

热声系统振荡流换热器的特性

刘明方¹, 吴 锋^{1,2}, 杨志春^{1,2}, 王 军¹

(1. 武汉工程大学机电工程学院, 湖北 武汉 430074; 2. 海军工程大学研究生院, 湖北 武汉 430033)

摘 要:利用波动理论建立双向时滞模型,以研究圆孔结构和平板结构换热器微通道中温度波的振荡特性. 结果表明,温度波的振幅随着无因次时间准数 $\omega\tau$ 值的增大而减小;在流道中心,其振幅随着 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 的增大均有一个先增大后减小的过程,并且平板结构换热器的性能要优于圆孔结构换热器;为了提高换热器的换热性能,圆孔结构一般设计 $1 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2$, 平行板结构一般设计 $1.5 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2.5$.

关键词:热声;振荡流;换热器;弛豫时间;温度波

中图分类号:TB131

文献标识码:A

doi:10.3969/j.issn.1674-2869.2011.10.018

0 引 言

热声热机是一种热能转换装置,主要的部件有冷(热)端换热器、回热器和谐振管等^[1]. 其中,换热器用于调制回热器两端温差,其换热性能对整机工作性能有很大影响.

上世纪末研究人员对热声热机换热器的振荡流进行了研究. 其中具有代表性的是宾夕法尼亚大学的 Wakeland 和 Keolian^[2-4]. 他们研究了无回热器热声系统中换热器的性能,然后利用与时间相关的非均匀速度分布层流振荡模型,测量了相邻独立平行板换热器在振荡流情况下换热量与换热效率. 然而,热声领域对振荡流换热器^[5-6]的研究依然属于摸索阶段,并没有一个成熟的理论体系.

热声过程是在微小区域内发生的波动和扩散的综合效应^[7],用传统的热力学观点^[8]是无法解释这种过程的,在这里,弛豫时间也就尤为重要. 因此将弛豫时间引入到换热器的理论研究中是非常必要的.

利用波动理论建立双向时滞模型,以研究圆孔结构和平板结构换热器微通道中温度波的振荡特性,并分析扰动温度分布的特性. 同时,研究水力半径及热渗透深度对换热器传热效果的影响. 所得结论对热声系统中换热器设计具有一定理论指导意义.

1 振荡流温度波特性分析

考虑双向时滞模型,热声系统的动量方程和

能量方程可写为:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_1(x, y, t + \tau)}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P_1}{\partial x} + v \nabla_{\perp}^2 u_1(x, y, t + \tau) \\ \frac{\partial T_1(x, y, t + \tau)}{\partial t} + u_1(x, y, t + \tau) \frac{dT_0}{dx} - \frac{1}{\rho_0 C_p} \frac{\partial P_1}{\partial t} \\ = \alpha \nabla_{\perp}^2 T_1(x, y, t + \tau) \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中, v 、 α 、 τ 分别为动力粘性系数、热扩散系数、弛豫时间; ρ_0 、 C_p 、 $\frac{dT_0}{dx}$ 分别表示为流体的平均密度、流体的比等压热容、纵向温度梯度; u_1 、 T_1 表示为速度和温度的一级小量.

换热器的纵向温度和压强不变,故纵向温度梯度为 0. 则式(1)可变为

$$\begin{cases} \frac{\partial u_1(x, y, t + \tau)}{\partial t} = v \nabla_{\perp}^2 u_1(x, y, t + \tau) \\ \frac{\partial T_1(x, y, t + \tau)}{\partial t} - \frac{1}{\rho_0 C_p} \frac{\partial P_1}{\partial t} \\ = \alpha \nabla_{\perp}^2 T_1(x, y, t + \tau) \end{cases} \quad (2)$$

对于小振幅热声现象,对上式进行泰勒展开,取一级小量,误差可控制在 4% 范围以内,故式(2)可线性化为:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_1}{\partial t} + \tau \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = v \nabla_{\perp}^2 u_1 + v\tau \frac{\partial \nabla_{\perp}^2 u_1}{\partial t} \\ \frac{\partial T_1}{\partial t} + \tau \frac{\partial^2 T_1}{\partial t^2} - \frac{1}{\rho_0 C_p} \frac{\partial P_1}{\partial t} \\ = \alpha \nabla_{\perp}^2 T_1 + \alpha\tau \frac{\partial \nabla_{\perp}^2 T_1}{\partial t} \end{cases} \quad (3)$$

引入复数形式,令 $u_1 = u(x, y) e^{i\omega t}$, $P_1 =$

收稿日期:2011-08-23

基金项目:国家自然科学基金项目(51176143).

作者简介:刘明方(1986-),男,湖北仙桃人,硕士研究生. 研究方向:热声机换热器的动态特性研究.

指导老师:吴 锋,男,教授,博士,博士研究生导师. 研究方向:热声热机工程等.

$P(y)e^{i\omega t}$ 及 $T_1=T(x,y)e^{i\omega t}$, 则式(3)可表达为

$$\begin{cases} \nabla_{\perp}^2 u-i\frac{\omega}{v}U=0 \\ \nabla_{\perp}^2 T-i\frac{\omega}{\alpha}T-\frac{i\omega}{\rho_0 C_p \alpha(1+i\omega\tau)}p(y)=0 \end{cases} \quad (4)$$

式(4)中, $i=\sqrt{-1}$, 并且边界条件为 $y=y_0$, $u(x,y_0)=0, T(x,y_0)=0$, 则方程(4)的解为

$$T(y)=\frac{1}{\rho_0 C_p}\frac{1-h_a}{1+i\omega\tau}P(y) \quad (5)$$

式(5)中对于平行板叠结构^[10], 平行板叠之间间距为 $2y_0=2r_h$, 则

$$h_a=\frac{\cosh\left[\frac{(i+1)y}{\delta_a}\right]}{\cosh\left[\frac{(i+1)y_0}{\delta_a}\right]}$$

$$\delta_a=\sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}$$

对于圆孔结构, 半径为 $y_0=2r_h$, 则

$$h_a=\frac{J_0\left[\frac{(i-1)y}{\delta_a}\right]}{J_0\left[\frac{(i-1)y_0}{\delta_a}\right]}$$

$$\delta_a=\sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}$$

其中 r_h 表示换热器的水力半径.

对于行波, 令

$$P(y)=P_0e^{-iky}$$

其中 $k=\frac{2\pi}{\lambda}=\frac{\omega}{C_0}$, C_0 为纵向声速. 将 T 无因次化,

即令 $T'=\frac{2\rho_0RT}{P_0}$, 并去掉撇号, 则式(5)可以表示成:

$$T(y)=\frac{2R(1-h_a)}{C_p(1+i\omega\tau)}e^{-iky} \quad (6)$$

式(6)中 R 表示普适气体常量.

2 数值算例

在具体计算时以氮气作为工质, 压力 1.0 MPa, 平均温度为 $T=300\text{ K}$, 等压比热容 $C_p=5\,200\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, 密度 $\rho_m=1.6\text{ kg/m}^3$, 热扩散系数 $K=0.154\,4\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $R=8.314\,5\text{ J/(m}\cdot\text{K)}$. 振荡频率 $f=150\text{ Hz}$, 工质热渗透深度 $\delta_a=\sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}}=\sqrt{\frac{K}{\pi f\rho_m C_p}}=1.98\times10^{-4}\text{ m}$. 令平行板结构换热器的板间距离和圆孔结构换热器的圆半径均为 0.3 mm .

图 1 给出了两种结构换热器振荡中温度沿着

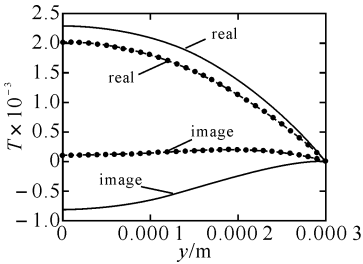


图 1 两种结构换热器振荡温度分布示意图
Fig. 1 Oscillation temperature distribution diagram of two structures of heat exchanger
注:——平行板;---圆孔

从图 1 中可以看出温度振荡的幅值的实部和虚部的绝对值在靠近固体壁的附近有一个明显的衰减过程;并且平行板换热器的振荡温度要高于圆孔换热器的振荡温度.

在流道中心处, 即 $y=0$, 温度扰动最大, 分别对两种结构换热器在不同 $\omega\tau$ 和 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 下对振荡流温度进行探讨.

图 2 给出了两种结构的换热器流道中心振荡温度分布示意图.

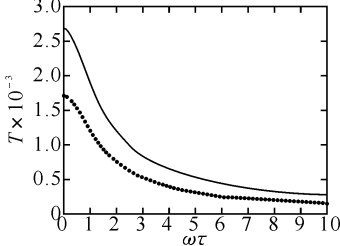


图 2 $\omega\tau$ 变化时换热器振荡温度分布
Fig. 2 When $\omega\tau$ changes, the Oscillation temperature distribution diagram of heat exchanger
注:——平行板;---圆孔

从图 2 中可以看出, 温度波的振幅在流道中心随着 $\omega\tau$ 的增大而不断的减小. 因为随着 $\omega\tau$ 的增大, 温度波从以波动为主变为以扩散为主.

图 3 和图 4 给出了两种结构的换热器流道中心振荡温度随 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 变化的分布意图.

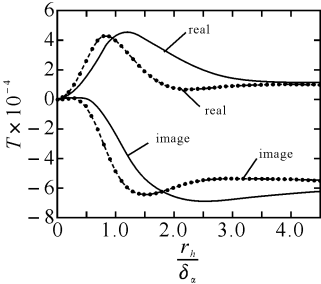


图 3 不同 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 时振荡温度分布示意图
Fig. 3 Oscillation temperature distribution diagram in different $\frac{r_h}{\delta_a}$
注:——平行板;---圆孔

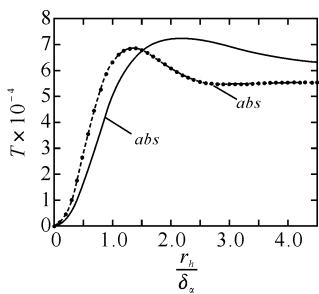


图 4 不同 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 时振荡温度幅值分布示意图

Fig. 4 Oscillation temperature amplitude distribution

diagram in different $\frac{r_h}{\delta_a}$

注:—— 平行板;---●--- 圆孔

从图 3 和图 4 中可以看出两种结构换热器振荡温度随着 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 的增大均有一个先增大后减小的过程,且在 $\frac{r_h}{\delta_a} \geq 5$ 时,振幅趋于不变. 因为随着 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 的增大,热交换区域离流道中心越远,换热效果越差. 圆孔结构换热器在 $\frac{r_h}{\delta_a} \cong 1.5$ 时,振荡温度振幅达到最大;而平行板结构换热器在 $\frac{r_h}{\delta_a} \cong 2$ 时,振荡温度振幅达到最大;并且平行板结构换热的最大幅值要高于圆孔结构换热器的最大幅值. 所以在实际中,为了提高换热器的换热性能,圆孔结构一般设计 $1 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2$,平行板结构一般设计 $1.5 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2.5$.

3 结 语

在振荡流换热器中,沿固体壁的纵向温差和气体振荡造成温度扰动,形成温度波,它兼有波动和扩散的双重特性. 在微型热声热机系统中,弛豫时间对温度波的振荡特性有很大的影响. 本文利用波动理论建立双向时滞模型,研究圆孔结构和平板结构换热器微通道中横向温度波的振荡特性,结果表明:

a. 温度波的粘性弛豫时间和导热弛豫时间对其振荡特性有很重要的影响. 随着 $\omega\tau$ 的增大,温

度波的振幅减小,温度波从以波动为主变为以扩散为主.

b. 温度波的振幅在流道中心随着 $\frac{r_h}{\delta_a}$ 的增大有一个先增大后减小的过程,水力半径不变,热渗透深度越大,温度波取得幅值的点离流道中心越近,传热效果越好,为了提高换热器的性能,圆孔结构一般设计 $1 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2$,平行板结构一般设计 $1.5 < \frac{r_h}{\delta_a} < 2.5$.

c. 相同条件下,平板结构换热器的性能要优于圆孔结构换热器.

参考文献:

[1] 王军,吴锋,杨志春,等. 热声谐振管压比影响因素的数值模拟[J]. 武汉工程大学学报,2010,32(12):80-83.

[2] Wakeland R S, Keolian R M. Thermoacoustics with idealized heat exchangers and no stack[J]. J Acoust Am,2002,111:2654-2664.

[3] Wakeland R S, Keolian R M. Influence of velocity profile nonuniformity on minor losses for flow exiting thermoacoustic heat exchanger[J]. J Acoust Am, 2002,112(4):1249-1252.

[4] Wakeland R S, Keolian R M. Effectiveness of parallel-plate heat exchangers in thermoacoustic devices[J]. J Acoust Am,2004,115(6):2873-2886.

[5] 林纬,喻九阳,吴艳阳,等. 横纹管脉冲流流动与换热数值分析[J]. 武汉工程大学学报,2011,33(5):89-93.

[6] 汪威,喻九阳,杨侠. 波节管脉冲流强化对流换热数值分析[J]. 武汉工程大学学报,2010,32(3):89-91.

[7] 阙绪献. 热声微循环和热声器件的热力学寻优[D]. 武汉:武汉海军工程大学,2010.

[8] 何东开,冯其明,张国范,等. 石煤空白焙烧过程热力学分析[J]. 武汉工程大学学报,2010,32(11):46-49.

[9] 郭方中,李青. 热动力学[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2007.

[10] 董凯军. 热声系统的网络模拟及其实验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2000.

Characteristics of oscillation heat exchanger in thermoacoustic system

LIU Ming-fang^{1,2}, WU Feng^{1, 2}, YANG Zhi-chun^{1,2}, WANG Jun¹

(1. School of Mechannical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology Wuhan 430074, China;
2. Postgraduate School, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: Using wave theory, a two-way delay model was established to research the temperature wave oscillation characteristic in the micro-channel of circular and parallel plate heat exchanger. The results show that the amplitude of temperature wave will be reduced as the dimensionless time number decreases. In the center of flow channel, with the increasing of the amplitude, temperature wave has a change process that increases firstly and then decreases, and the performance of parallel plate heat exchanger is superior to the circular heat exchanger; In order to improve heat transfer performance of heat exchanger, it was designed for the circular heat exchanger and for the parallel plate heat exchanger.

Key words: thermoacoustic; oscillation flow; heat exchanger; relaxation time; temperature wave
本文编辑:陈小平



(上接第 24 页)

Effect of dietary chitooligomer sulfate on levels of iron
zinc copper and calcium in mice

WANG Lian-sheng, WANG Wei, DING Yu, LI Wei, QIN Cai-qin

(Hubei Key Laboratory of Biomass-Resource Chemistry and Environmental Biotechnology,
Xiaogan University, Xiaogan 432000, China)

Abstract: A 30-day feeding study showed that feeding 0. 75% dietary chitooligomer sulfate did not influence the levels of Fe, Zn, Cu and Ca in the lungs and hearts of mice. The levels of Zn and Fe did not change, but the level of the Cu increased and the level of Ca significantly decreased in the livers of mice. Therefore, the dietary ingestion of chitosan can not depress the level of Fe, Zn and Cu in vivo, but the Ca supplement should be needed.

Key words: chitooligomer sulfate; mouse; metal element
本文编辑:邹礼平