波纹管对高黏度介质的强化传热研究

肖金花[1]　钱才富[1*]　王凤林[2]
(1. 北京化工大学机电工程学院, 北京　100029; 2. 北京广厦公司, 北京　100029)

摘　要: 通过数值模拟和实验研究考察了一种黏度较高的油类介质在波纹管内的流动和传热特性。研究发现,在本文条件下,波纹管内流动从层流发展到湍流的临界雷诺数远小于传统光滑圆管内的临界雷诺数,约在 800～1000 左右;波纹管在低雷诺数条件下对较高黏度的介质具有更好的强化传热效果,最大传热强化比达到 6 倍左右;本文拟合出的波纹管内高黏度介质强制对流时的传热准则关联式,考虑了波纹管管型及不同温度下介质物性参数的影响,经验证具有较好的精度,这为波纹管换热器的进一步工程设计和应用提供了一定的理论依据。

关键词: 波纹管; 数值模拟; 高黏度介质; 传热强化
中图分类号: TQ051.5

引　言

波纹管换热器是一种新型高效强化换热器,自 90 年代初在我国问世后,国内外不少学者对其进行了流动和传热方面的研究[1-5],但这些研究大多是用实验方法研究黏度较低的水或空气等在特定管型波纹管内的流动或传热。到目前为止,对工业中常见的一些黏度较高的油类介质在波纹管内的流动或传热特性的研究一直很少在公开发表的文献中见到。本文的目的即是通过数值模拟和实验研究两种方法来考察一种黏度较高的混合油(由 40# 机油与柴油混合而成,以下简称为机油)在波纹管单管内的流动和传热特性,为波纹换热管的优化设计和工业应用提供一定的理论依据。

1　计算模型

数值计算时,本文选用的是目前工业上常用的一种波纹换热管,其波纹小径 $D_1 = 20$ mm,大径 $D_2 = 25$ mm,波距 $a = 18$ mm,大圆弧半径 $R_1 = 15$ mm,小圆弧半径 R_2 则根据几何关系由 D_1、D_2、R 和 a 确定。在管长方向上,包含了 10 个波距的长度。此外,由于波纹管内的流动总体上以轴向流为主,因此可近似将管内流动看成是轴对称的二维定常流动。计算模型结构示意图如图 1 所示。

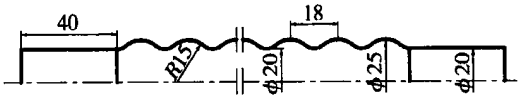

图 1　波纹管结构尺寸示意图

Fig. 1　Structure and dimensions of the vertical section of the corrugated tubes

数值模拟时波纹管的流动和传热边界条件是:入口给定均匀速度和温度边界,速度范围约在0.4～3.0 m/s 之间,使雷诺数范围约在 250～4000 之间,入口平均温度当 $Re < 2300$ 时为 20 ℃,当 $Re \geq 2300$ 时为 35 ℃;出口为恒定压力边界;壁面无滑移,即壁面上各个方向速度分量为零,且壁面上有恒热流密度 1×10^5 W/m^2。

表 1　不同温度下机油的实测运动黏度

Table 1　Kinematic viscosity of mixed oil at different temperatures

T/℃	ν (m^2·s)	T/℃	ν (m^2·s)
24.8	6.022×10^{-5}	59.8	1.382×10^{-5}
40.8	2.866×10^{-5}	80.0	8.71×10^{-6}

波纹管内的流动介质——机油,是一种人工混合油,其物性尤其是黏度未知,因此通过实验实测获得,见表 1。由表 1 可知,机油黏度随温度变化较大。但由于数值模拟时波纹管的管长很短,在本文的流动条件下,经试算,波纹管进出口的温差很小,故可近似认为在流动过程中机油的物性恒定。

此外还忽略流动介质重力的影响并认为其不可压缩。

收稿日期: 2006-04-26
基金项目: 北京市教委共建项目建设计划(XK100100541)
第一作者: 女,1979 年生,博士生
*通讯联系人
E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

2 数值模拟

本文数值模拟时采用的计算程序是 ANSYS/FLOTRAN CFD,它是一种采用分离式方法求解 N-S 方程及能量方程的通用 CFD 程序。选择的离散化方法是二阶迎风格式,压力修正应用 SIMPLE 算法,代数方程采用超松弛法进行迭代求解。湍流计算时选择的湍流模型是标准 κ-ε 湍流模型。

CFD 计算时,对计算域的网格质量要求比较高。这不但要求在计算域上尽量得到规则的结构化网格,还对网格的密度有一定要求。同时,若使用了标准 κ-ε 模型等高雷诺数的湍流模型,还要保证离壁面的无量纲距离 y^+ 必须满足一定的范围,如文献[6]推荐的范围是 $11.63 < y^+ < 500$,即近壁区的网格并非是越密越好。因此,为得到合适的计算网格,通常需要在实际计算之前作网格密度测试。

以入口雷诺数 $Re = 600$ 为例,经测试,计算采用的网格中,径向单元数 18 个,每波距内轴向单元数 24 个,且近壁区单元径向边长是管中心处单元边长的二分之一。

3 实验概述

实验研究一直是进行新型传热强化管研究的重要途径,也常用来验证数值模拟研究高效传热管内流动与传热性能的有效性,因此本文中也进行了相应的实验。实验时所用的波纹管为薄壁不锈钢波纹管,由外径 20 mm 的不锈钢管从管内胀扩加工形成,其公称规格是 25 mm ×0.8 mm ×2500 mm,实测数据是波峰直径 24.5 mm,波谷直径 20.2 mm,波距 18.2 mm。实验工质分别为煤油和机油。

实验系统由不锈钢波纹单管及管路系统组成,现场流程中安装有参数测量传感器如温度传感器、压力传感器和流量传感器等,以进行数据的显示、采集、处理及控制反馈。实验时在波纹管外壁包上带有电阻丝的保温加热层,以施加恒定热流边界;在管入口处改变流量,以测量不同入口流量下的进出口温度和压降等数据。当热平衡相对误差小于 5 % 时,认为系统达到平衡状态,开始测量和记录数据。

4 结果及分析

4.1 临界雷诺数的确定

图 2 所示为本文流动条件下,波纹管内平均 Nu 数随 Re 数的变化。图中,以小三角表示的曲线范围是 $Re = 250$～1600,在该范围内,数值模拟时按层流计算;以小圆圈表示的曲线范围是 $Re = 500$～4000,在此范围内,数值模拟时按湍流计算。

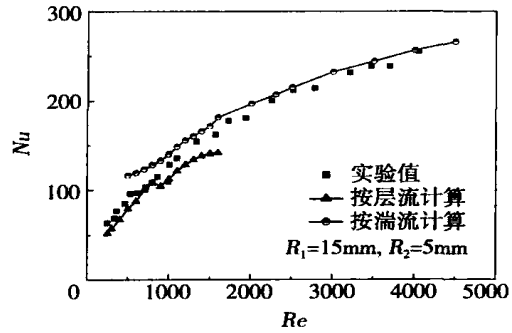

图 2 波纹管内平均 Nu 数随 Re 数的变化

Fig. 2 Relationship between Nu and Re in the corrugated tubes

由图 2 可知,以小三角表示的曲线在 $Re = 800$ 左右发生了波动,此后,随 Re 的增大,曲线往下偏移并逐渐远离实验数据点。这说明,此时数值模拟时层流模型已不再适用。另外,以小圆圈表示的曲线在 $Re < 1000$ 左右也发生了较大的偏移,且 Re 越小,偏移越大。这说明,当 Re 较小时,用湍流模型进行数值模拟误差太大。通过以上现象及分析可初步认为,对于本文中研究的波纹管,$Re = 800$～1000 左右是管内层流与湍流的分界点。

图 3 所示为本文流动条件下,实验测得的波纹管内范宁摩擦系数 f_c 随入口雷诺数 Re 的变化关系。由图可知,在 $Re = 800$～1000 附近,波纹管内的摩擦系数发生了较大的波动变化,并在此后开始整体往上偏移。由流体力学理论可知,当流体处于湍流状态时,流体质点之间相互剧烈碰撞,使得流体层之间的剪应力急剧增加。这种由于质点碰撞与混合所产生的湍流应力,较之由于流体黏性所产生的粘性应力要大得多。因此,湍流时的流动阻力要比层流时的大,这是湍流相对于层流的一个特征。

因此,图 3 也再次说明,对于本文条件下的波纹管,$Re = 800$～1000 左右正是标志着管内流动从层流进入湍流的临界雷诺数。显然这个临界雷诺数要比流体在光滑圆管中从层流过渡到湍流时的临界雷诺数 $Re = 2300$ 左右要低得多。这是由于波纹管周期性扩张和收缩的截面加剧了管内流体的湍动,因此管内流体比直管内的流体更易达到湍流状态。

4.2 流场分布

图 4 所示为入口雷诺数 $Re = 4000$ 时波纹管内

总体速度分布及充分发展段流线分布。

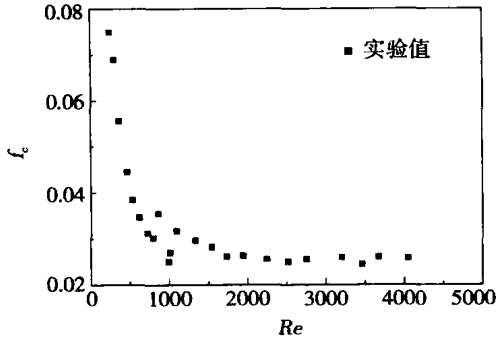

图 3　波纹管内摩擦系数随 Re 的变化

Fig. 3　Relationship between friction coefficients and Re in the corrugated tubes

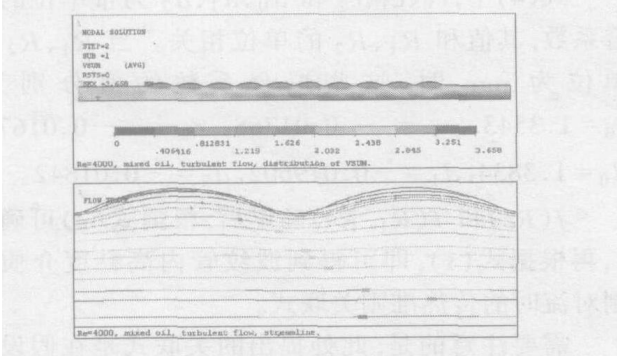

图 4　$Re = 4000$ 时波纹管内总体速度和流线分布

Fig. 4　Distribution of velocity field and streamlines in the corrugated tubes at $Re = 4000$

由图可知,此时整个波纹管内流线光滑,波峰内无回流区。这是由于在此时的流动温度下,机油的黏度较高,因此机油内部由于流体粘性而产生的剪应力和摩擦阻力也要大得多,这就导致其湍动程度不够剧烈,且在与主流方向垂直的方向上流体的速度梯度变化也不明显,这会在很大程度上抑制波纹管内近壁处边界层的分离以及远离壁面处旋涡的生成和扩散,其结果在宏观上表现为此时波纹管内的平均传热系数或努塞尔数要比介质为水时的低,而在细观上的表现即是波纹管内流线光滑,近壁处流线与壁面形状贴合很好,波峰内没有回流区生成。

4.3　传热强化比

在研究传热管的强化效果时,若单纯研究其传热性能,不考虑阻力的影响,可以用传热强化比的概念作为评判准则,它的形式是: $\eta = Nu/Nu_0$。其中 η 表示强化比, Nu 是强化管的努塞尔数, Nu_0 是普通直管的努塞尔数,对于高黏度流体,可由 Sieder-Tate 关联式[7]计算得到。显然,强化比 $\eta > 1$,而且它的值越大,表示该强化管的强化传热效果越好。

图 5 所示为数值计算和实验所得的波纹管内介质为机油时,传热强化比与入口雷诺数的变化关系。由图可知,当 $Re < 2300$ 时,波纹管的强化比随 Re 的增加迅速从 3 倍左右增加到 6 倍左右;当 $Re > 2300$ 后,强化比则逐渐从 3 倍减小到 2 倍左右;在 $Re = 2300$ 附近,强化比出现了一个较大的转折突变。这是由于 Sieder-Tate 关联式把 $Re = 2300$ 作为流体在光滑圆形直管中流动从层流到湍流的分界点。由于流体在层流和湍流时的传热机理不同,因此层流时的 Nu 数要比湍流时的 Nu 数低得多,这就导致在分界点上出现突变。

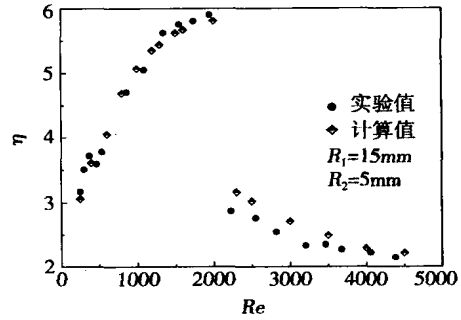

图 5　波纹管传热强化比随 Re 的变化

Fig. 5　Relationship between performance ratio and Re

图 5 同时还表明, $Re < 2300$ 时波纹管的强化比总体上要大于 $Re > 2300$ 时的强化比,这说明对于类似机油的黏度较高的流动介质,波纹管在低 Re 数条件下将显现出更好的强化传热优势。

本文还考虑了波纹管管型对其传热性能的影响,图 6 所示为波纹管基管直径一定时不同的圆弧半径对管内平均 Nu 数的影响。该图表明,随波纹管大小圆弧半径减小,管内平均 Nu 增大。这表明,在同样的流动条件下,圆弧半径较小的波纹管能够得到更好的传热效果。

图 7 所示为波纹管基管直径相同而圆弧半径不同时,传热强化比随雷诺数 Re 的变化。由图可知,波纹管圆弧半径对强化比的影响较大。总体来说,随圆弧半径减小,强化比有所增加,但最佳强化比出现的位置一致。这说明: (1) 在相同的流动条件下,圆弧半径较小的波纹管具有更好的强化传热优势; (2) 当基管直径一定时,波纹管的波纹形状对最佳强化区出现的位置没有影响。

关于波纹管基管直径对管内传热性能的影响,本文经研究发现,其影响很小,可以忽略。

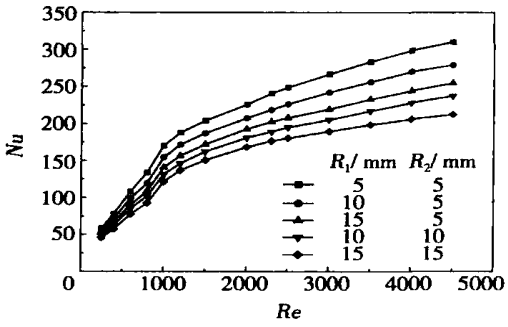

图 6 波纹管圆弧半径对管内平均 Nu 数的影响

Fig. 6 Influence of circular radius of corrugated tubes on average Nusselt numbers

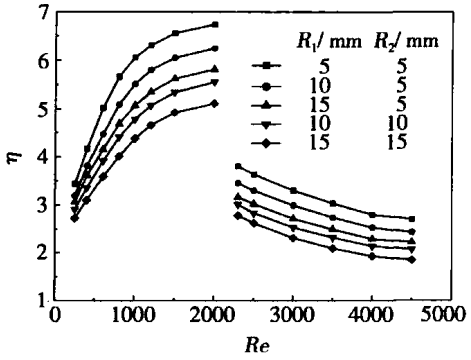

图 7 波纹管圆弧半径对传热强化比的影响

Fig. 7 Influence of circular radius of corrugated tubes on performance ratio

4.4 传热准则关联式

对于类似机油的黏度较高的流体,目前工程上尚没有可以直接利用的比较全面的传热准则关联式。因此,本文将首次在此方面进行系统研究,以为波纹管换热器的更广泛工业设计和应用提供一定的理论依据。

本文提出的波纹管内高黏度介质强制对流时的传热准则关联式的基本形式为:

$$Nu_c = f \cdot Nu_s \tag{1}$$

上式中,Nu_c 是高黏度流体在波纹管中作强制湍流时的 Nu 数;Nu_s 为由 Sieder-Tate 关联式确定的高黏度流体在光滑圆形直管中作强制对流时的 Nu 数;f 为包含波纹管管型影响的多项式系数,且经研究,f 可写成如下形式:

$$f = f(Re) \cdot f(R_1, R_2) \tag{2}$$

式中,$f(Re)$ 可根据图 6 以 $Re = 2300$ 为分界点,使用 Origin 软件分段拟合得到:

$$f(Re) = \begin{cases} a_0 + a_1 \cdot Re + a_2 \cdot Re^2 (250 \le Re < 2300) \\ b_0 + b_1 \cdot Re + b_2 \cdot Re^2 (2300 \le Re < 4500) \end{cases} \tag{3}$$

式(3)中,a_0、a_1、a_2 和 b_0、b_1、b_2 为相应的拟合系数,其值分别为:$a_0 = 2.18248$, $a_1 = 0.00388$, $a_2 = -1.04151 \times 10^{-6}$; $b_0 = 5.6121$, $b_1 = -0.00139$, $b_2 = 1.40896 \times 10^{-7}$。

$f(R_1, R_2)$ 则可根据图 8 通过分段拟合来确定:

$$f(R_1, R_2) = \begin{cases} c_0 + c_1 \cdot R_1 + c_2 \cdot R_2 (250 \le Re < 2300) \\ d_0 + d_1 \cdot R_1 + d_2 \cdot R_2 (2300 \le Re \le 4500) \end{cases} \tag{4}$$

式(4)中,c_0、c_1、c_2 和 d_0、d_1、d_2 为带单位的拟合系数,其值和 R_1、R_2 的单位相关。当 R_1、R_2 的单位为 mm 时,这些拟合系数的值分别为:$c_0 = 1.3543$, $c_1 = -0.01768$, $c_2 = -0.01672$; $d_0 = 1.3834$, $d_1 = -0.019602$, $d_2 = -0.01842$。

$f(Re)$ 和 $f(R_1, R_2)$ 确定后,根据式(2)可确定 f,再根据式(1),即可得到波纹管内高黏度介质强制对流时的传热准则关联式。

需要注意的是,此处提出的关联式是在假设波纹管内流体物性恒定在特定的入口温度下而提出的,因此没有考虑到不同的入口温度下机油的物性参数变化,尤其是黏度变化对管内传热造成的影响。为此,本文采用的方法是在原关联式的基础上引入一个与黏度相关的修正系数 ϕ 来进行修正,且

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_{in}}\right)^n \tag{5}$$

上式中,μ 为不同入口温度下机油的黏度,μ_{in} 为上文数值模拟时入口温度下($Re = 2300$ 前、后分别为 20 ℃和 35 ℃)机油的黏度。n 为修正指数,经 Origin 软件拟合,当 $Re < 2300$ 和 $Re \ge 2300$ 时均可取 $n = 0.88$。

至此,经引入修正系数后,原关联式(1)也可修正如下:

$$Nu_c = \phi \cdot f \cdot Nu_s \tag{6}$$

式(6)即是考虑波纹管管型影响的波纹管内高黏度介质强制对流时的传热准则关联式。该关联式经大量验证,具有较好的精度,与数值模拟结果的最大误差小于 10 %,因此对工程设计和应用具有一定的指导意义。

式(6)的应用范围是:波纹管单管,当 250 ≤

$Re < 2300$ 时, $150.91 \leq Pr \leq 812.10$; 当 $2300 \leq Re \leq 4500$ 时, $92.67 \leq Pr \leq 444.30$。波纹管管径系列是 $D_1/D_2 = 19\ mm/25\ mm$、$25\ mm/32\ mm$、$32\ mm/42\ mm$ 三种, 波纹管大小圆弧半径范围是 $5\ mm < R_2 < R_1 < 15\ mm$。

5　结论

(1) 对于本文中研究的波纹换热管, 管内流动从层流过渡到湍流时的临界雷诺数约在 800～1000 左右, 这比流体在光滑圆形直管中从层流过渡到湍流时的临界雷诺数 $Re = 2300$ 左右要低得多。这表明在相同流动条件下, 波纹管对流体流动具有较好的湍流促进效果。

(2) 波纹管内介质为黏度较高的机油时, 其强化传热效果要比管内为黏度较低的水或煤油时更好, 最大强化比达到 5～6.5 倍, 且最佳强化区也更靠前, 约在 $Re = 2300$ 左右。这说明波纹管对于较高黏度介质在较低雷诺数条件下的强化传热具有更好的效果;

(3) 本文拟合出的波纹管内高黏度介质强制对流时的传热准则关联式考虑了波纹管管型及不同温度下介质物性参数的影响, 经验证具有较好的精度, 这为波纹管换热器的进一步工程设计和应用提供了一定的理论依据。

参考文献:

[1] 俞惠敏, 蔡业彬. 几种换热管强化传热性能实验分析与比较 [J]. 流体机械, 2003, 31(6): 7 - 10.

[2] 田刚, 刘海军, 李晓东. 波纹管内强制对流换热的试验研究 [J]. 低温建筑技术, 2004, 4: 86 - 87.

[3] 曾敏, 王秋旺, 屈治国, 等. 波纹管内强制对流换热与阻力特性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(3): 237 - 240.

[4] RUSS G, BEER H. Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface —— Ⅰ. Numerical investigation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(5): 1061 - 1070.

[5] RUSS G, BEER H. Heat transfer and flow field in a pipe with sinusoidal wavy surface —— Ⅱ. Experimental investigation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(5): 1071 - 1081.

[6] 王福军. 计算流体动力学分析 ——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

[7] 谭天恩, 麦本熙, 丁惠华. 化工原理: 上册[M]. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 1990.

Heat transfer enhancement by corrugated tubes with high viscosity fluids

XIAO JinHua　QIAN CaiFu　WANG FengLin

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029; 2. Beijing Groundsun Company, Beijing 100029, China)

Abstract: Fluid flow and heat transfer of an oil with high viscosity have been numerically and experimentally studied in corrugated tubes. The critical Reynolds Number for the transition from laminar to turbulent flow in corrugated tubes was found to be about 800 to 1000, which is much lower than that observed in a traditional straight tube. The enhancement of heat transfer associated with use of the corrugated tube is more significant for high viscosity liquids such as oils compared to low-viscosity fluids such as water. In the case of oils, the Nusselt number can be as much as six times that for a straight tube. In addition, a Nusselt number correlation for high-viscosity fluids in corrugated tubes has been verified numerically and experimently. The resulting increased understanding of the influence of pipe shape and fluid properties should be useful in future engineering design and application of corrugated tubes.

Key words: corrugated pipe; numerical simulation; high viscosity fluid; heat transfer enhancement