

螺旋管内迪恩涡强化传热的试验研究

朱 辉¹, 王汉青², 刘志强¹

(1. 中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙 410083;

2. 湖南工业大学 建筑节能与环境控制关键技术协同创新中心, 湖南 株洲 412008)

摘 要: 在第一类边界条件下, 从迪恩涡理论出发, 采用 7 种不同几何参数的螺旋铜管以及直铜管进行了传热试验, 得到了螺旋管内流体的努塞尔特数、压降以及强化传热综合评价因子随雷诺数、曲率比以及扭率的变化规律。试验结果表明: 螺旋管的努塞尔特数和压降均高于直管, 且随着曲率比、雷诺数的增大而增大; 扭率对努塞尔特数的影响不明显, 但扭率增大会引起压降降低; 螺旋管的强化传热综合性能评价因子在任何雷诺数、曲率比、扭率下均大于 1。在较低雷诺数条件下螺旋管具有很好的强化传热性能。

关 键 词: 螺旋管; 强化传热; 迪恩涡; 努塞尔特数; 压降

中图分类号: TK172 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.010

引 言

螺旋管是一种常见的换热强化管, 广泛地应用于化工、动力、航空、建筑等领域中^[1]。在螺旋管强化传热方面, 大量研究集中于紧凑的螺旋管结构、较大的传热面积以及其特殊的几何边界^[2-7]。尽管有研究指出螺旋管强化传热取决于管内迪恩涡的运动^[8], 却很少有学者从螺旋管内流体运动(迪恩涡)的角度对其强化传热的机理进行研究。

迪恩涡是在研究弯管流体运动时发现的一种二次流^[9], 是由于离心力的作用而产生的一对反向涡旋。

从迪恩涡的运动特点可知, 在迪恩涡的作用下管内流体的横向对流作用显著, 可以强化螺旋管内流体的传热传质。最初对迪恩涡的研究主要集中在强化传质方面, 如文献 [11-12] 研究了迪恩涡对壁面的局部剪切作用以及速度分布等。比较而言, 在迪恩涡的强化传热方面则研究得相对较少。在针对螺旋管强化传热的试验中, 以往的研究未综合考虑

影响迪恩涡强度的因素。因此, 本研究在已有研究的基础上, 综合考虑曲率比、扭率、雷诺数等影响因素, 对螺旋管内迪恩涡强化传热的机理进行了实验研究。

1 实验装置及步骤

1.1 实验仪器及装置

实验系统由恒温水箱、循环管、水泵、实验管以及热敏电阻、压力传感器组成。实验管段入口前的直管部分长度至少为 950 mm, 以尽可能地消除入口效应对试验结果的干扰。水槽、恒温水箱以及循环管表面由保温层覆盖, 以减少试验流体的热损失。整个系统的流量由球阀以及水泵来控制, 开启水泵后, 调节水泵出口端以及出口端旁路的球阀, 使系统达到所需要的流量。流量值可以在试验管出口端后部的排水点测量(通过量筒以及计时器)。水槽底部安装了一支 2 500 W 的电加热器, 由温度控制器(控制精度为 0.1 °C)控制加热器的启停来加热水, 从而对管外壁进行加热。温度控制器连接 4 个热敏电阻, 等距离地安装在实验管外壁(热敏电阻用铜片固定在实验管外壁, 然后在铜片外包一层隔热膜、一层绝缘材料、一层防水膜)。试验过程中, 在温度控制器的作用下, 管壁温度控制在 90 ± 0.5 °C (273.15 ± 0.5 K)。另外, 实验仍采用热敏电阻和电子压力计来采集温度和压力数据, 均安装在试验管的进口、出口端。在对直管进行试验时, 所用水槽尺寸为 800 mm × 200 mm × 200 mm。实验所需的仪器及材料如表 1 所示, 实验系统如图 1 所示。

实验管包括直铜管和 7 种不同的螺旋铜管, 内径均为 19 mm。直管以及螺旋管均由长 750 mm 的

收稿日期: 2014 - 03 - 10; 修订日期: 2014 - 04 - 02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276057, 51376198); 湖南省博士研究生科研创新项目(CX2014B065)

作者简介: 朱 辉(1983 -), 男, 湖南常德人, 中南大学博士研究生。

紫铜管加工而成。7 种螺旋管包括 4 种不同曲率比的螺旋管和 4 种不同扭率的螺旋管(采用无量纲的扭率衡量螺旋管的螺距大小 $\tau = P_s / (R_c^2 + P_s^2)$; P_s 为螺旋管斜度系数, $S = 2\pi P_s$)。具体参数如下表 2 所示。

表 1 实验仪器及材料

Tab. 1 Experimental apparatus and materials

仪器	参数
恒温水箱	1 000 mm × 1 000 mm × 500 mm
水槽	400 mm × 200 mm × 200 mm
水槽(用于直管实验)	800 mm × 200 mm × 200 mm
水泵	3 m ³ /h
球阀	DN20
电子压力计	分辨率 1 Pa
热敏电阻	0 - 100 °C 精度 0.1 °C
弯头	90°, DN20
直角三通	DN20
直接头	DN20
实验管	长 750 mm, 管径 19 mm
电加热器	2 500 W
温度控制器	控制精度 0.1 °C
量筒	500 mL
秒表	—
保温材料	—

表 2 实验管参数

Tab. 2 rameters of the test tube

编号	管径/mm	曲率半径 R_c /mm	曲率比 a/R_c	扭率 τ	螺距 S /mm
1	19	$+\infty$	0	0	0
2	19	38	0.25	4	38
3	19	38	0.25	5.9	57
4	19	38	0.25	7.6	76
5	19	38	0.25	9	95
6	19	57	0.167	4	86
7	19	76	0.125	4	162
8	19	95	0.1	4	189

注: 编号 1 为直管, 编号 2 - 8 为不同参数螺旋管。

1.2 实验步骤

(1) 以水为流体介质, 进口温度为 284.15 K, 在不同的雷诺数 ($760 \leq Re \leq 19000$) 下测量直管与螺旋管(1 号 - 8 号实验管) 进出口压力、截面平均温度, 以及管内流量, 分析螺旋管内流体的努塞尔特数、流动压降以及强化传热综合评价因子随雷诺数的变化情况。

(2) 测量雷诺数 $Re = 4000$ 时相同扭率、不同曲率比的螺旋管(2 号、6 号、7 号、8 号实验管) 进出口压力、截面平均温度, 以及管内流量, 分别分析管内流体的努塞尔特数、流动压降以及强化传热综合评价因子随螺旋管曲率比的变化。

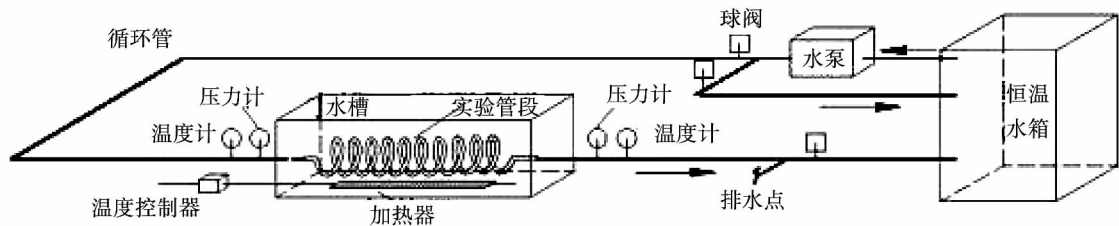


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the test system

(3) 在雷诺数 $Re = 4000$ 时, 测量相同曲率比、不同扭率时的螺旋管(2 号 - 5 号实验管) 进出口压力、截面平均温度以及流量, 分别分析管内流体的努塞尔特数、流动压降以及强化传热综合评价因子随螺旋管扭率的变化。

1.3 实验数据处理

在第一类边界条件下通过调节球阀来调节流

量, 并利用测得的进出口压力及温度值, 在此基础上计算通过实验管段的平均热流密度:

$$q = \frac{c_p \cdot m \cdot (T_o - T_i)}{\pi \cdot d \cdot L} \quad (1)$$

式中: q —平均热流密度, W/m^2 ; c_p —水的定压比热, $J/(kg \cdot K)$; m —质量流量, kg/s ; T_o 、 T_i —出口温度和进口温度, K ; d —管径, μm ; L —管长度, μm 。

再利用公式 $\alpha = q / (T_w - T_f)$ 计算通过实验管段的换热系数 α 。 T_w —壁面温度, 实验中壁面温度为常数, $T_w = 363.15 \text{ K}$; T_f —流体平均温度, K 。因为实验管段较短, 因此流体平均温度可以视为进口温度 T_i 与出口温度 T_o 平均值 $T_f = 0.5(T_i + T_o)$ 。最后通过努塞尔特数的计算公式 $Nu = \alpha d / \lambda$ 来计算不同雷诺数下的努塞尔特数。

实验中流动压降可以由数字压力计直接读数得到, 实验管进出口压力之差便为实验管的压降, Pa 。在求得压降的基础上计算流动的阻力系数:

$$f = \frac{2d \cdot \Delta P}{\rho v^2 \cdot L} \quad (2)$$

式中: ρ —实验管内流体平均温度下的密度, kg/m^3 ; v —管内流体平均速度, m/s 。

在此基础上由式 (3) 便可计算得到螺旋管强化传热综合评价因子 η ^[13]:

$$\eta = \frac{Nu_h / Nu_s}{(f_h / f_s)^{1/3}} \quad (3)$$

式中: Nu_h —螺旋管的努塞尔特数; Nu_s —直管的努塞尔特数; f_h —螺旋管的阻力系数; f_s —直管的阻力系数; $\eta > 1$ 即说明强化传热综合性能比直管高。

2 试验结果与分析

2.1 雷诺数 Re 对螺旋管传热的影响

螺旋管以及直管的努塞尔特数与雷诺数的关系如图 2(a) 所示。由图可以看出, 螺旋管的努塞尔特数均高于直管。随着雷诺数的增加, 螺旋管的努塞尔特数都在增加, 但是增加速度逐渐降低。而当雷诺数超过 15000 后, 螺旋管的努塞尔特数的增长速度又开始提高(此时直管的努塞尔特数变化并不大)。原因在于, 螺旋管内存在迪恩涡的横向对流作用, 加强了管中心与边壁流体的混合; 而直管则始终依靠增加湍流度来实现强化传热。

不同雷诺数下螺旋管的压降变化如图 2(b) 所示。由图可知, 不论是螺旋管还是直管, 压降均随着雷诺数而增大。但是随着雷诺数增高, 螺旋管压降的增长速率高于直管。出现这种现象的原因在于, 对于相同管长的螺旋管与直管, 流体在螺旋管内流动时需要克服更大的局部阻力, 从而产生的压降更高。

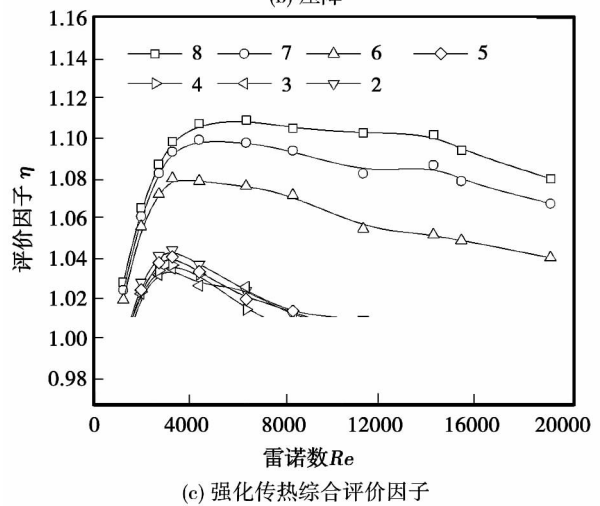
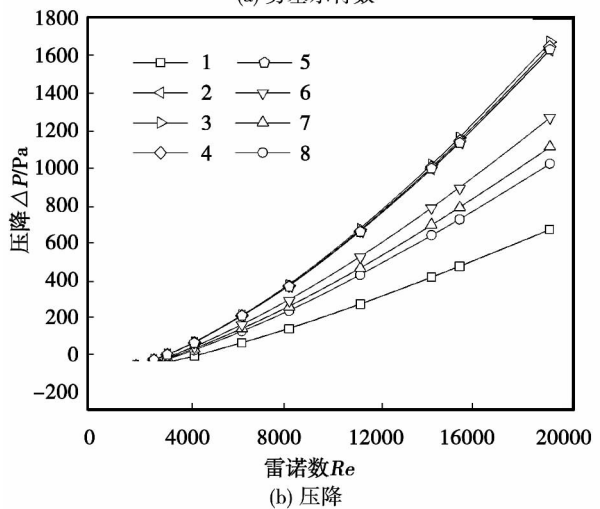
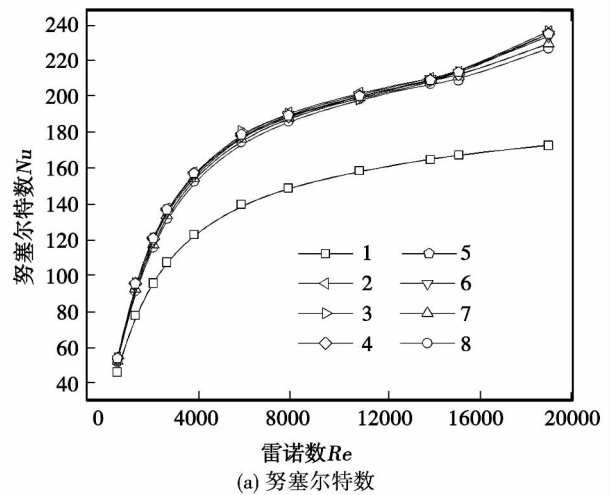


图 2 雷诺数对螺旋管内传热的影响

Fig. 2 Effect of the Re on the heat transfer in the helical tubes

图 2(c) 为螺旋管的强化传热综合评价因子随雷诺数的变化情况(以直管为参照)。图中所有的 η 都大于 1, 说明螺旋管相对直管有着更好的强化传

热效果。另外图 2(c) 表明: 当雷诺数小于约 2800 至 4000 区间内的某个值时, 即流动处于层流以及湍流过渡区时 η 随着雷诺数的增大而增大; 当雷诺数 Re 大于 4000 时, 即流动处于过渡区到湍流的状态时 η 随着雷诺数的增大而逐渐减小。因此, 在雷诺数较低的情况下 η 值较大, 螺旋管的强化传热综合性能越好; 在雷诺数较大的情况下 η 的值逐渐减小并趋近于 1, 螺旋管的强化传热综合性能逐渐降低。出现这种现象的原因在于: 在雷诺数较低时, 螺旋管内已经存在迪恩涡, 管中心流体与内壁流体换热充分, 因此强化传热综合性能显著; 而在雷诺数较高时, 螺旋管内的流动已经处于湍流状态, 因此迪恩涡的强化传热作用已经不占主导地位。从图中的曲线来分析, 当雷诺数处于 $2800 < Re < 4000$ 时螺旋管的强化传热综合性能最佳。

2.2 曲率比 a/R_c 对螺旋管内传热的影响

在雷诺数为 4000 时, 通过对 4 种相同扭率 ($\tau = 4$)、不同曲率比的螺旋管进行实验, 得到螺旋管努塞尔特数随曲率比的变化情况, 如图 3(a) 所示。由图可知, 在一定的雷诺数下, 螺旋管的努塞尔特数随着曲率比的增大而增大, 但是增大速率逐渐降低。这说明在一定的管径下, 螺旋管的曲率半径 R_c 越小, 传热效果越显著。这是因为雷诺数一定的情况下, 曲率比越大, 迪恩数越大, 从而迪恩涡的强度也越大, 管中心与管边壁流体的热交换更加充分。因此在曲率比大的情况下, 螺旋管的传热效果更好。

图 3(b) 为不同曲率比下 4 种螺旋管内压降的变化情况。由图可知, 压降随着曲率比的增大而增大, 并且曲率比越大, 压降增大得越快。这说明雷诺数一定时, 在一定的管径下, 螺旋管的曲率半径越小, 产生的压降越大。这是因为螺旋管曲率半径越小, 则在一定的管长、一定的螺距下螺旋圈数越多, 流动的局部阻力也越大; 而当曲率半径越大时, 流体经过的螺旋圈数越少, 局部阻力也越低。

图 3(c) 为螺旋管强化传热综合性能评价因子随曲率比的变化情况。从图中可以看出, 随着螺旋管曲率比的增大, 其强化传热综合性能评价因子的值不断减小。因此曲率比越小, 螺旋管的强化传热综合性能越好。这是因为螺旋管的努塞尔特数与压降均随着曲率比的增大而增大。但是随着曲率比的增大, 压降的增大速度比努塞尔特数更快, 因此在较

大的曲率比下, 螺旋管的传热换热综合性能更差。

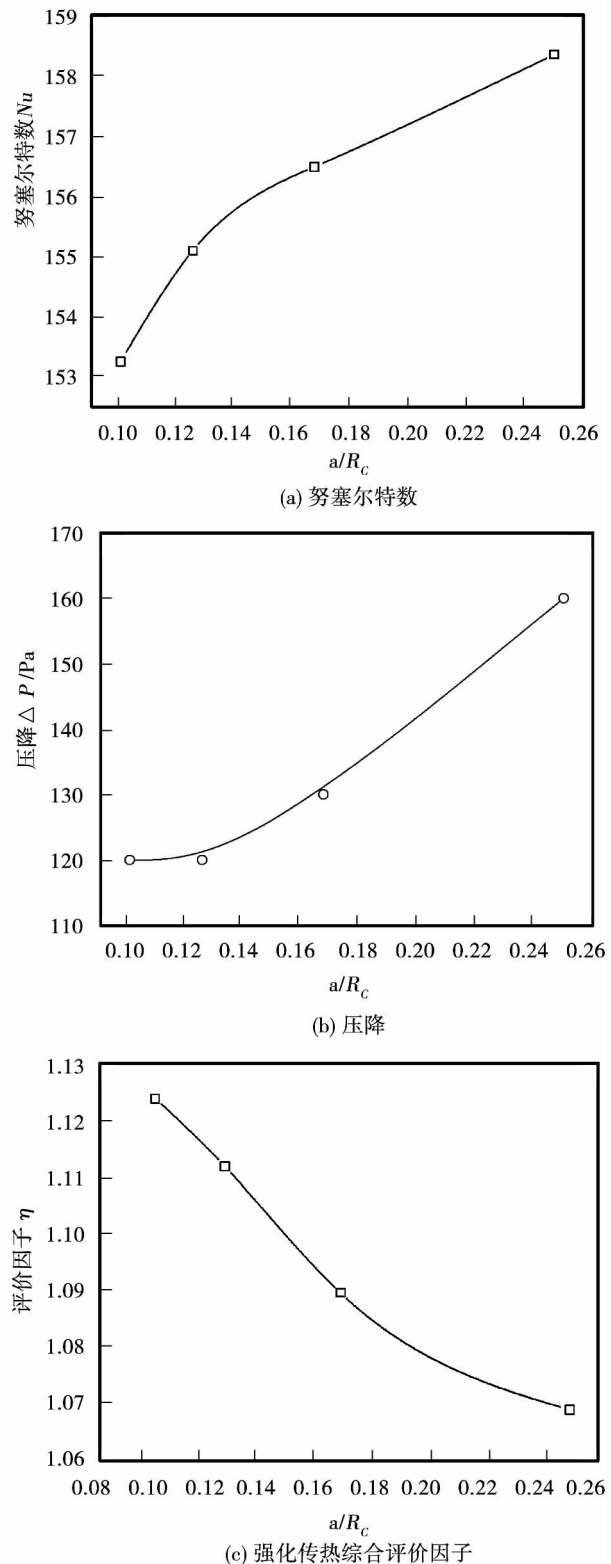


图 3 螺旋管曲率比对螺旋管内传热的影响 ($Re = 4000$)

Fig 3 Effect of the curvature on the heat transfer inside helical tubes ($Re = 4000$)

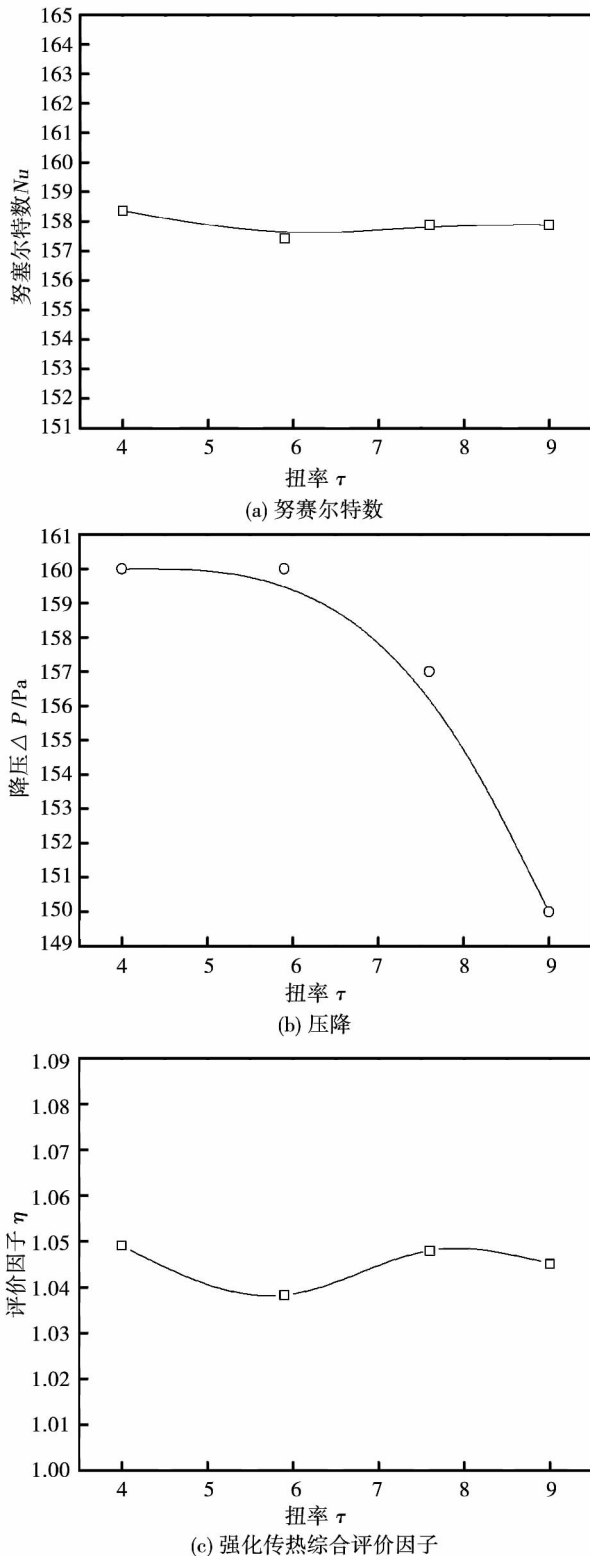


图 4 螺旋管扭率对螺旋管内传热的影响($Re = 4000$)

Fig 4 Effect of the torsion on the heat transfer inside helical tubes($Re = 4000$)

2.3 扭率 τ 对螺旋管内传热的影响

通过对 4 种相同曲率比($a/R_c = 0.25$)、不同扭率的螺旋管进行传热实验,得到螺旋管努塞尔特数随扭率的变化情况如图 4(a) 所示。从图中可以看出,一定雷诺数下,在 $4 \leq \tau \leq 9$ 的范围内,努塞尔特数在 157.5 至 158.5 之间波动,没有明确的走势。产生这种现象的原因在于:对于螺旋管,其强化传热主要通过迪恩涡运动来实现。而根据迪恩数的计算公式 $De = Re(a/R_c)^{0.5}$,扭率的变化并不会对迪恩数产生影响,即不会影响迪恩涡强度,因此扭率对努塞耳特的影响不明显。

螺旋管内流动的压降随扭率变化的如图 4(b) 所示。从图中可以看出,在一定的雷诺数下,随着螺旋管扭率的增大,压降在扭率 $\tau = 6$ 时出现了下降趋势,即螺旋管的扭率可引起管内流动的压降的降低。其原因在于:在一定的曲率比下,螺旋管扭率的增大使得螺距也增大,引起流动的局部阻力降低,因此流动压降会出现降低的趋势。

由以上对螺旋管扭率的研究可知:在螺旋管扭率的作用下,努塞尔特数并未出现明显的降低或增高,而压降则出现一定程度降低。因此可以断定扭率对螺旋管的强化传热综合评价因子无显著影响。螺旋管扭率与管内强化传热综合评价因子的关系曲线如图 4(c) 所示。

3 结 论

(1) 当雷诺数增大时,螺旋管的努塞尔特数与压降均增大,但是强化传热综合评价因子却出现先增大后降低的现象,且当 $2800 < Re < 4000$ 时,螺旋管的强化传热综合性能最佳;

(2) 螺旋管曲率比的增大会引起努塞尔特数与压降的增大,但是强化传热综合评价因子却随曲率比的增大而降低;

(3) 扭率对努塞尔特数与强化传热综合评价因子的影响并不显著,但扭率的增大会降低螺旋管的流动压降。

在较低雷诺数条件下($2800 < Re < 4000$ 时),螺旋管有着很好的强化传热性能。由于本试验未考虑流体粘度的影响,关于粘度对螺旋管强化传热的影响研究还有待进一步开展。

参考文献:

[1] Chisholm. D. Developments in Heat Exchanger Technology - I [M]. London: Applied Science Publishers ,1980.

[2] Jeong - Hwan Heo ,Bum - Jin Chung. Influence of helical tube dimensions on open channel natural convection heat transfer [J]. Int. J. Heat Mass Transfer 2012 ,55:2829 - 2834.

[3] Prabhanjan D G ,Rennie T J ,Vijaya G S. Raghavan. Natural convection heat transfer from helical coiled tubes [J]. Int. J. Therm. Sci 2004 ,43:359 - 365.

[4] YI Jie ,LIU Zhen-hua ,WANG Jing. Heat transfer characteristics of the evaporator section using small helical coiled pipes in a looped heat pipe [J]. Appl. Therm. Eng 2003 ,23:89 - 99.

[5] Ali M E. Laminar natural convection from constant heat flux helical coiled tubes [J]. Int. J. Heat Mass Transfer ,1998 ,41: 2175 - 2182.

[6] Ali M E. Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes [J]. Int. J. Heat Mass Transfer ,1994 ,37:665 - 671.

[7] Martínez E ,Vicente W ,Sotoa G et al. Methodology for determining the optimal fin dimensions in helically segmented finned tubes [J]. Appl. Therm. Eng 2011(31) : 1744 - 1750.

[8] Abo Elazm M M ,Ragheb A M ,Elsafy A F et al. Numerical investigation for the heat transfer enhancement in helical cone coils over ordinary helical coils [J]. J. Eng. Sci Tech 2013 ,8: 1 - 15.

[9] Dean W R. Note on the motion of fluid in a curved pipe [J]. Phil. Mag ,1927(20) : 208 - 223.

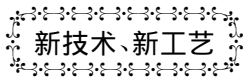
[10] Dean W R. The streamline motion of fluid in a curved pipe [J]. Phil. Mag ,1928 ,5: 673 - 695.

[11] Moll R ,Veyret D ,Charbit F et al. Dean vortices applied to membrane process: Part I. Experimental approach [J]. J. Memb. Sci , 2007(288) : 307 - 320.

[12] Moll R ,Veyret D ,Charbit F et al. Dean vortices applied to membrane process: Part II: Numerical approach [J]. J. Memb. Sci , 2007(288) : 321 - 335.

[13] Umesh Potdar ,Nilesh Shinde ,Manoj Hambarde. Study of heat transfer coefficient & friction factor of stationary square channel with V shaped & 45 angled arc of circle ribs with different blockage ratio [J]. Int. J. Appl. Sci Eng Res 2012(1) : 47 - 56.

(丛 敏 编辑)



2014GTW 简单循环技术规范

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.011

《Gas Turbine World》2014 年 1 - 2 月刊发布了 2014 年度燃气轮机简单循环技术规范。

介绍了世界各国燃机制造公司的各型燃气轮机产品 ,叙述了各型燃气轮机设计性能及规范 ,包括首台可用年份、ISO 条件下基本负荷额定功率、热耗率、效率、压气机压比、质量流量、涡轮转速、排气温度以及燃气轮机的重量和尺寸。

在注解一栏中还对这些燃机是否使用双燃料燃烧器、标准燃烧室、干式低 NO_x 燃烧室、干式低排放、NO_x 排放、喷水、蒸汽回注、天然气燃料和双燃料、回热、拖车装载、60 Hz 或 50 Hz、可用于 50 Hz 和 60 Hz、低热值燃料等情况作了补充说明。

2012 年推出新机组包括功率达 6 520 kW 和效率达 32.0% 的 MGT6100、功率达 14 400 kW 和效率达 35.4% 的 CX400、功率达 31 120 kW 和效率达 40.1% 的 L30A、功率达 37 031 kW 和效率达 39.5% 和 SGT - 750、功率达 202 700 kW 和效率达 38.0% 的 GT13E2 以及功率达 275 000 kW 和效率达 41.4% 和 7HA.01。

2013 年推出的新机组是功率达 25 500 kW 和效率达 37.2% GTU - 25PA。

(吉桂明 摘译)

heat quantity exchanged by the heat pipe. The boiling heat exchange coefficient of ammonia will increase with an increase of the heat flux density, being up to $7\,000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ under the test conditions. In addition, it has been found that the horizontal condensing tube wall has its circumferential temperature difference. Under different operating conditions, there exists an optimum liquid filling rate for a separate type heat pipe and in a certain range, will increase with an increase of the heat load. **Key Words:** separate type heat pipe, optimum liquid filling rate, ammonia

圆管内间隔插入交叉半椭圆片传热与流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Heat Transfer and Flow in a Round Tube Intermittently Inserted With Cross-semi-elliptical Plates** [刊 汉] WANG Shuang-feng, ZHANG Hong-nan (Education Ministry Key Laboratory on Enhanced Heat Transfer and Process Energy-conservation, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640), LI Xuan-you (Center for Research of Energy-saving in Industry, Shandong Provincial Academy of Sciences, Jinan, China, Post Code: 250103) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6) . - 639 - 644

To improve the flow and heat transfer performance of a viscid fluid inside a heat exchange tube, cross semi-elliptical plates were inserted at an interval inside the tube and with water serving as the working medium, a corresponding physical and mathematical model was established with its heat transfer and flow characteristics being numerically simulated. In the meantime, its heat transfer performance was compared with that of a bare tube. The research results show that to insert cross semi-elliptical plates into a round tube can effectively enhance its comprehensive heat transfer performance and its comprehensive performance evaluation coefficient (PEC) may range from 1.1 - 1.95.

Key Words: cross semi-elliptical plate, numerical simulation, heat transfer, flow, field synergy analysis

螺旋管内迪恩涡强化传热的试验研究 = **Experimental Study of the Dean Vortex-enhanced Heat Transfer Inside a Spiral Tube** [刊 汉] ZHU Hui, WANG Han-qing, LIU Zhi-qiang (College of Energy Science and Engineering, South China University, Changsha, China, Post Code: 410083), ZHU Hui, WANG Han-qing (Center for Collaborative Innovation of Building Energy-saving and Environment Control Key Technologies, Hunan Polytechnic University, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6) . - 645 - 650

Under the boundary conditions in the first category, based on the Dean vortex theory, seven kinds of spiral copper tube and straight tube with various geometrical parameters were used to perform a heat transfer test and changes of the Nusselt number, pressure drop and enhanced heat transfer comprehensive performance evaluation coefficient of the fluid inside the spiral tube with Reynolds number, curvature ratio and twist rate were obtained. The test results

show that the Nusselt number and pressure drop of the fluid inside the spiral tube are all higher than those inside the straight tube and will increase with an increase of the curvature ratio and Reynolds number. The influence of the twist rate on the Nusselt number is not evident, however, to increase the twist rate can lead to a decrease of the pressure drop. The enhanced heat transfer comprehensive performance evaluation coefficient of the spiral tube is invariably greater than 1 at any Reynolds number, curvature ratio and twist rate. Under the condition of low Reynolds numbers, the spiral tube has very good enhanced heat transfer performance. **Key Words:** spiral tube, enhanced heat transfer, Dean vortex, Nusselt number, pressure drop

锯齿螺旋翅片管束换热与阻力特性关联式研究及比较 = **Comparison of the Correlation Formulae for Calculating the Heat Exchange and Resistance Characteristics of Serrated Spirally-finned Tube Bundles** [刊, 汉] PEI Yu-feng (Northeast Electric Power Designing Institute, China Electric Power Engineering Consultancy Group, Changchun, China, Post Code: 130021), MA You-fu (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), LIU Hong-wei (Sanhe Power Generation Co. Ltd., Sanhe, China, Post Code: 065201) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6). - 651 - 656

The currently available correlation formulae for calculating the heat exchange and resistance characteristics of serrated spirally-finned tubes were first sorted and summarized. Afterwards, based on the wind tunnel test results of 12 serrated spirally-finned tube bundles, the correlation formulae for calculating relevant heat exchange and resistance characteristics were verified and compared. It has been found that 1) the results predicted by using correlation formulae proposed by various researchers differ greatly 2) the results predicted by using Weierman 1976, ESCOA1979 and Chen1998 correlation formula are in relatively good agreement with the test results, all the deviations are within 20%, among which the results predicted by using the ESCOA1979 correlation formula is in best agreement with the test ones, its deviation being within 10% 3) under the same conditions, compared with the results predicted by using the correlation formula for continuous spirally-finned tubes, the increase in the heat quantity exchanged inside and outside the serrated spirally-finned tubes is relatively more but the change in the resistance is not big. **Key Words:** enhanced heat exchange, heat recovery steam generator, waste heat boiler, serrated spirally-finned tube, correlation formula

基于场协同理论的重力式热管新设计 = **New Design of a Gravity Type Heat Pipe Based on the Field Synergy Theory** [刊, 汉] SUN Xue-min, SONG Wen-wu, LIU Yu, TIAN Chao-chao (College of Energy and Environment, West China University, Chengdu, China, Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Pow-