

# 螺旋槽管脉冲流强化对流换热数值及场协同分析

杨文灏,喻九阳<sup>\*</sup>,吴艳阳,高九阳,刘利军,刘 倩,林 伟

(武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430074)

**摘 要:**通过数值模拟计算研究了在螺旋槽管内通入脉冲流后的强化换热机理.数值计算结果表明,脉冲流动能引起出口压力呈周期波动,波动幅度随脉冲流频率的增大而增大;脉冲流动能够使流体在螺旋槽管管壁附近产生漩涡,并出现周期性的生成、漂移和脱落;由于漩涡的作用,增强了流体的径向扰动和相对扰动;脉冲流动能够改善速度场与温度梯度场之间的协同程度,从而起到强化传热的效果.

**关键词:**螺旋槽管;脉冲流;场协同;强化传热

**中图分类号:**X703

**文献标识码:**A

**doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2011.09.011

## 0 引 言

螺旋槽管自 20 世纪 60 年代问世以来,国内外很多学者都对其进行了研究, Moffat 和 Zimparov 分别对卧式冷凝器中的螺旋槽管进行了研究, Mofat 对 11 种不同螺距和槽深的螺旋槽管进行了实验,建立了总传热系数、冷凝侧的传热系数的相关准则方程<sup>[1]</sup>. Zimparov 测定了 11 种不同结构参数螺旋槽管的传热性能,得到了螺旋槽管内外侧的传热系数和总传热系数.通过同光滑管的实验数据进行比较,结果表明螺旋槽管的总传热系数是光滑管的 2 倍<sup>[2]</sup>.

脉冲流动对对流传热的影响目前还没有一致结论:**a.** 俞接成、Himadri Chattopadhyay 等认为脉冲流动对传热过程没有影响<sup>[3-4]</sup>;**b.** Mackly 实验证实脉冲流对带内肋片圆管强化效果显著,但对普通圆管直通道没有强化换热效果<sup>[5]</sup>;**c.** A. E. Zohir 等认为脉冲流能强化传热<sup>[6-7]</sup>.

本研究应用 Fluent 软件对等壁温条件下,对三维螺旋槽管内脉冲流进行数值模拟,研究了脉冲流对管内单相流流动和换热的影响<sup>[8]</sup>.

## 1 计算模型及边界条件

在数值模拟计算中,由于螺旋槽管的不对称结构,故对螺旋槽管进行三维建模,取螺旋槽管长度为  $L=500$  mm,外径  $D_f=18$  mm,内径  $D_o=16$  mm,管子长度  $L=500$  mm,槽深  $e=0.48$  mm,

节距  $p=4.8$  mm.如图 1 所示,此外,按照实际模型的结构,在建立螺旋槽管几何模型时,在管的进出口端各增加了两个直管段,长度分别为 25 mm 以及 30 mm.如图 1 所示.

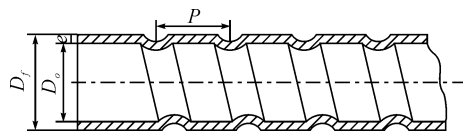


图 1 螺旋槽管二维示意图

Fig. 1 Two-dimensional diagram of spirally fluted tube

该模型网格划分如图 2.壁面为等温条件,温度为 293 K,壁面速度无滑移.本实验将入口给定速度脉冲作为脉冲流动的原因,其表达式为:

$$v=v_0[1+A\sin(2\pi nt)]$$

其中为  $v$  脉冲流瞬时速度,  $v_0$  为稳态流速度,  $A$  为脉冲流振幅,  $n$  为脉冲流频率.显然当  $A$  为 0 时,演变成稳态流.计算时,  $V_0=0.05$  m/s,分别取 1,3,5,8,10,  $A$  分别取 2,4,6,8,10.为了便于计算,壁面温度恒定为 293 K.流体工质为水,流体入口温度为 333 K.

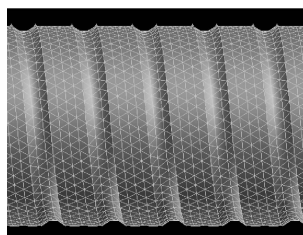


图 2 螺旋槽管网格示意图

Fig. 2 Grid diagram of spirally fluted tube

收稿日期:2011-03-23

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 50976080)

作者简介:杨文灏(1986-),男,湖北天门人,硕士研究生.研究方向:强化换热技术.

指导老师:喻九阳,教授,硕士研究生导师.研究方向:高效节能技术.\* 通信联系人

采用压力与速度耦合的 SIMPLER 算法进行离散求解,扩散项采用中心差分格式.收敛标准是出口处的平均温度呈周期性波动.

2 计算结果分析

2.1 出口中心处压力分布图

图 3 中表示的是当  $A=1$  时, $n=2,4,6,8,10$  时,螺旋槽管出口截面平均压力波动.从图中可知,当脉动流通过半个周期以后,压力波动值达到最大,并且在相同的振幅条件下,频率  $n$  越大,压力波动也越大.并且出口截面平均压力的波动随频率  $n$  增大而增大.这是因为由于入口处采用正弦脉冲流输入,频率越大,速度波动也越大,从而导致出口平均压力随频率  $n$  增大而增大.

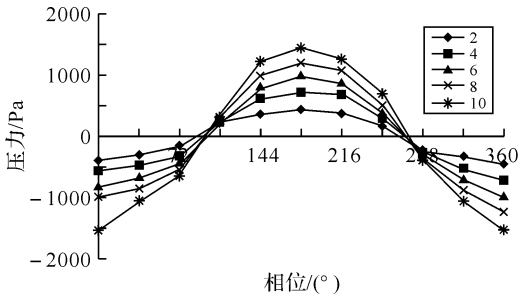


图 3 出口中心处压力波动图

Fig. 3 The outlet center pressure distribution

2.2 脉冲流参数对于流场的影响

图 4、5 是在通入的脉冲流参数为  $A=1, n=4$  时,第 50 个螺旋槽段的稳态和脉冲流条件下的流函数的分布图和速度矢量图.由于是三维建模,所以我们建立  $Z=0$  的平面,以便于观察管内的流场情况,图 4 所示的是一个计算周期下不同相位是流体的流函数图;图 5 中表示脉冲流条件下一个周期内不同相位时流体的速度矢量图.通过图形可以表明:稳态流动条件下,此波段内流体流态是固定且无涡流;但当通入脉冲流后,在一个周期内,流体形态不断发生变化,基本过程如下:首先流体同向流动,速度场无涡旋,当脉冲相位超过  $180^\circ$ ,即达到负周期时,脉冲流流体在开槽处靠近流体入口处产生漩涡.

2.3 时均径向温度分布

当  $A=5, n=2$  时, $X=225\text{ mm}$  处即在螺旋槽管第 48 个开槽处稳态和脉冲流条件下的径向温度分布图,从图 6 中可知,由于脉冲流作用,时均径向温度分布在壁面附近比稳态时的斜率要大,这样就降低了温度边界层的厚度,从而强化传热.

2.4 脉冲流强化传热的场协同分析

当  $A=1, n=6$  时,螺旋槽管在  $XY$  剖面上的

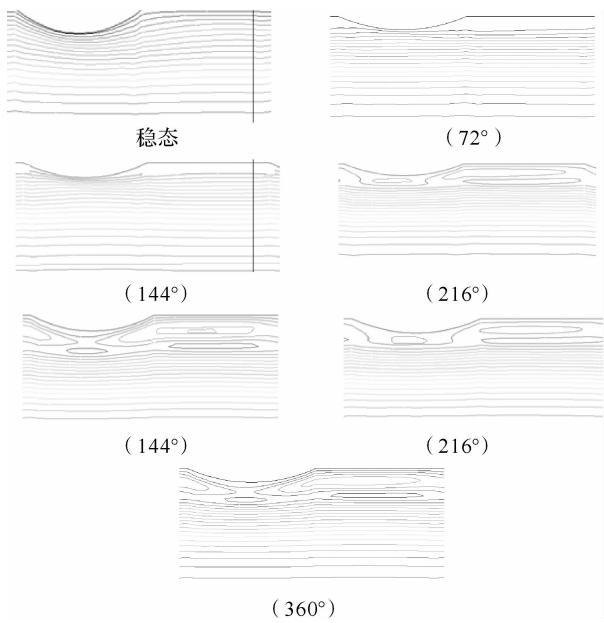


图 4 流函数分布图

Fig. 4 Stream function distribution

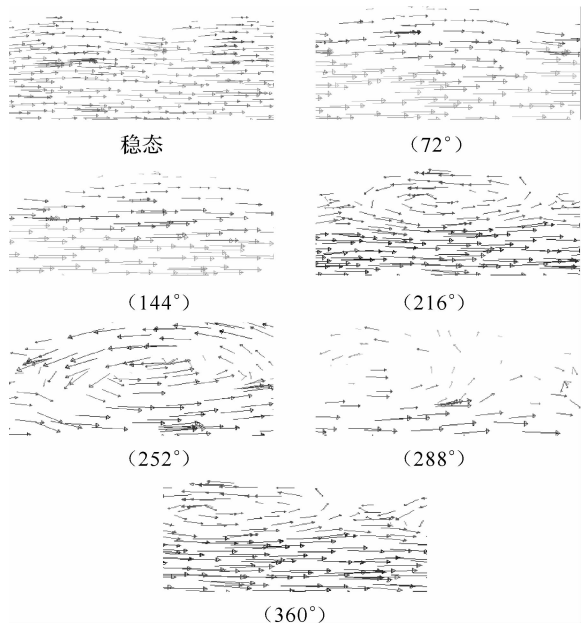


图 5 速度矢量图

Fig. 5 The velocity vector graph

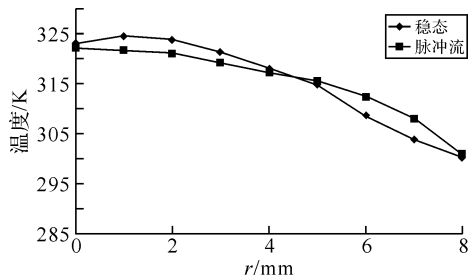


图 6 径向温度分布图

Fig. 6 Radial temperature distribution

速度矢量图和温度等值线图如下所示,由图 7 和图 8 中可知,在螺旋凸起区域,温度梯度矢量发生了偏转与轴线成一定角度,速度矢量方向也发生

了角度偏转,不再与轴线平行,这样速度场和温度场得协同性变好,从而强化传热.

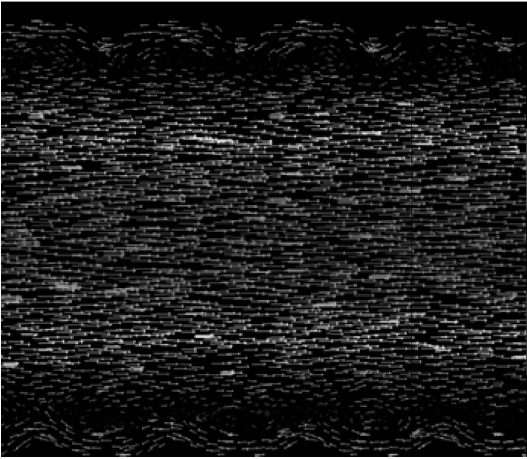


图 7 螺旋槽管 XY 剖面速度矢量图

Fig. 7 Velocity vector distribution of spirally fluted tube

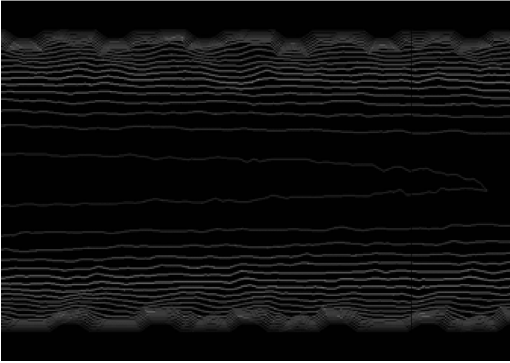


图 8 螺旋槽管 XY 剖面温度等值线图

Fig. 8 Temperature contour of spirally fluted tube

为了更好了解脉冲流强化传热的效果,可以得到周期平均场协同数 $\overline{Fc_t}$ 以及壁面平均努赛尔数 $\overline{Nu_t}$ 与振幅  $A$  的关系. 根据公式:

$$Nu_t = \frac{Q}{\pi \lambda (T_w - T_f)}; Fc_t = \frac{Nu_t}{Re_m Pr}$$

式中  $Q$  为单位长度上螺旋槽管壁面传递的热量; $\lambda$  为热导率; $T_w$  为壁面温度; $T_f$  为流体平均温度. 从图 9 可知,脉冲流能提高场协同数 $\overline{Fc_t}$ . 当脉冲流频率一定(即当  $n=6$  Hz)时,存在临界振幅. 在本图中,临界振幅为 5 mm,当脉冲流振幅小于 5 mm 时,周期平均场协同数基本与稳态流时相等,表明脉冲流并不能改善速度场和温度梯度场之间的协同程度,达不到强化传热效果;当振幅大于 5 mm 后,周期平均场协同数随振幅的增大而增大,表明通入脉冲流能使速度场和温度梯度场之间的协同程度情况得到改善,与之对应的壁面平均努赛尔数 $\overline{Nu_t}$ 也随之增大,使换热得到强化.

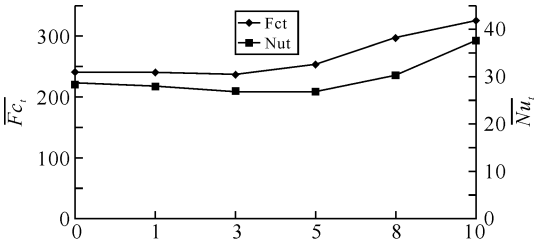


图 9  $\overline{Fc_t}$ 和 $\overline{Nu_t}$ 与不同振幅之间的关系

Fig. 9 Relationship between different amplitudes and  $\overline{Fc_t}$  and  $\overline{Nu_t}$ .  
注:  $Re=1\ 782, n=6$  Hz.

3 结 语

- a. 通过 fluent 数值计算,得到出口中心处压力呈周期性波动,在相同的波动条件下,频率越大,压力波动也越大.
- b. 脉冲流通入后使得流体在螺旋槽管开槽处产生漩涡,这样大大增加流体的扰动,降低了边界层厚度,从而强化换热.
- c. 与稳态流相比,由于脉冲流的作用,槽管壁附近会有漩涡产生、然后漂移最后脱落.
- d. 通入脉冲流后,速度场和温度场得协同性变好,从而强化传热. 对其进行场协同分析,发现当振幅大于某一临介值以后,周期平均场协同数以及壁面平均努塞尔会随着振幅的增大而增大,会起到强化传热的效果.

参考文献:

[1] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988,1( 1):3-17.

[2] Zimparov V D, Vulchanov N L, Delov L B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers [J]. Intenrational Journal of Heat and Mass Transfer, 1991,34 (5):2187-2197.

[3] 俞接成,李志信. 圆管层流脉冲流动对流换热数值分析[J]. 工程热物理学报,2005,26(2):319-321.

[4] Chattopadhyay H, Durst F, Ray S. Analysis of heat transfer in simultaneously developoing pulsating laminar flow in a pipe with constant wall temperature [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer,2006,33:475-481.

[5] Mamayev V V, Nosov V S, Syromyatnikov N I. Investigation of heat transfer in pulsed flow of air in pips[J]. Heat Transfer-soviet Research,1976,8(3): 111-116.