

横纹槽管内插断续扭带复合强化传热的实验研究

雷诗毅¹ 郭亚军¹ 桂 森² 毕勤成²

(1. 西安建筑科技大学 环境与市政工程学院 陕西 西安 710055;

2. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室 陕西 西安 710049)

摘 要: 本研究以导热油为工质,在层流和过渡流($Re < 7\ 000$) 范围内研究横纹槽管内插三种不同规格的断续扭带和同扭率($Y = 4.13$) 连续扭带的流动与强化换热特性。将实验数据进行回归分析得到了阻力系数和 Nu 的实验关联式,为复合强化传热的计算提供了理论依据。研究表明:横纹槽管内插扭带的综合换热性能优于内插相同扭带的光管,横纹槽管内插长度为 66 mm 的断续扭带的综合换热性能要优于同条件下内插连续扭带的光管。实验结果可为换热器的改造和新型换热器的设计提供理论依据。

关 键 词: 横纹槽管; 断续扭带; 复合强化传热; PEC; 阻力特性

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.09.003

引 言

强化传热技术是指能显著改善传热性能的节能技术^[1],实验采用将两种强化传热方式进行复合来研究其综合传热性能,一方面采用横纹槽管增大了传热面积。横纹槽管是 20 世纪 70 年代中期出现的一种高效换热元件,可以显著强化管内单相流体的传热效果,最早是由莫斯科航空学院 E. K. Kalinin 等人提出^[2],其总传热系数比光管高 50% ~ 70%,阻力比光管大 110% ~ 130%^[3]。后来有学者将横纹槽管用于熔盐换热的实验研究和数值模拟,得到了相应的无量纲实验关联式^[4-7]。另一方面用内插扰流元件 - 扭带来提高传热系数。管内插入物是最方便的一种强化传热技术,而其中扭带是结构最简单的一种旋流装置。而大量研究结果表明,扭带对低 Re 数和高 Pr 数流体的强化传热效果显著,对于

管内湍流工况强化效果不明显^[8]。

本文将同一种横纹槽管和不同形式的扭带相结合,研究其复合强化传热效果,得出最佳组合形式和适用的 Re 范围,为强化传热技术提供理论基础。

1 实验方案

1.1 实验系统

实验平台包括两套独立的循环系统,包括导热油循环回路和冷却回路。实验平台的系统有循环系统、加热系统、冷却系统和测量收集系统,如图 1 所示。

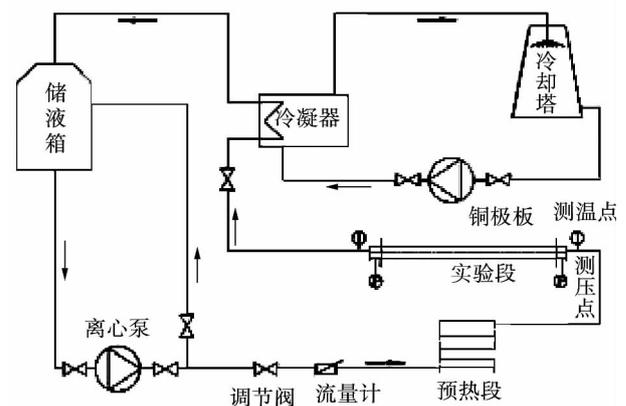


图 1 实验台系统图

Fig. 1 Systematic diagram of a test rig

实验工质是高位储液箱灌入离心泵,经泵升压后进入预热段中预热,随后进入测试管段进行换热流动实验,最后通过冷却换热器降温后返回到储液箱形成回路。实验中由 CMFO25 型质量流量计来测

收稿日期: 2015 - 10 - 27; 修订日期: 2016 - 05 - 11

基金项目: 国家科技支撑计划(2012BAA12B02)

作者简介: 雷诗毅(1991 -),女,湖北襄阳人,西安建筑科技大学硕士研究生。

试实验的质量流量,预热段和实验段进出口都装有 T 型面,每个截面布置 4 个热电偶丝采用专用的热电偶点焊机焊在管外壁用来测量外壁温。实验段进出口分别设有测压点来测量压力和压差,并安装取压环,压力由取压环引出与压力传感器和压差传感器相连来测量压力和压差。

1.2 实验测试管段规格

实验选用横纹槽管管内插入扭带进行强化传热实验。其中横纹槽管材质为 1Cr18Ni9Ti,实验段管段的长度为 1.25 m。其中管型尺寸如表 1 所示,实验中用横纹槽管就是用此规格的光管进行滚压加工制成。

表 1 测试管规格(mm)

Tab.1 Specifications of the tube tested(mm)

管型	内径 D_i	壁厚 δ	节距 P	肋高 e
光管	20	2.5	0	0
横纹槽管	20	2.5	31	1.1

1.3 扭带

实验所需扭带均以 1 mm 厚、16 mm 宽的钢片以顺时针旋转得到,连续扭带的扭率 Y 为 4.13,节距 J 为 66 mm。断续扭带是连续扭带按照所需尺寸进行裁减后,再用直径为 0.3 mm 的不锈钢丝以 100 mm 间隔长度进行串接。其结构参数如表 2 所示扭带的材质均为 1Cr18Ni9Ti。实验以光管内插连续扭带为基准,研究了同一扭率($Y = 4.13$)不同长度的断续扭带和连续扭带与横纹槽管复合换热情况。

表 2 断续扭带结构参数

Tab.2 Structural parameters of intermittent twisted strips

管型编号	扭率 Y	扭带长 L_1 /mm	L_1/D_i
DX01	4.13	66	3.3
DX02	4.13	99	4.95
DX03	4.13	132	6.6

2 实验结果分析

2.1 数据处理

工质在横纹槽管内的流速由下式计算:

$$u = q_m / A \cdot \rho \quad (1)$$

式中: u —管内流速, m/s; q_m —质量流量, kg/s; A —

管道流通截面积, m^2 ; ρ —管内工质的密度, kg/m^3 ;

该流速下对应的雷诺数为:

$$Re = \rho u D_i / \mu \quad (2)$$

式中: D_i —管内直径, m; μ —管内工质的动力粘度, $Pa \cdot s$;

测试管内工质摩擦系数为:

$$f = \frac{\Delta p D_i}{2l \rho u^2} \quad (3)$$

式中: Δp —实验段进出口压差, Pa; l —压差测试段长度, m;

实验采用的加热方法模拟了恒热流的边界条件,实验中的换热量取工质吸热量与加热功率的平均值。

工质的吸热量为:

$$Q_f = c_p q_m (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

式中: Q_f —工质吸热量, kW; T_{in} , T_{out} —流体进出口温度, K; c_p —导热油定压比热容, $kJ/(kg \cdot K)$;

实验段的换热量为:

$$Q = (Q_f + Q_w) / 2 \quad (5)$$

式中: Q —实验段总的换热量, kW; Q_w —实验段加热功率, kW;

实验段热流密度为:

$$q = Q / \pi D_i l \quad (6)$$

式中: q —实验段热流密度, kW/m^2 ;

管内流动传热系数的计算公式为:

$$h = q / (T_w - T_f) \quad (7)$$

式中: h —管内传热系数, $kW/(m^2 \cdot K)$; T_w —管内壁面温度, K; T_f —管内流体的温度, K;

管内流体温度取定性温度,即进出口流体温度的平均值。管外壁温度取所有壁面热电偶测量值的平均值。而管内壁温根据文献[9]含内热源一维圆管导热微分方程得到管内壁温 T_w 。

管内努赛尔数为:

$$Nu = h D_i / \lambda \quad (8)$$

图 2 和图 3 分别给出了表 1 所示规格的光管实验计算值 Nu_0 和 f_0 分别与 Gnielinski 和 Blasius 公式的计算值进行比较的结果, Nu_0 与 Gnielinski 公式计算值相对偏差在 $\pm 8\%$ 以内,而 f_0 与 Blasius 计算值偏差则在 $\pm 10\%$ 以内。实验结果表明实验台有很高的可靠性。

2.2 流动特性

复合强化管摩擦阻力系数 f 随着 Re 数的变化情况如图 4 所示。随着 Re 数的增加所有复合强化管的阻力系数 f 均减小。横纹槽管内插连续扭带的流动阻力系数最大, 为光管内插连续扭带的 2 ~ 5 倍, 而横纹槽管内插断续扭带的阻力系数是光管内插连续扭带 1.7 ~ 4 倍。而对于同一扭率下的断续扭带, 扭带长度越长阻力系数越大。

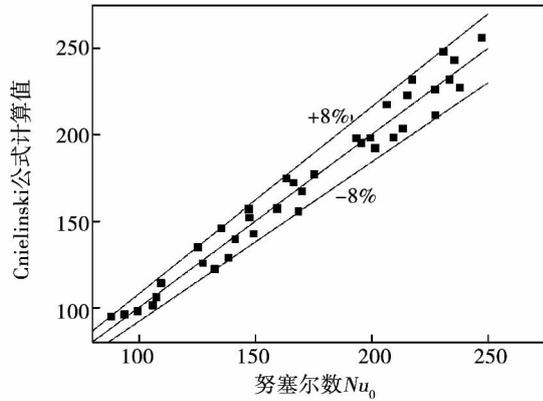


图 2 光管 Nu 的实验值与计算值对比

Fig. 2 Contrast of the test value and calculation one of the Nu number of a bare tube

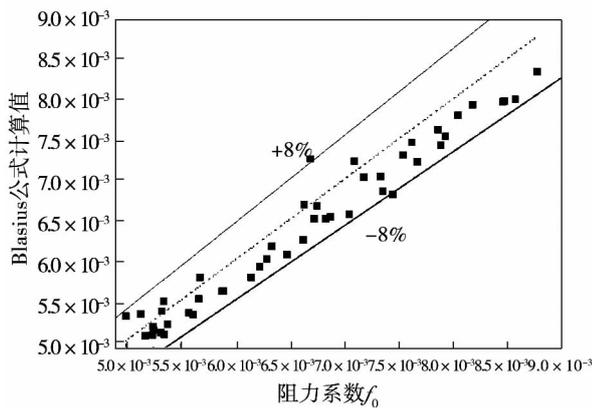


图 3 光管阻力系数实验值与计算值对比

Fig. 3 Contrast of the test value and calculation one of the resistance coefficient of a bare tube

用多元线性回归得到摩擦阻力系数 f 的实验关联式如下:

$$f = 0.70973Re^{-0.28927} (L_1/D_i)^{0.29405} \quad (9)$$

适用范围: $500 < Re < 7000$, $66 \text{ mm} < L_1 < 132 \text{ mm}$ 。其中拟合值与实验值相对偏差在 $\pm 10\%$ 以内。

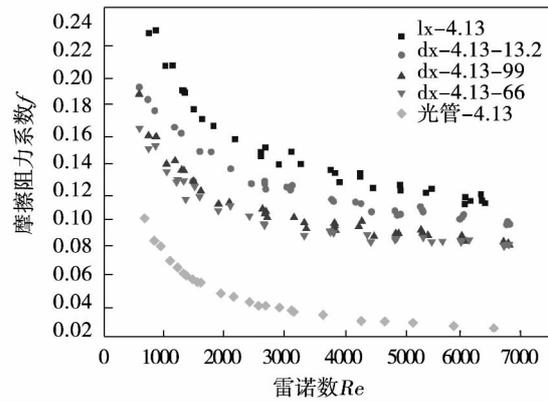


图 4 阻力系数 f 随 Re 的变化图

Fig. 4 Chart showing changes of the resistance coefficient f with Re

2.3 传热特性

图 5 为不同长度断续扭带和连续扭带与横纹槽管复合换热的 Nu 数随 Re 数的变化情况。图中可以看出, 所有复合强化管的 Nu 数都随着 Re 数的增加而增加, 其中横纹槽管内插连续扭带的强化换热效果最好; 断续扭带中, 长度为 66 mm 的扭带与横纹槽管复合强化换热的 Nu 数最大。如图 5(a) 所示, 层流工况下, 横纹槽管内插断续扭带的 Nu 数为光管内插连续扭带的 1.2 ~ 2 倍, 横纹槽管内插连续扭带的换热效果略好于断续扭带。过渡流工况下, 如图 5(b) 所示, 横纹槽管内插断续扭带的 Nu 数为光管内插连续扭带的 2.5 倍, 而横纹槽管内插连续扭带强化换热效果与断续扭带差别不大。

根据实验数据, 拟合得了如下 Nu 实验关联式:

$$Nu = 0.05681 Re^{0.83514} Pr^{0.4} \left(\frac{L_1}{D_i}\right)^{-0.10066} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (10)$$

适用范围: $500 < Re < 7000$, $66 \text{ mm} < L_1 < 132 \text{ mm}$, $50 < Pr < 190$; 其中拟合值与实验值相对偏差在 $\pm 10\%$ 以内。

3 综合性能评价

不管是横纹槽管亦或是扭带, 在强化传热的同时势必会导致其流动阻力的增加, 考虑到其经济, 选用 PEC 作为综合换热性能的评价指标, 其表达如下式(11)所示:

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (11)$$

如图 6 所示,图中可以看出所有复合强化管的 PEC 均大于 1,说明各强化管均能有效地强化传热。在 $Re > 1\ 000$ 时,长度为 66 mm 的断续扭带与横纹槽管的复合强化换热效果最好。图 6(a) 所示,层流时,所有横纹槽管内插扭带的 PEC 均随 Re 的增大而增大,只有光管内插连续扭带基本不变且有下降趋势。横纹槽管内插连续扭带的 PEC 值大于内插长度为 99 mm 和 132 mm 的断续扭带,光管内插连续扭带的综合换热性能最差。图 6(b) 所示,过渡流时,随着 Re 的增加,所有复合强化管的 PEC 值均减小,各管段复合强化效果开始减弱但始终大于 1。此时,长度为 132 mm 的断续扭带的综合换热效果最差。所以横纹槽管内插断续扭带强化传热时,选用合适长度的扭带至关重要。

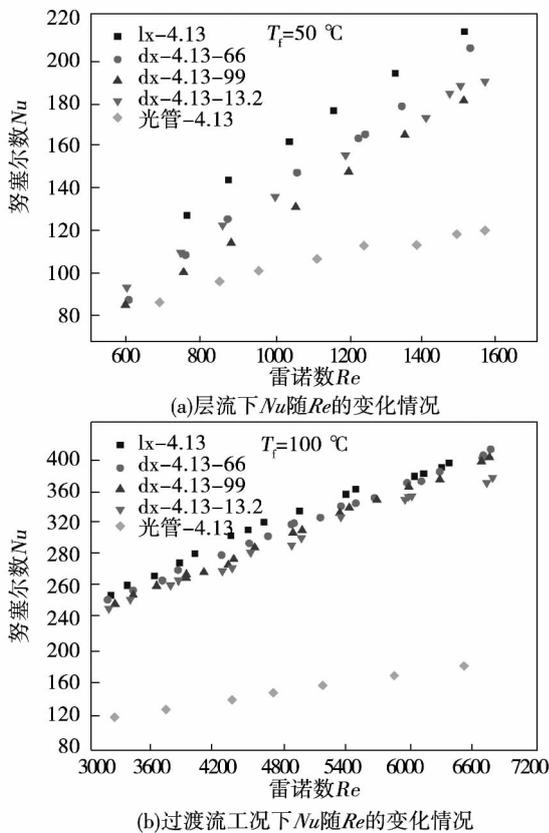


图 5 不同流态下的 Nu 随 Re 的变化关系图

Fig. 5 Chart showing changes of the Nu number with Re in various flow states

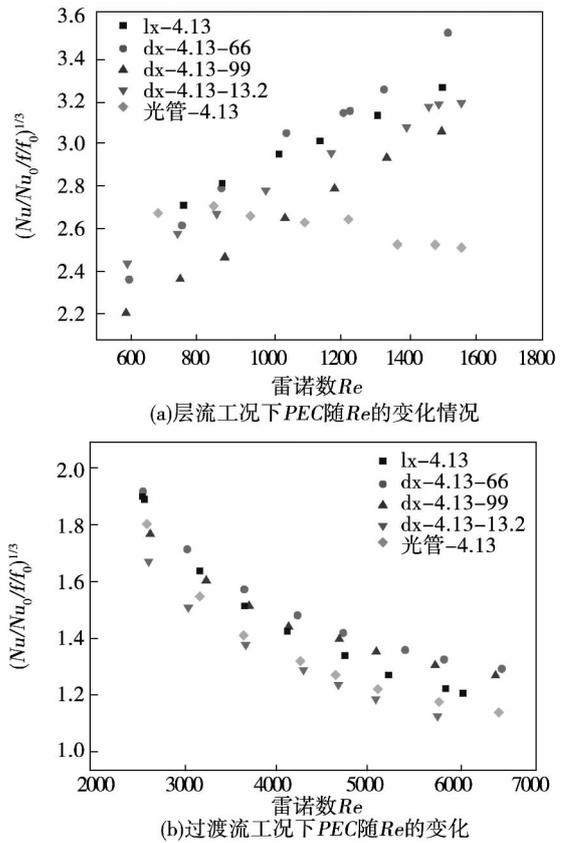


图 6 不同流态下 PEC 随 Re 的变化关系图

Fig 6 Chart showing changes of the PEC with Re in various flow states

4 结 论

通过横纹槽管内插断续扭带和同扭率连续扭带,以及光管内插连续扭带的流动及传热实验研究分析得到如下结论:

(1) 横纹槽管内插连续扭带的流动阻力系数最大,为光管内插连续扭带的 2 ~ 5 倍,而内插断续扭带的阻力系数是其 1.7 ~ 4 倍。而对于同一扭率下的断续扭带,扭带长度越长阻力系数越大;

(2) 所有复合强化管的 Nu 数都随着 Re 数的增加而增加,其中横纹槽管内插连续扭带的强化换热效果最好;断续扭带中,长度为 66 mm 的断续扭带与横纹槽管复合强化换热效果最好,与内插连续扭带相差不大;

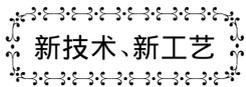
(3) 所有复合强化管的 PEC 均大于 1,说明各强化管均能有效地强化传热。在 $Re > 1\ 000$ 时,长度为 66 mm 的断续扭带与横纹槽管的复合强化换

热效果最好。层流工况下,横纹槽管内插扭带的综合换热性能指标 PEC 均随 Re 数的增加而增加;过渡流工况下,所有复合强化管的 PEC 值随着 Re 数的增大而减小。

参考文献:

- [1] 林宗虎. 强化传热及其工程应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987, 1-2.
LIN Zong-hu. Intensified heat transfer and its applications in engineering projects [M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
- [2] Afan NH, Schlunder EU. Heat Exchanger: Design and Theory Sourcebook [M]. McGraw-Hill Book Company, 1974.
- [3] 崔海亭, 彭培英. 强化传热新技术及其应用 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
CUI Hai-ting, PENG Pei-ying. New intensified heat transfer technology and its applications [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2006.
- [4] 文玉良, 丁静, 等. 高温熔盐横纹管传热特性与强化机理研究 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31(1): 113-115.
WEN Yu-liang, DING Jing, et al. Heat transfer characteristics and enhanced heat transfer mechanism of a high-temperature molten salt transverse corrugated tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(1): 113-115.
- [5] Jianfeng L, Xiangyang S, Jing D, et al. Convective heat transfer of high temperature molten salt in transversely grooved tube [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61(2): 157-162.
- [6] Chen C, Wu Y-T, Wang S-T, et al. Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 47: 108-116.
- [7] 沈向阳, 陆建峰. 熔盐在螺旋槽管和横纹管内强化传热特性 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(6): 1149-1152.
SHEN Xiang-yang, LU Jian-feng. Enhanced heat transfer characteristics of molten salt inside a spirally slotted tube and transversely corrugated tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(6): 1149-1152.
- [8] 高彬. 管壳式换热器双侧强化换热技术的实验研究及优化设计 [D]. 西安: 西安交通大学, 2015.
GAO Bin. Experimental study of the dual side intensified heat transfer technology for shell-and-tube heat exchangers and optimized design [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2015.
- [9] 周强泰. 电加热厚壁管内壁温度的计算 [J]. 南京工学院学报, 1985, 4: 38-43.
ZHOU Qiang-tai. Calculation of the temperature on the inner wall of an electrically heated thick-wall tube [J]. Journal of Nanjing Institute of Technology, 1985, 4: 38-43.
- [10] 章熙民等. 传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
ZHANG Xi-min, et al. Heat transfer [M]. Beijing: China Building Industry Press, 2007.

(刘瑶 编辑)



Rolls-Royce 的船用 4002 kW MT7 发动机

据《Gas Turbine World》2014~2015 年年度手册报道,鉴于海军对两栖战,尤其是海上岛屿的夺取和保卫作战的要求,海军对高性能气垫登陆艇的要求更为迫切。为此,英国 Rolls-Royce 于 2010 年推出了 4002 kW 的 MT7 船用燃气轮机。

项目工程师声称,MT7 发动机比目前在这种应用中的燃气轮机(TF40)交付 >25% 的功率,并给出超过 10% 的更好的燃料效率。

包括所有由发动机驱动的辅机,发动机的轮廓尺寸约为 1.5 × 0.7 × 0.9 m 并且干重小于 453.6 kg。

针对海上和沿海的使用,该发动机被船用化并广泛地使用耐腐蚀-侵蚀的材料和涂层,以便经受住砂蚀以及盐和水吸入腐蚀。

用船用柴油作为燃料,在 38 °C 外部空气温度下,考虑了 304 mm 水柱的进气压力损失和 508 mm 水柱的排气压力损失,航改型 MT7 船舶燃气轮机的额定连续输出功率为 5 365 hp(4 002 kW),耗油率为 0.243 kg/kW · h(32.2% 效率)。

(吉桂明 摘译)

change however, the pressure drop will also increase accordingly. **Key words:** foam metal, nano-fluid, intensified heat exchange, numerical simulation

横纹槽管内插断续扭带复合强化传热的实验研究 = **Experimental Study of the Complex Intensified Heat Transfer by Intermittently Inserting Twisted Strips into a Transversely Slotted Tube** [刊, 汉]/LEI Shi-yi, GUO Ya-jun (College of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architectural Science and Technology, Xi'an, China, Post Code: 710055), GUI Miao, BI Qin-cheng (National Key Laboratory on Multi-phase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(9). -15 ~ 19

An experiment was performed with a heat-conduction oil serving as the working medium. In a range of the Re number between the laminar flows and transition flows ($Re < 7000$), the flow and intensified heat exchange characteristics of a transversely slotted tube internally inserted with intermittent twisted strips in three different specifications and continuous twisted strips at the same twist rate ($Y = 4.13$) were investigated. Experimental correlation formulae of the resistance coefficient and the Nu number were obtained respectively by performing a regressive analysis of the test data, thus offering a theoretical basis for calculating the complex intensified heat transfer. It has been found that the comprehensive heat exchange performance of a transversely slotted tube internally inserted with the twisted strips is superior to that of a bare tube internally inserted with the same twisted strips. The comprehensive heat exchange performance of a transversely slotted tube internally inserted with the intermittent twisted strips in a length of 66 mm is superior to that internally inserted with the continuous twisted strips. The test results can provide a theoretical basis for the reconstruction of heat exchangers and design of novel heat exchangers. **Key words:** transversely slotted tube, intermittently twisted strip, complex intensified heat transfer, performance evaluation coefficient (PEC), resistance characteristics

热管换热器内部流动与换热的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Flow and Heat Exchange Inside a Heat Pipe Heat Exchanger** [刊, 汉]/XU Hong-bao, SUN Tie, YANG Xue-feng (College of Mechanical Engineering, Liaoning Petroleum and Chemical Engineering University, Fushun, China, Post Code: 113001) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(9). -20 ~ 26

There exists a poor flow and insufficient heat exchange of the fluid at the structural center of the fin in a single helically finned heat pipe tube bundle. As a result, the single helical fin structure was replaced by the novel dual helical fin structure and the flow field and temperature field after the improvement were simulated and analyzed by using the software Fluent. It has been found that when $Re = 500 \sim 6500$, compared with a heat pipe not installed with fins, the heat quantity exchanged by a heat pipe additionally installed with single helical fins will enhance by 33% to 51% and the friction resistance coefficient will increase by 6% to 24% while the heat quantity exchanged by a heat pipe additionally installed with the dual helical fins will enhance by 69% to 84% and the friction resistance