

椭圆截面螺旋铜管换热器传热性能分析

季家东¹, 邓如意¹, 卢钰¹, 张经纬¹, 李飞扬²

(1. 安徽理工大学机械工程学院, 232001, 安徽淮南; 2. 安徽理工大学人工智能学院, 232001, 安徽淮南)

摘要: 为了得到具有更高传热特性的换热装置,在椭圆截面螺旋铜管(ESSCT)换热器内安装螺旋折流板和中空管,对其进行了结构改进。采用双向流固耦合计算法,研究了不同入口流速和不同ESSCT截面横纵向半径比(e)条件下,改进后ESSCT换热器的振动强化传热特性。研究表明,可将传热元件由传统的圆形截面变为椭圆形截面来获得具有更高传热性能的换热设备。当截面为椭圆形($e \neq 1$)时,ESSCT的传热性能获得了不同层次的改善。尤其当 $e=2$ 时,ESSCT的传热性能获得了最大幅度的提高,此时换热器综合强化传热性能最强。ESSCT的平均面均传热系数(SAHTC)和强化传热评价指标(E_{pec})及其增幅均随入口流速增加而增大。此外,单位压降下的SAHTC在低流速时效果更明显,其随入口流速的增加而减小。研究结果对新型ESSCT换热器设计应具有一定的指导意义。

关键词: 椭圆截面;螺旋铜管;螺旋折流板;中空管;振动强化传热

中图分类号: TH123;TK172 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202306014 **文章编号:** 0253-987X(2023)06-0123-10

Heat Transfer Characteristic of Elliptical Section Spiral Copper Tube Heat Exchanger

JI Jiadong¹, DENG Ruyi¹, LU Yu¹, ZHANG Jingwei¹, LI Feiyang²

(1. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan, Anhui 232001, China;

2. School of Artificial Intelligence, Anhui University of Science & Technology, Huainan, Anhui 232001, China)

Abstract: To obtain the heat exchanger with higher heat transfer efficiency, the structure of the elliptical section spiral copper tube (ESSCT) heat exchanger was improved by installing spiral baffle and hollow tube. The vibration enhanced heat transfer characteristics of the improved ESSCT heat exchanger under different inlet flow velocity and different ratio of transverse and longitudinal radius (e) were studied by using two-way fluid structure coupling calculation method. The study showed that the heat exchanger can reach a higher heat transfer efficiency by using the heat transfer element with an elliptical section instead of a conventional round section. When the section is elliptical ($e \neq 1$), the heat transfer performance of the ESSCT was improved in varying degrees. Especially, when $e=2$, it is enhanced to the greatest extent, and at the same time, the integrated enhanced heat transfer performance of the heat exchanger is the optimal. The mean surface average heat transfer coefficient (SAHTC) and the performance evaluation criteria (E_{pec}) of

收稿日期: 2022-11-09。 作者简介: 季家东(1982—),男,博士,副教授,硕士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52175070);安徽省自然科学基金资助项目(1908085ME160);安徽高校自然科学研究重点资助项目(KJ2018A0080)。

网络出版时间: 2023-02-10

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20230210.1423.004.html>

the ESSCT increased with the increase of inlet flow velocity. In addition, the SAHTC under unit pressure drop was more effective at low flow rate, which decreased with the increase of inlet flow velocity. The results in this paper can provide some guidance for the design of the new ESSCT heat exchanger.

Keywords: elliptical section; spiral copper tube; spiral baffle; hollow tube; vibration enhanced heat transfer

强化传热技术旨在改善传热元件的综合传热性能,确保其在满足疲劳强度的前提下实现高效换热^[1-4]。传统平面弹性管束(plane elastic tube bundle, PETB)换热器^[5-8]以盘状铜管代替钢制直管传热,在流体诱导下管束受迫振动,达到增强换热效果的目的,为无源强化传热^[9]在换热装置方面的应用开拓了新的道路^[10-12]。然而,由于受盘状传热元件结构及排列方式的影响, PETB 换热器的整体强化传热能力不高^[8]。因此,迫切需要对其结构改进,并对振动强化传热性能进行分析,以得到具有更高综合传热性能的新型弹性管束换热装置。

针对弹性管束换热器振动强化传热性能的研究, Ji 等^[13-16]基于传统 PETB 换热器开展了大量的工作。研究表明:壳程流体诱导换热器内的 PETB 呈面外小幅低频振动,且 PETB 的振动强化传热性能在低流速时更明显。Duan 等^[10, 17]研究发现, PETB 的传热性能受传热元件壁厚的影响明显,面均传热系数随壁厚的增加而降低。此外,基于一种平面弯折管束换热器, Su 等^[1]对不同入口流速下的振动强化传热性能进行了分析。结果表明,换热器内的平面弯折管束在振动时的传热系数较不振动时提高了约 2.6 倍。

关于螺旋铜管换热器或螺旋折流板方面, Wu 等^[18]研究了壳程流体作用下螺旋管式换热器的传热特性。结果表明,引起换热器传热性能提高的主因是壳程流体存在大量涡流。Khosravi-Bizhaem 等^[19]对脉动流作用下螺旋管的传热性能进行了研究。结果表明,与稳定流相比,脉动流使得传热元件的传热性能提高了 39%。Ji 等^[20-22]基于一种螺旋铜管换热器,分析了截面形状、流速等参数对换热器传热性能的影响。结果表明:当入口流速由 0.1 m/s 增加到 0.7 m/s 时,振动条件下传热元件的面均传热系数增加了 13.65%;当截面为椭圆形时,传热元件在振动/非振动下的传热系数均最高,截面圆周的局部传热系数最大。杜婷婷等^[23]提出了一种新型搭接螺旋折流板换热器,并对其传热和流动特性进行了分析。研究表明,当椭圆管周向布管时,新型搭

接螺旋折流板换热器的三场协同性较好,综合性能较优。

结合上述分析可知,椭圆截面传热元件和螺旋折流板对换热器传热性能的提高具有积极作用。为此,基于螺旋铜管换热器,将传热元件的截面改为椭圆形并在其内部加装螺旋折流板。同时,为进一步实现对壳程流体的引流和提高传热元件的传热性能,在内部加装中空管,得到一种椭圆截面螺旋铜管(elliptical section spiral copper tube, ESSCT)换热器。基于 ESSCT 换热器,采用双向流固耦合(fluid solid coupling, FSC)算法,对不同横纵向半径之比和不同入口流速下 ESSCT 换热器的振动强化传热性能进行了研究。

1 模型和计算域

1.1 ESSCT 换热器

图 1 为 ESSCT 换热器示意。传热元件为 3 根具有椭圆截面的紫铜管,其周向均布安装在换热器的两管板上。3 组不锈钢材质的螺旋折流板在各传热元件间均布同向阵列,与同材质筒体和中空管无缝焊接。

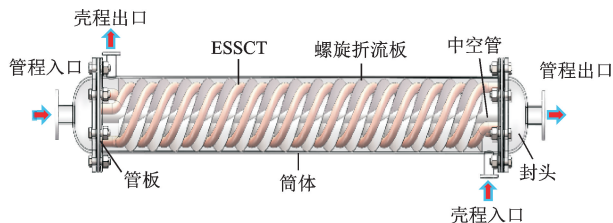


图 1 ESSCT 换热器示意

Fig. 1 Schematic of ESSCT heat exchanger

ESSCT 换热器工作时,壳程冷流体由底部壳程入口流入换热器,经折流板的导流作用,在换热器筒体内部由右至左螺旋推进,经顶部壳程出口流出;管程热流体由左侧管程入口流入,依次流经左封头、ESSCT 和右封头,最后经右侧管程出口流出。传热元件在管/壳程流体的耦合诱导下实现振动,冷热流体经 ESSCT 完成复合换热。

1.2 计算域

鉴于管程流体诱发 ESSCT 的振动非常微弱^[8, 11, 14],流体域仅保留壳程。鉴于螺旋折流板和中空管均为不锈钢材质,其在壳程流体诱导下的振动极其微弱,结构域仅保留 3 根 ESSCT。计算域示意如图 2 所示。

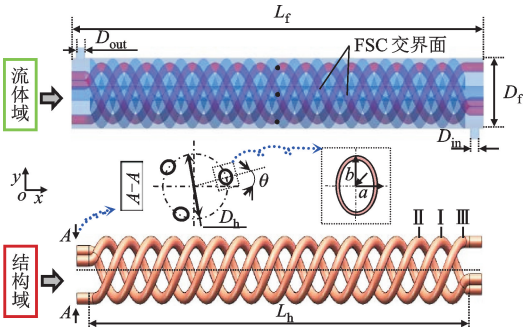


图 2 ESSCT 换热器计算域

Fig. 2 Calculation domain of ESSCT exchanger

ESSCT 截面的椭圆程度采用横纵向半径之比 e 进行表征,表达式为

$$e = b/a \tag{1}$$

式中: a 为截面横向半径; b 为截面纵向半径。

为了分析传热元件的振动响应,在 3 根 ESSCT 中心位置的最外侧管壁上分别设置一个监测点,并定义为 $P_i (i = \text{I、II、III}, \text{其中 I、II、III 为管束编号})$ 。

计算过程中,不同 e 下的 ESSCT 的截面积取固定值,且定义截面积为 S 。除了图 2 所定义的结构参数外,定义 ESSCT 螺旋圈数为 C 、ESSCT 壁厚为 δ_1 、螺旋折流板厚度为 δ_2 、中空管壁厚为 δ_3 、中空管外径为 R 。换热器具体结构参数的取值如表 1 所示。

表 1 换热器的结构参数

Table 1 Configuration arguments of heat exchanger

参数	数值	参数	数值
L_f/mm	1 100	δ_1/mm	1
L_h/mm	1 000	δ_2/mm	1
D_f/mm	135	δ_3/mm	1
D_{in}/mm	25	C	5.5
D_{out}/mm	25	S/mm^2	314
D_h/mm	100	R/mm	15
$\theta/(\text{^\circ})$	19		

1.3 网格划分

图 3 为流体域及结构域的网格划分。基于

ANSYS Workbench 平台中 Mesh 模块划分网格。

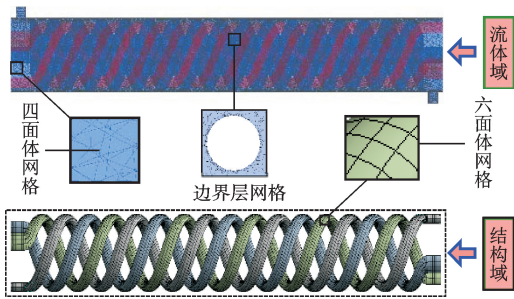


图 3 流体域和结构域网格

Fig. 3 Grids of fluid domain and structural domain

流体域划分成四面体网格(单元数 782 874),结构域划分成六面体网格(单元数 7 200),为增加结果的可靠性,在流体域内部近壁建立 6 层边界层。经验证,本文所划分的网格独立,达到了计算精度的要求。详见 3.1 小节网格无关性分析。

2 数值计算方法

2.1 双向 FSC 算法

本文采用双向 FSC 算法,对 ESSCT 在流体介质作用下的振动强化传热性能进行了研究。

计算分粗算(壳程流场计算)和精算(双向 FSC 计算)两步。为得到流动稳定时的振动强化传热数据,基于壳程流体域初始条件,先执行粗算($t=300\text{ s}, \Delta t=0.1\text{ s}$),直至 ESSCT 换热器壳程流场充分发展。基于粗算结果,联合结构域的初始条件,执行精算($t=1.2\text{ s}, \Delta t=0.001\text{ 0 s}$)。经验证,本文时间步长的设置满足对立性要求,详见 3.2 小节时间步长无关性分析。

图 4 为双向 FSC 计算的流程。采用 ANSYS CFX 及 Transient Structural 模块分别对流体域和结构域进行计算,并通过 FSC 交界面传递压力/位移数据。其中,将 ANSYS CFX 计算得到的压力经 FSC 交界面传递到 Transient Structural 模块,Transient Structural 模块基于此进行计算并得到的管束位移再经 FSC 交界面传递到 ANSYS CFX,执行新的流体域计算,如此反复交替迭代计算。

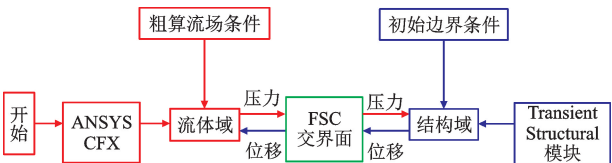


图 4 双向 FSC 计算流程

Fig. 4 Bidirectional FSC calculation process

计算过程中的数理模型及详细求解细节参见文献[14]和文献[15]。

2.2 边界条件设置

(1)流体域边界。介质选择水。壳程入口: $v_{in}=0.1,0.3,\cdots,0.9\text{ m/s}$,流体温度 $T_{in}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。壳程出口:出口压力 $P_{out}=0\text{ Pa}$ 。与 ESSCT 相接触壁面:FSC 交界面(见图 2),壁面温度 $T_{wall}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。其余壁面:绝热非滑移壁面。

(2)结构域边界。ESSCT 两端面:固定支撑。ESSCT 壁面:FSC 交界面,其对应流体域的 FSC 交界面。重力: $-y$ 方向,加速度为 9.81 m/s^2 。

2.3 传热数据处理

通过面均传热系数(surface average heat transfer coefficient,SAHTC)衡量 ESSCT 的传热性能,其表达式为

$$h_i = q/\Delta T \tag{2}$$

$$\Delta T = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln[(T_{in} - T_{wall})/(T_{out} - T_{wall})]} \tag{3}$$

式中: ΔT 表示对数平均温差; i 为 ESSCT 编号; h_i 表示编号为 i 的 ESSCT 的 SAHTC; q 为热流量; T_{out} 和 T_{in} 分别为壳程出、入口温度; T_{wall} 为 ESSCT 壁面温度。

为表征换热器中 ESSCT 的平均传热性能,定义平均 SAHTC,其表达式为

$$h_a = \sum_{i=1}^{\text{III}} h_i/n \tag{4}$$

式中: h_a 表示平均 SAHTC; n 表示 ESSCT 的数目。

引入强化传热评价指标 E_{pec} 评价换热器的综合强化传热性能,其表达式为

$$E_{pec} = (Nu_v/Nu)/(f_v/f)^{1/3} \tag{5}$$

式中: Nu_v 、 Nu 代表振动、非振动时的努塞尔数; f_v 、 f 代表振动、非振动时的流体阻力系数。 Nu 和 f 表达式分别为

$$Nu = hD_t/k \tag{6}$$

$$f = 2\Delta PD_t/(L_t\rho u_m^2) \tag{7}$$

式中: k 表示导热系数; ΔP 表示出入口压降; ρ 、 u_m 分别表示流体密度和平均流速; D_t 表示 ESSCT 等效外径。

3 网格及计算方法论证

3.1 网格无关性分析

为满足计算精度要求,基于不同网格策略对振

动条件下 ESSCT 的平均 SAHTC(h_a)和换热器出入口压降(ΔP)进行了计算,结果如图 5 所示。图 5 中,网格策略依次编号为 1~5,且编号为 4 的网格为 1.3 小节网格划分所介绍的网格策略,不同网格策略下的单元数和边界层数如表 2 所示。计算过程中,ESSCT 截面 $e=1/2$, $v_{in}=0.3\text{ m/s}$ 。

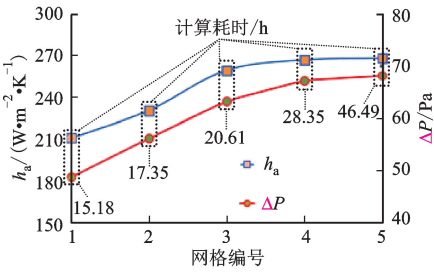


图 5 不同网格策略下的计算结果

Fig. 5 Calculation results under different grid strategies

表 2 不同网格策略的单元数和边界层数

Table 2 Number of cells and boundary layers of different grid strategies

网格策略	1	2	3	4	5
单元数	441 085	508 902	651 319	790 074	1129 810
边界层数	5	5	6	6	8

从图 5 可以看出,计算结果随着单元数和边界层数的增加而逐渐趋于稳定。以网格策略 4 和 5 为例,当单元数增加约 1.43 倍后,振动条件下两计算结果的增幅仅为 1.20%和 4.27%,但计算耗时增加约 1.64 倍。因此,基于计算精度和计算耗时的双重考虑可知,本文采用的网格划分策略(网格策略 4)满足无关性要求。

3.2 时间步长无关性分析

为了对 FSI 计算时间步长设置的合理性进行分析,基于不同时间步长对振动条件下 ESSCT 的平均 SAHTC(h_a)和换热器出入口压降(ΔP)进行了计算,结果如表 3 所示。其中,ESSCT 截面 $e=1/2$,且 $v_{in}=0.3\text{ m/s}$ 。

从表 3 可以看出,两组计算结果均随时间步长的减小逐渐趋于稳定。以 $\Delta t=0.001\text{ 0 s}$ 和 $\Delta t=0.000\text{ 5 s}$ 为例,当 Δt 缩短为原来的 1/2 后,振动条件下两组计算结果的增幅仅为 2.12%和 6.43%。因此,基于计算精度和计算耗时的双重考虑可知,本文 FSI 计算的时间步长设置合理。

表 3 不同时间步长条件下的结果对比

Table 3 Comparison of results under different time steps

$\Delta t/s$	$h_a/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	$\Delta P/Pa$	计算耗时/h
0.002 0	240.05	50.52	15.04
0.001 5	250.12	57.70	20.18
0.001 0	266.67	67.17	28.35
0.000 5	272.33	71.49	67.29

3.3 计算结果验证

为验证本文计算结果的可靠性,基于文献[24]所搭建的圆形截面螺旋弹性铜管换热器传热实验平台,建立与之尺寸和材料相同的结构域和流体域模型,采用本文的数值计算方法,计算了不同雷诺数 Re 下传热元件的努塞尔数 Nu ,并与文献[24]的实验数据进行了对比,结果如表 4 所示。

表 4 计算结果和实验结果的对比

Table 4 Comparison of calculation results with experimental results

Re	Nu		相对误差/%
	计算结果	实验结果 ^[24]	
248.60	25.89	27.30	5.16
299.60	27.86	29.07	4.16
380.00	34.12	35.71	4.45

从表 4 看出,计算结果与文献实验结果接近,最大相对误差仅为 5.16%。因此,本文数值计算方法所获得的结果数据是有效的。

4 结果与讨论

4.1 横纵向半径之比对传热性能的影响

图 6 为不同 e 时的壳程域速度矢量图。其中,截面为 $x-y$ 面, $v_{in}=0.3\text{ m/s}$ 。从图中可以看出:

(1)流体流入 ESSCT 换热器,首先冲击壳程入口附近的 ESSCT,之后冲击换热器内壁,改变流向后,在折流板导向作用下,以近似螺旋的流向左推进,最后从壳程出口流出。

(2)由于折流板的导流作用,流体进入 3 个通道内的流量不一致,致使各通道内流动速度不统一。经计算,各通道内的平均流速按管Ⅲ通道、管Ⅱ通道、管Ⅰ通道依次降低。这主要与壳程入口的设置位置有关。

(3)不同 e 条件下,流场内高低流速区域的分布基本一致,各通道内流体的流动较平稳,壳程出入口附近流动强烈。

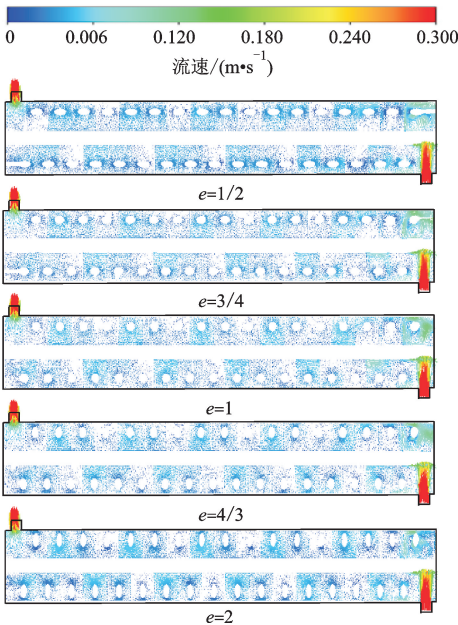


图 6 不同 e 时的壳程域速度矢量图

Fig.6 Speed vector chart of shell side domain with different e

表 5 为 ESSCT 不同 e 下监测点 P_i 的振幅(A)和频率(f)情况。其中, $v_{in}=0.3\text{ m/s}$ 。

表 5 不同 e 下监测点的振幅及频率

Table 5 Amplitude and frequency of monitoring points under different e

e	P_I		P_{II}		P_{III}	
	A/mm	f/Hz	A/mm	f/Hz	A/mm	f/Hz
1/2	0.021 2	23.57	0.023 2	23.57	0.025 1	23.57
3/4	0.017 9	23.57	0.020 8	23.57	0.022 2	23.57
1	0.016 3	23.57	0.017 0	23.57	0.015 6	23.57
4/3	0.040 1	23.57	0.035 7	23.57	0.020 1	23.57
2	0.098 7	23.57	0.092 4	23.57	0.021 4	23.57

从表 5 可以看出:

(1) e 一定时,ESSCT 不同监测点处的振幅不同,但振动频率一致,说明换热器内 ESSCT 的振动均匀性不高。

(2) $e=1$ 时,不同监测点处的振幅基本一致; $e<1$ 时,监测点 P_I 的振幅最小、 P_{III} 的振幅最大,说明管Ⅲ的振动最剧烈; $e>1$ 时,监测点 P_{III} 的振幅最小、 P_I 的振幅最大,说明管Ⅰ的振动最剧烈。

(3)不同 e 条件下,不同位置处 ESSCT 的振动响应存在明显差异。尤其当 $e=2$ 时,管Ⅰ与管Ⅱ的振动最剧烈,其平均约为 $e=1$ 时的 5.8 倍。

综上可知:同一监测点在不同 e 条件下的振动不一致,这是由于 ESSCT 截面改变时,流体作用于管壁上激发力的大小和方向发生改变;同一 e 条件下不同监测点的振动不一致,这是由于各管束靠近壳程入口的远近不同,致使壳程入口处流体冲击 3 根管束的力度不同,流入各通道流体流量不一致。

图 7 为 ESSCT 在振动条件下的 SAHTC(用 h 表示)随 e 的变化情况。其中, $v_{in}=0.3 \text{ m/s}$ 。

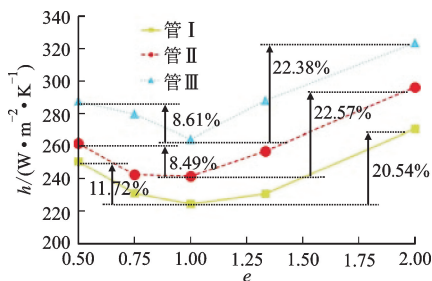


图 7 振动条件下 SAHTC 随 e 的变化情况

Fig. 7 Variation of SAHTC with e under vibration

从图 7 可以看出:

(1)不同 e 条件下,管 III 在振动条件下的 h 均最高,表明管 III 的传热性能最佳。这是由于管 III 所在通道内流速较高,惯性力较大^[12, 25]。

(2)当 $e=1$ 时,3 根 ESSCT 的 h 均为最低;当 $e \neq 1$ 时, h 均获得了不同程度的提高;当 $e=2$ 时, h 均为最高,3 根 ESSCT 的增幅均高于 20%,表明此时 ESSCT 的传热性能最佳。

综合分析可知:当 $e \neq 1$ 时,ESSCT 的截面较扁平,横掠 ESSCT 的流体更多,截面圆周上边界层减薄的区域较大,使层流底层减薄,黏性力降低; $e > 1$ 时边界层减薄的区域较 $e < 1$ 时的更大,其传热性能也更佳。

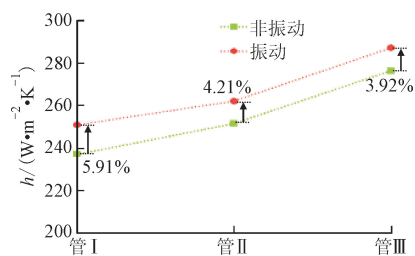
为分析 ESSCT 的振动强化传热性能,基于不同 e 对振动和非振动条件下 ESSCT 的 SAHTC 进行计算,结果如图 8 所示。其中, $v_{in}=0.3 \text{ m/s}$ 。从图 8 可以看出。

(1)不同 e 条件下,ESSCT 在振动时的 h 均较高,说明壳程流体诱导 ESSCT 的振动均增强了换热。这是因为振动减薄了边界层的厚度,使惯性力增大,进而改变了近壁流体的湍流特性。

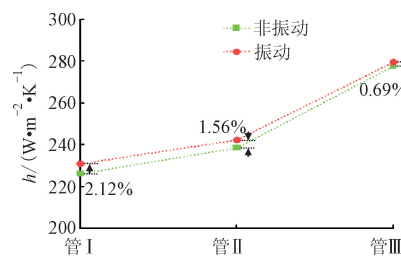
(2)对于确定的 e ,管 I 的 h 增幅均为最大 (1.62%~16.84%),管 III 的 h 增幅均为最小 (0.51%~3.92%)。这是因为:管 I 所在通道的平均流速最低,传热性能较差;管 III 所在通道的平均流速最高,传热性能较好(参见图 7);振动强化传热在低

流速(传热性能较差)时占总传热性能的比例较高,所起的作用更明显,故振动强化传热在低流速时的效果更佳^[5, 10]。

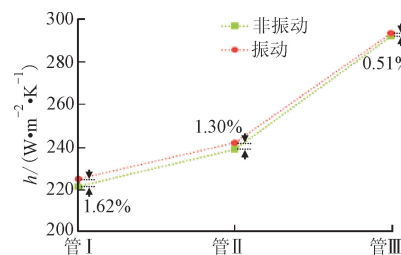
(3)当截面为圆形($e=1$)时, h 的增幅最小 (0.51%~1.62%)。当截面为椭圆形($e \neq 1$)时, ESSCT 的传热性能均获得了不同层次的改善。尤其当 $e=2$ 时,传热元件的传热性能获得了最大幅度的提高 (1.88%~16.84%)。这说明,将传热元件的截面变为椭圆形后,增强了近壁区流体的湍流特性,不仅提高了传热性能,还增强了振动强化传热性能。



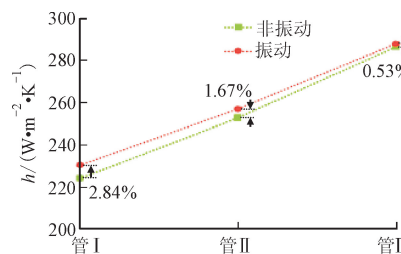
(a) $e=1/2$



(b) $e=3/4$



(c) $e=1$



(d) $e=4/3$

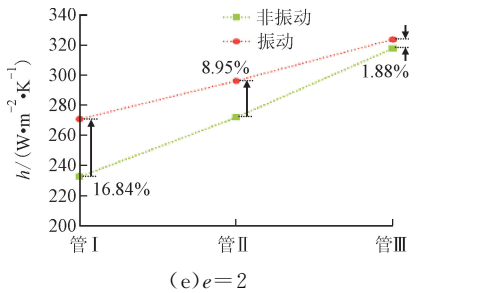


图 8 不同 e 时 SAHTC 随管束编号的变化

Fig. 8 Variation of SAHTC with tube number under different e

4.2 入口流速对传热性能的影响

表 6 为不同 v_{in} 下监测点 P_i 的振幅 A 和频率 f 。其中, $e=2$ 。

表 6 不同 v_{in} 下监测点的振幅和频率

Table 6 A and f of monitoring points under different v_{in}

$v_{in}/$ ($m \cdot s^{-1}$)	P_I		P_{II}		P_{III}	
	A/mm	f/Hz	A/mm	f/Hz	A/mm	f/Hz
0.1	0.014 1	23.57	0.015 4	23.57	0.003 4	23.57
0.3	0.098 7	23.57	0.092 4	23.57	0.021 4	23.57
0.5	0.175 2	23.57	0.149 4	23.57	0.022 7	23.57
0.7	0.261 6	23.57	0.201 4	23.57	0.024 1	23.57
0.9	0.317 2	23.57	0.273 7	23.57	0.028 0	23.57

从表 6 可以看出:

(1)壳程流体诱导 ESSCT 呈小幅低频振动。随着 v_{in} 的增加,ESSCT 的振幅增大,振动频率不变,说明高流速下,ESSCT 振动较剧烈。这是因为当 v_{in} 较高时,作用于管壁上的流体力较大。这与文献[8]的结论一致。

(2)相同 v_{in} 下,3 个监测点的振幅相差较大,说明在换热器内不同 ESSCT 的振动响应存在较大差异。这是由于壳程流体在入口处冲击各 ESSCT 的力度和流入各通道流体的流量不一致。

图 9 为振动和非振动条件下 ESSCT 的平均 SAHTC(h_a)随入口流速 v_{in} 的变化情况。其中, $e=2$ 。从图 9 可以看出:

(1)振动和非振动条件下的 h_a 均随 v_{in} 的增加而增大,说明 ESSCT 的传热性能随 v_{in} 的增加而增强。这是因为流速较高时,惯性力较大,流体的湍流特性较强。

(2) v_{in} 由 0.1 m/s 增加到 0.9 m/s,振动/非振动下的 h_a 增幅分别为 140.33%和 132.53%。这表明相对于非振动条件, v_{in} 对振动条件下 ESSCT 的

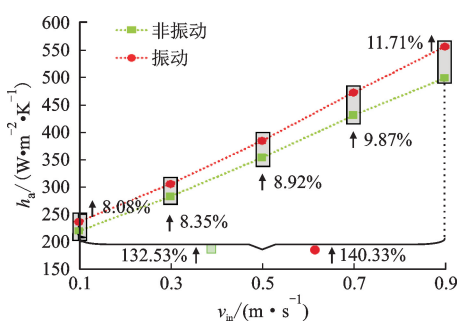


图 9 振动和非振动条件下 h_a 随 v_{in} 的变化

Fig. 9 Variation of h_a with v_{in} under vibration and non-vibration conditions

综合传热性能影响更显著。这是因为当 v_{in} 较高时,边界层厚度较薄,振动使较高流速较薄的边界层厚度进一步降低,致使振动条件下的总热阻较非振动条件下的总热阻的降幅较大。

(3)振动条件下的 h_a 均高于非振动条件下的 h_a ,且增幅随 v_{in} 的增加而增大,说明流体诱导的振动实现了强化传热。而且,当 v_{in} 较高时,振动条件下的总热阻降幅大于非振动条件下的总热阻降幅,故这种强化传热的作用随着 v_{in} 的增加而增强。

图 10 为振动/非振动条件下单位压降的 SAHTC ($h/\Delta P$)随入口流速 v_{in} 的变化情况。其中, $e=2$ 。

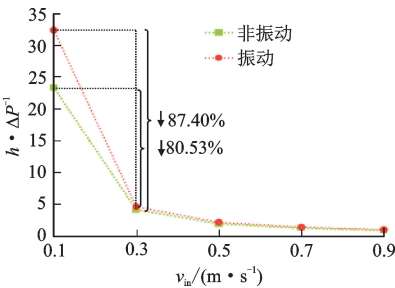


图 10 单位压降下的 SAHTC 随入口流速的变化情况

Fig. 10 Variation of SAHTC with inlet velocity under unit pressure drop

从图 10 可以看出:

(1)振动/非振动条件下, $h/\Delta P$ 均随 v_{in} 的增大而逐渐减小。其中, v_{in} 由 0.1 m/s 增加到 0.3 m/s 时, $h/\Delta P$ 降幅最大,分别为 87.40%和 80.53%。这是由于 v_{in} 增加时流体的阻力损失增加,故 ΔP 增大,且阻力损失(或 ΔP)的增幅在低流速时更明显。

(2)相对于非振动条件,振动条件下的 $h/\Delta P$ 较高。计算可知:当 $v_{in}=0.1$ m/s 时,流体诱导的振动使 $h/\Delta P$ 提高了 38.83%;当 $v_{in}=0.9$ m/s 时,流体

诱导的振动使 $h/\Delta P$ 仅提高了 13.52%。这是因为振动条件下 ESSCT 的传热性能提高,而阻力损失(或 ΔP)的变化不明显。

4.3 换热器综合强化传热性能分析

上述仅对传热元件 ESSCT 的传热性能和综合传热性能进行了分析,而对于换热器在整体强化传热方面的能力,需要运用 E_{pec} 来综合评价。当 E_{pec} 大于 1 时,说明在振动条件下换热器的综合强化传热能力获得了提高。

图 11 为不同 e 时的换热器 E_{pec} 。其中, $v_{\text{in}} = 0.3 \text{ m/s}$ 。从图 11 中可以看出:

(1)不同 e 条件下,换热器的 E_{pec} 均大于 1,说明不同 e 条件均实现了振动强化传热。

(2)换热器 E_{pec} 因 e 不同而存在明显区别。与 $e=1$ 相比, $e=3/4$ 时 E_{pec} 的降幅最大,为 2.91%;当 $e=2$ 时, E_{pec} 增幅最大,为 5.76%。这说明在本文的计算参数条件下, $e=2$ 时换热器的综合传热能力最高。

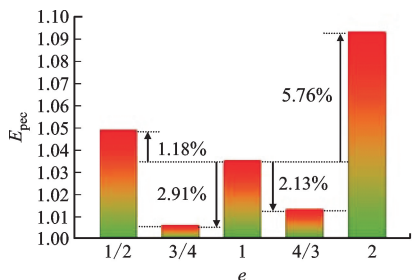


图 11 不同 e 时的 E_{pec}

Fig. 11 E_{pec} value under different e

综合分析可知:当 $e=3/4, 4/3$ 时,振动条件下传热的增率较阻力的增率低,致使 E_{pec} 较 $e=1$ 时降低;当 $e=1/2, 2$ 时,振动条件下传热的增率较阻力的增率高,致使 E_{pec} 较 $e=1$ 时升高。

图 12 为不同入口流速下换热器的 E_{pec} 。其中, $e=2$ 。

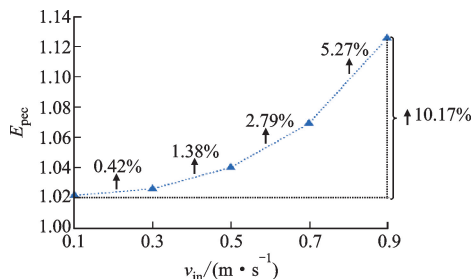


图 12 不同入口流速下的 E_{pec}

Fig. 12 E_{pec} value under different inlet velocity

从图 12 可以看出:

(1)不同 v_{in} 下, ESSCT 换热器的 E_{pec} 均高于 1.00,说明不同 v_{in} 下 ESSCT 换热器均实现了振动强化传热。

(2)ESSCT 换热器的 E_{pec} 随 v_{in} 的增加而增大,且 E_{pec} 增幅也随 v_{in} 的增加而增大,说明换热器的综合强化传热性能随 v_{in} 的增加而提高。

(3) v_{in} 由 0.1 m/s 增加到 0.9 m/s, E_{pec} 增幅为 10.17%,进一步说明了 ESSCT 换热器的综合强化传热性能在高流速时更好。

5 结 论

本文基于 ESSCT 换热器,通过在内部增设螺旋折流板和中空管,采用双向 FSC 算法,研究了不同 e 和不同 v_{in} 对 ESSCT 换热器振动强化传热性能的影响。主要得出下列结论。

(1)要想获得具有更高传热性能的换热设备,可通过将传统的圆形截面传热元件变为椭圆形截面传热元件来实现。在本文的计算参数范围内:当 $e=1$ 时,3 根 ESSCT 的 h 均为最低;当 $e \neq 1$ 时, h 均获得了不同程度的提高;当 $e=2$ 时, h 均为最高,3 根 ESSCT 的增幅均高于 20%,表明此时 ESSCT 的传热性能最佳。

(2)振动条件下,截面为圆形($e=1$)时 h 的增幅最低(0.51%~1.62%),当截面为椭圆形($e \neq 1$)时,振动条件下传热元件的传热性能均获得了不同程度的提高。尤其,当 $e=2$ 时,振动条件下的传热元件的传热性能获得了最大幅度的提高(1.88%~16.84%),此时换热器综合强化传热性能最强。

(3)ESSCT 的平均 SAHTC(h_a)和 E_{pec} 以及它们的增幅均随 v_{in} 的增加而增大。在本文计算参数范围内,当 v_{in} 由 0.1 m/s 增加到 0.9 m/s 时:振动/非振动下的 h_a 增幅分别为 140.33%和 132.53%,相较于非振动情况,振动使 h_a 的增幅由 8.08%增加到 11.71%; E_{pec} 的总增幅为 10.17%,且增幅由 0.42%增加到 5.27%。单位压降下的 SAHTC 随 v_{in} 的增加而减小,在低流速时效果更显著,尤其当 v_{in} 由 0.1 m/s 增加到 0.3 m/s 时,振动/非振动条件下的降幅分别为 87.40%和 80.53%。

参考文献:

- [1] SU Yancai, LI Mengli, LIU Mingliang, et al. A study of the enhanced heat transfer of flow-induced vibration of a new type of heat transfer tube bundle: the planar

- bending elastic tube bundle [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2016, 309: 294-302.
- [2] MITSUISHI A, SAKOH M, SHIMURA T, et al. Direct numerical simulation of convective heat transfer in a pipe with transverse vibration [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 148: 119048.
- [3] 李科, 文键, 厉彦忠, 等. 错流板翅式换热器分布参数模型构建和优化研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(10): 81-90.
- LI Ke, WEN Jian, LI Yanzhong, et al. Research on construction of distributed parameter model and optimization of cross-flow plate fin heat exchanger [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(10): 81-90.
- [4] YAN Ke, GE Peiqi, ZHAI Qiang. A comprehensive comparison on vibration and heat transfer of two elastic heat transfer tube bundles [J]. *Journal of Central South University*, 2015, 22(1): 377-385.
- [5] CHENG L, LUAN T, DU W, et al. Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(3/4): 1053-1057.
- [6] JI Jiadong, ZHANG Jingwei, GAO Runmiao, et al. Numerical research on vibration-enhanced heat transfer of elastic scroll tube bundle [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2022, 36(1): 61-68.
- [7] 季家东, 陈卫强, 邓旭, 等. 来流方向对弹性管束振动及传热特性的影响 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(18): 252-257.
- JI Jiadong, CHEN Weiqiang, DENG Xu, et al. Influence of the flow direction on the vibration and heat transfer characteristics of an elastic tube bundle [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(18): 252-257.
- [8] 季家东, 葛培琪, 毕文波, 等. 采用不同管排组合的换热器弹性管束壳程流体诱导振动响应 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(3): 69-75.
- JI Jiadong, GE Peiqi, BI Wenbo, et al. Shell-side flow-induced vibration responses of elastic tube bundle based on different tube combinations [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(3): 69-75.
- [9] BERGLES A E. Recent developments in enhanced heat transfer [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2011, 47(8): 1001-1008.
- [10] DUAN Derong, GE Peiqi, BI Wenbo. Numerical investigation on heat transfer performance of planar elastic tube bundle by flow-induced vibration in heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 103: 868-878.
- [11] JI Jiadong, LI Feiyang, SHI Baojun, et al. Analysis of the effect of baffles on vibration and heat transfer characteristics of elastic tube bundles [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 136: 106206.
- [12] WANG Simin, JIAN Guanping, XIAO Juan, et al. Fluid-thermal-structural analysis and structural optimization of spiral-wound heat exchanger [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, 95: 42-52.
- [13] JI Jiadong, ZHANG Jingwei, LI Feiyang, et al. Numerical research on vibration-enhanced heat transfer of improved elastic tube bundle heat exchanger [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 33: 101936.
- [14] JI Jiadong, GAO Runmiao, SHI Baojun, et al. Improved tube structure and segmental baffle to enhance heat transfer performance of elastic tube bundle heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 200: 117703.
- [15] JI Jiadong, GE Peiqi, LIU Ping, et al. Design and application of a new distributed pulsating flow generator in elastic tube bundle heat exchanger [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 130: 216-226.
- [16] JI Jiadong, GAO Runmiao, CHEN Weiqiang, et al. Analysis of vortex flow in fluid domain with variable cross-section and design of a new vortex generator [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, 116: 104695.
- [17] DUAN Derong, GE Peiqi, BI Wenbo, et al. Numerical investigation on the heat transfer enhancement mechanism of planar elastic tube bundle by flow-induced vibration [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 112: 450-459.
- [18] WU Jinxing, TIAN Qianhui, SUN Xuezheng, et al. Numerical simulation and experimental research on the comprehensive performance of the shell side of the spiral wound heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 163: 114381.
- [19] KHOSRAVI-BIZHAEM H, ABBASSI A, ZIVARI RAVAN A. Heat transfer enhancement and pressure drop by pulsating flow through helically coiled tube: an experimental study [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 160: 114012.
- [20] JI Jiadong, GAO Runmiao, CHEN Qinghua, et al. Analysis on fluid-induced vibration and heat transfer of helical elastic tube bundles [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2021, 35(1): 171-178.
- [21] 季家东, 周蓉, 高润森, 等. 基于不同截面形状的螺

- 螺旋弹性管束换热器传热特性分析 [J]. 振动与冲击, 2022, 41(22): 219-225.
- JI Jiadong, ZHOU Rong, GAO Runmiao, et al. Analysis on the heat transfer characteristics of spiral elastic tube bundle heat exchangers with different cross section shapes [J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(22): 219-225.
- [22] 季家东, 高润淼, 陈卫强, 等. 螺旋弹性管束换热器壳程振动强化传热研究 [J]. 工程热物理学报, 2021, 42(10): 2692-2699.
- JI Jiadong, GAO Runmiao, CHEN Weiqiang, et al. Study on shell-side vibration-enhanced heat transfer of helical elastic tube heat exchanger [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(10): 2692-2699.
- [23] 杜婷婷, 杜文静, 程林. 新型椭圆管螺旋折流板换热器特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2018, 39(1): 193-199.
- DU Tingting, DU Wenjing, CHENG Lin. Research on characteristics of a novel helical baffled heat exchanger with oval tubes [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(1): 193-199.
- [24] SALIMPOUR M R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(2): 203-207.
- [25] JI Jiadong, GE Peiqi, BI Wenbo. Numerical investigation of flow and heat transfer performances of horizontal spiral-coil pipes [J]. Journal of Hydrodynamics, 2016, 28(4): 576-584.

(编辑 陶晴 刘杨)