷诺数达到 550 时,综合性能超越翅片管油冷器。综上所述:低雷诺数下油冷器的综合性能主要与换热面积有关,随着雷诺数的增加,流体的湍动程度逐渐起主导作用。SP 管油冷器在高雷诺数下有很好的综合传热性能。

4 结论

1) 本文对比分析了 SP 管油冷器与传统折流板油冷器、传统翅片管油冷器和花瓣状翅片管油冷器的传热及压降性能,结果表明 SP 管油冷器在 $Re > 500$ 后显示出明显的传热优势。

2) 采用三种评价方法对 SP 管油冷器进行了综合评价, 其综合性能随流速增加呈现上升趋势, 在达到一定流速时综合性能优于翅片管油冷器。

3) 以传统折流板式油冷器为基准, 综合评价了 SP 管油冷器与翅片管油冷器, 结果表明: 在低雷诺数下, 翅片管油冷器综合性能占优势, 随着雷诺数的增加, SP 管油冷器综合性能明显提高, 并逐渐优于翅片管油冷器, 有很好的工程应用前景。

符号说明

A_s ——壳程流通截面积, m^2
 c_p ——等压比热, $J/(kg \cdot K)$
 d_i ——换热管内径, mm
 d_m ——换热管中心线直径, mm
 d_o ——基圆直径, mm
 d_s ——壳程当量直径
 f ——摩擦因子
 F ——换热面积, m^2
 G_t, G_s ——管壳程体积流量, kg/s
 h_t ——管程对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 h_s ——壳程对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 T_i, T_o, t_i, t_o ——管壳程进出口温度, $^{\circ}C$
 Δp_s ——壳程压降, Pa
 L ——换热管长度, m
 S ——换热管扭矩, mm
 u_s ——壳程流体流速, m/s
 Re_s ——壳程雷诺数
 ρ ——密度, kg/m^3
 μ ——粘度, $Pa \cdot s$
 Q ——热负荷, W
 K ——总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 F_s ——总管外传热面积, m^2
 Δt_m ——对数平均温差, K
 δ ——换热管壁厚, mm
 λ ——换热管导热系数, $W/(m \cdot K)$
 m_t ——管程流体质量流量, kg/s
 n ——换热管根数
 j ——传热因子
 Pr_s ——普朗特数
 Nu_s ——努赛尔数
 λ_s ——壳程流体导热系数, $W/(m \cdot K)$

参考文献

[1] 程浩, 冯毅, 陈佳. 高粘度流体横掠花瓣管束的参数优化[J]. 低温与超导, 2012, 40(12): 50-55. (Cheng Hao, Feng Yi, Chen Jia. Parameter optimization of petal shaped fin tubes in crossflow of high viscosity fluid[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2012, 40(12): 50-

55.)
 [2] 尾花英一郎. 热交换器设计手册[M]. 北京: 石油工业出版社, 1982.
 [3] R Hosseini A, Hosseini-Ghaffar, M Soltani. Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles[J]. Apply Thermal Engineering, 2007, 27(5/6): 1001-1008.
 [4] Li Yuanxi, Zhu Dongsheng, Jiang Xiang. Effect of tube type on the performance of oil-cooler with fin tubes supported by helical baffles[J]. Journal of Shanxi University of Science & Technology, 2008, 26(1): 1-6.
 [5] 张正国, 林培森, 王世平, 等. 螺旋隔板花瓣管油冷却器的传热强化[J]. 化工学报, 2001, 52(6): 482-484. (Zhang Zhengguo, Lin Peisen, Wang Shiping, et al. Heat transfer enhancement of petal shaped fin tubes oil cooler with helical baffles[J]. CIESC Journal, 2001, 52(6): 482-484.)
 [6] 邓先和, 王世平, 林培森, 等. 油冷器强化传热研究[J]. 化工学报, 1995, 46(2): 245-249. (Deng Xianhe, Wang Shiping, Lin Peisen, et al. Investigation of heat transfer enhancement of the oil cooler[J]. CIESC Journal, 1995, 46(2): 245-249.)
 [7] 王杨君, 邓先和, 李志武. 旋流片支撑缩放管管束的复合强化传热[J]. 化工学报, 2007, 58(9): 2190-2193. (Wang Yangjun, Deng Xianhe, Li Zhiwu. Compound heat transfer enhancement of converged-diverged tube supported by twisted-leaves [J]. CIESC Journal, 2007, 58(9): 2190-2193.)
 [8] 钱颂文, 方江敏, 江楠. 扭曲管与混合管束换热器[J]. 化工设备与管道, 2000, 37(2): 20-21. (Qian Songwen, Fang Jiangmin, Jiang Nan. Heat exchangers with torsion tubes and mixed tubes[J]. Chemical Equipment and Pipeline, 2000, 37(2): 20-21.)
 [9] 于洋, 朱冬生, 曾力丁, 等. 扭曲管强化传热性能实验研究[J]. 化学工程, 2011, 39(2): 18-21. (Yu Yang, Zhu Dongsheng, Zeng Liding, et al. Experimental study on the performance of twisted tube heat transfer enhancement [J]. Chemical Engineering, 2011, 39(2): 18-21.)
 [10] Tan Xianghui, Sun He, Zhang Lizhen, et al. Shell side heat transfer enhancement in twisted elliptical tube heat exchanger[J]. CIESC Journal, 2012, 63(3): 713-720.
 [11] 王定标, 王宏斌, 梁珍祥. 扭曲三叶管传热与流阻性能的数值研究[J]. 化工学报, 2012, 63(7): 2064-2069. (Wang Dingbiao, Wang Hongbin, Liang Zhenxiang. Numerical research on heat transfer and flow resistance performance of twisted trifoliate tube [J]. CIESC Journal, 2012, 63(7): 2064-2069.)
 [12] 钱颂文, 朱冬生, 李庆领, 等. 管式换热器强化传热技

- 术[M]. 北京: 中国石化出版社, 2008: 20-22.
- [13] Xianghui Tan, Dongsheng Zhu, Guoyan Zhou, et al. Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55 (17/18): 4701-4710.
- [14] Moffat R J. Using uncertainty analysis in the planning of an experiment[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1985, 107 (2): 173-178.
- [15] 刘健鑫, 崔汉国, 代星, 等. 换热器设计方案多级可拓综合评价[J]. *化工学报*, 2011, 62 (7): 1970-1976. (Liu Jianxin, Cui Hanguo, Dai Xing, et al. Multilevel comprehensive evaluation for heat exchanger design schemes based on extension theory[J]. *CIESC Journal*, 2011, 62 (7): 1970-1976)
- [16] 何雅玲, 陶文铨, 王煜, 等. 换热设备综合评价指标的研究进展[C]//工程热物理学会传热传质学学术会议. 西安: 工程热物理学会, 2011.
- [17] Webb R L. Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, 122: 134-142.
- [18] Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surface in heat exchanger design[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, 24 (4): 715-726.
- 作者简介**
黄媛媛, 女, 硕士研究生, 华东理工大学机械与动力工程学院, 15901871622, E-mail: yyhuang111@126.com. 研究方向: 高效节能设备与强化传热研究.
- About the author**
Huang Yuanyuan, female, master candidate, School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, + 86 15901871622, E-mail: yyhuang111@126.com. Research fields: heat transfer enhancement and high efficiency heat exchanges.
-
- (上接第75页)
- phase thermosiphon working with mixture of water and methanol[J]. *Mechanics and Engineering*, 2000, 22 (2): 49-52.)
- [8] 陈东, 王越, 刘振义, 等. 热环非共沸循环工质的优选[J]. *节能技术*, 2000, 18 (2): 15-16. (Chen Dong, Wang Yue, Liu Zhenyi, et al. Selection of non-azeotropic mixture fluids for circuit[J]. *Energy Conservation Technology*, 2000, 18 (2): 15-16.)
- [9] Raffaele S, Nicola di F, Rainondo F, et al. Heat pipes with binary mixtures and inverse marangoni effects for microgravity application[J]. *Acta Astronautica*, 2007, 61 (1/6): 16-26.
- [10] 褚红蕊, 解国珍, 刘蕾. 用于脉动热管的二元混合工质热力特性探讨[J]. *制冷与空调*, 2010, 10 (6): 21-25. (Chu Hongrui, Xie Guozhen, Liu Lei. Discussion on thermodynamic properties of binary mixture as working fluid for pulsating heat pipe[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2010, 10 (6): 21-25.)
- [11] 褚红蕊, 解国珍, 刘蕾. 混合工质热力参数特性与脉动热管适应性研究[J]. *制冷与空调*, 2011, 25 (3): 216-219. (Chu Hongrui, Xie Guozhen, Liu Lei. Discussion on thermodynamic properties of binary mixture adaptation of pulsating heat pipe[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2011, 25 (3): 216-219.)
- [12] J Will Thompson, Theodore J Kaiser, James W Jorgenson. Viscosity measurements of ethanol-water and acetonitrile-water mixtures at pressures up to 3500 bar using a novel appillary time-of-flight viscometer[J]. *Journal of Chromatography A*, 2006, 1134 (1): 201-209.
- [13] 朱自强, 吴有庭. *化工热力学*[M]. 3版. 北京: 化学工业出版社, 2010: 224-273.
- [14] 王淑波, 蒋红梅. *化工原理*[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2012: 184-189.
- 通信作者简介**
崔晓钰, 女, 教授, 上海理工大学博士研究生导师, + 8621-55271568, E-mail: xycui2001@yahoo.com. 研究方向: 制冷与空调技术, 电子设备热分析与管理, 计算传热与流体流动, 强化传热传质技术及高效换热器.
- About the corresponding author**
Cui Xiaoyu, female, professor and doctoral tutor, University of Shanghai for Science & Technology, + 86 21-55271568, E-mail: xycui2001@yahoo.com. Research fields: refrigeration and air conditioning technology, electronic equipment thermal analysis and management, calculation of heat transfer and fluid flow, heat and mass transfer technology and efficient heat exchanger.