

连续螺旋折流板管壳式换热器 动态特性研究及预测

吴 峰, 王秋旺, 陈秋炆, 谢公南

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘 要: 建立了可进行壳管式换热器动态特性试验研究系统, 通过试验研究的方法对水—油为换热工质的连续螺旋折流板管壳式换热器动态特性进行了试验研究, 进口流量扰动为等百分比流量特性, 研究了 4 种流量扰动方式下水和油出口温度的动态响应。同时研究了在一定 Re 数下, 不同的流体扰动量对换热器进出口温升的影响, 得到了换热器进出口温升与流体扰动量之间的关联式。实验表明, 液液换热系统温度的动态响应时间比较长, 研究发现在正负的流量扰动下, 换热器进出口温度变化呈现线性变化, 进出口温升在正负流量扰动下其变化曲线具有对称特征。分别建立了有限差分数值预测模型及人工神经网络模型对换热器油侧的出口温度进行了动态预测, 预测结果与试验值符合良好, 人工神经网络的预测结果要好于数值模拟预测, 其偏差绝对值在 1.3% 以内, 表明人工神经网络在进行复杂的系统辨识时具有一定的参考及应用价值。

关 键 词: 壳管式换热器; 连续螺旋折流板; 动态特性; 数值预测; 人工神经网络; 动态预测

中图分类号: TK172 文献标识码: A

引 言

在管壳式换热器中, 螺旋折流板换热器由于其能够改善壳侧流动换热性能, 在相同的压降下较弓形折流板换热器而言其壳侧换热系数较高而得到研究及应用^[1~4]; 对于高粘度流体而言, 其换热效果更加突出^[5]。目前所使用的螺旋折流板管壳式换热器的折流板一般是由两块或四块扇形平板搭接而成, 每两块扇形折流板之间一般存在三角区, 存在严重的漏流问题, 使得换热器壳侧的流动偏离真正的螺旋流动^[6], 本文所使用的连续螺旋折流板换热器能够使得换热器壳侧的流动实现真正的螺旋流动, 提高了换热效率^[7]。而所有这些研究主要集中在换热器的稳态传热特性上, 换热器稳态设计过程揭示了流体在换热过

程中能量平衡关系和稳定的温度分布。但是这些都没有提供换热器动态行为方面的信息, 对于一般的工业生产应用中, 换热器总是与其它热力设备相互关联, 这必然会影响到换热器运行过程中的一些热力参数, 诸如换热工质的进口温度及流量的变化, 换热器动态特性的研究对于换热器热过程的实时控制、状态计算、优化及合理利用是十分必要的。以水和油为换热工质的换热设备广泛地应用于化工、石油、冶炼及大型发电机的冷却技术中。本文通过实验研究的方法对连续螺旋折流板换热器在水油为换热工质系统中的动态特性进行了试验研究, 应用人工神经网络技术进行了相应的预测, 为相关换热设备的分析、设计及改进其控制系统提供依据。

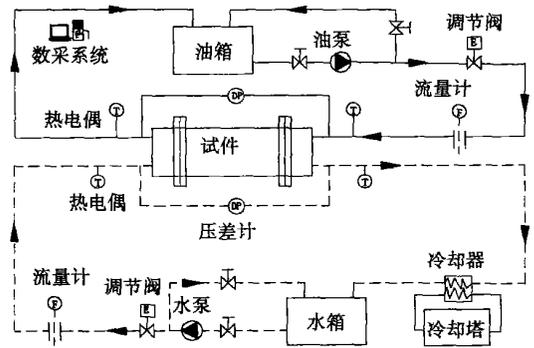


图 1 实验系统示意图

1 试验系统

所研究的系统以水油为换热工质, 其中油走壳侧, 为热流体; 水走管侧, 为冷流体。油的温升通过油箱中的电加热器通电加热完成, 油箱中布置了 8 个电加热器, 通过改变电加热器的通电个数能够实现导热油维持在不同的温度上。具体试验系统回路如图 1

收稿日期: 2006-06-05; 修订日期: 2006-08-25

基金项目: 国防科技重点实验室基金资助项目(51482100204JW0801); 国家教育部“新世纪优秀人才支持计划”基金资助项目(NCET-04-0938)

作者简介: 吴峰(1978-)男, 江西广丰人, 西安交通大学博士研究生。

所示。试验系统采用 LWZ-32 型涡轮流量计测量,其测量精度为 $\pm 2.5\%$ 以内,量程为 $0 \sim 20 \text{ m}^3/\text{h}$,时间常数为 0.25 s 。采用铜-康铜热电偶进行温度采集,其量程为 $0 \sim 200 \text{ }^\circ\text{C}$,时间常数在 0.5 s 以内。油侧压差测量采用 3 501 差压变送器,量程为 $0 \sim 62.2 \text{ kPa}$,信号为 $4 \sim 20 \text{ mA (DC)}$,精度为 0.25% 。

试验中实现小流量扰动是通过控制回路智能阀门的开度来实现的,其产品型号为 HYDT-2-40 系列电子一体化电动调节阀,其介质工作压力为 1.6 MPa ,工作介质温度为 $0 \sim 180 \text{ }^\circ\text{C}$,输入信号为 $4 \sim 20 \text{ mA}$,流量特性为等百分比,其具体的变化规律用下式表示:

$$d(Q/Q_{\max})/d(1/L)=K(Q/Q_{\max}) \quad (1)$$

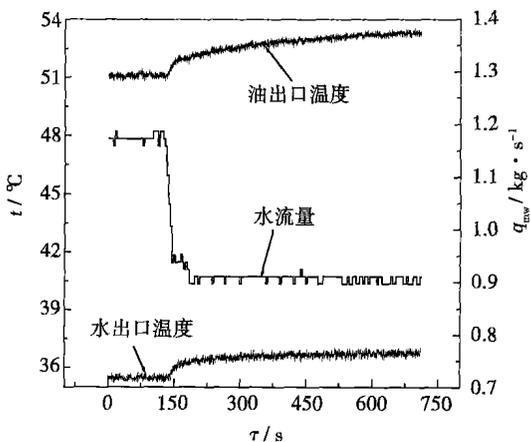
其中: Q —当前流量, m^3/h ; L —阀门最大行程,其值为 25 mm ; K —比例常数。阀门的最大调节时间为 120 s 。等百分比流量其特点为在小开度时调节阀的放大系数小,调节平稳缓和,在大开度时放大系数大,调节灵敏。其相对流量随时间的变化式为:

$$Q/Q_{\max}=2.5621+2.86 \times 10^{-4} \tau - 5.565 \times 10^{-9} \tau^2 + 8.229 \times 10^{-14} \tau^3 \quad (2)$$

2 试验结果与讨论

试验通过智能控制阀门的等百分比流量变化特性进行试验工况的流量扰动。首先通过改变换热器单侧流量来研究换热器两侧出口的温度响应变化规律,具体的试验工况如下:

- (1) 水回路流量降低扰动时换热器的动态响应;
- (2) 水回路流量升高扰动时换热器的动态响应;
- (3) 油回路流量降低扰动时换热器的动态响应;
- (4) 油回路流量升高扰动时换热器的动态响应。



(a) 水侧流量降低扰动下的温度响应

以上 4 种工况流量的变化量,油回路为 0.37 kg/s ,水回路为 0.755 kg/s 。试验雷诺数的变化范围为 $Re=3.9 \times 10^3 \sim 3.7 \times 10^4$,传热单元数范围为 $NTU=9.2 \sim 14.6$,油的 $Pr=119.9 \sim 146.38$,水的 $Pr=14 \sim 17.6$ 。一般而言对于换热器动态特性的研究是建立在换热器稳态基础上的,因此对于换热器的动态特性试验而言,应当在换热器达到热平衡后施加各种扰动信号,以此测量换热器各个参数的动态响应特性。换热器的热平衡偏差计算方法如下:

壳侧油放出的热量(热侧):

$$\Phi_o = q_{m_o} \times c_{p_o} \times (t_{o1} - t_{o2}) \quad (3)$$

管侧水吸收的热量(冷侧):

$$\Phi_w = q_{m_w} \times c_{p_w} \times (t_{w2} - t_{w1}) \quad (4)$$

传热量:

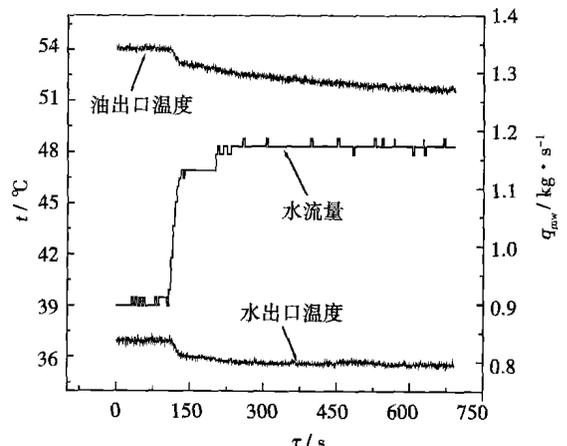
$$\Phi_m = (\Phi_o + \Phi_w) / 2 \quad (5)$$

热平衡偏差:

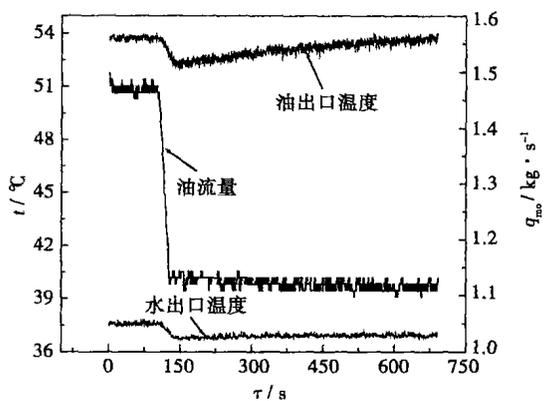
$$\epsilon = (\Phi_o - \Phi_w) / \Phi_m \quad (6)$$

试验系统能够实现实时数据采集及相应各指标参数的实时计算显示,当热平衡偏差在小于 7% 范围内变动时,即可认为换热器系统达到了热平衡状态,施加流量扰动并保存试验数据。

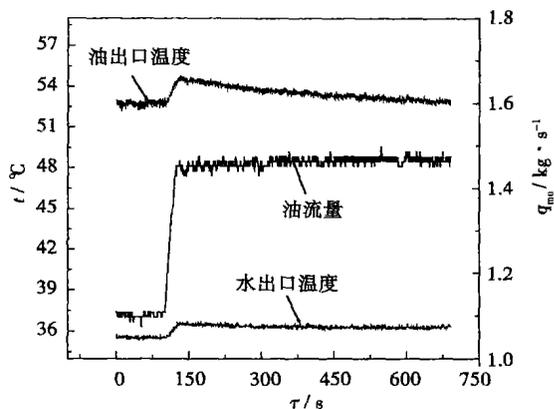
各种工况下换热器的动态响应情况如图 2 所示。由图 2 可知,对于以水-油为换热工质的换热系统有着较大的热惯性,在流量扰动下达到新的热平衡需要 700 s 以上,且在流量扰动结束后,换热器出口温度变化有一定程度的滞后现象,最后达到新的平衡状态。此外流量扰动下水回路出口温度的稳定速度快于油出口温度,这主要是由于油的物性而决定的,一般而言,油的 Pr 数较液体金属及空气都高(Pr 在 $10^2 \sim 10^3$ 的量级),本文工质油的 Pr 范围在 $119.9 \sim 146.38$ 。根据 Pr 的定义:



(b) 水侧流量增加扰动下的温度响应



(c) 油侧流量降低扰动下的温度响应



(d) 油侧流量增加扰动下的温度响应

图 2 单侧流量扰动下换热器出口温度各种响应情况

$$Pr = \nu / \alpha = c_p \eta / \lambda \quad (7)$$

它表征热边界层与流动边界层的相对厚度。反映了流体中动量扩散与热量扩散能力的对比, Pr 数越大, 粘性的影响传递得越远, 导热油的 Pr 数高于水一个数量级, 因而油速度边界层的厚度要远大于热边界层, 工质油的动量传递能力很弱, 动量传递的能力低会进一步减弱流体的热量传递, 在油的导热系数偏小于水导热系数的情况下, 油的总体热量传递能力要远小于水, 故油的温度响应稳定时间比水长。

研究一侧流体流量不变, 另一侧流体不同流体扰动量下换热器两股流体进出口温升的变化规律。保持油侧流量 1.63 kg/s 不变, 研究水侧流体在正负流体扰动量下换热器进出口温升的动态特性, 定义流量增加为正扰动, 流量降低为负扰动, 其具体变化规律如图 3 所示。

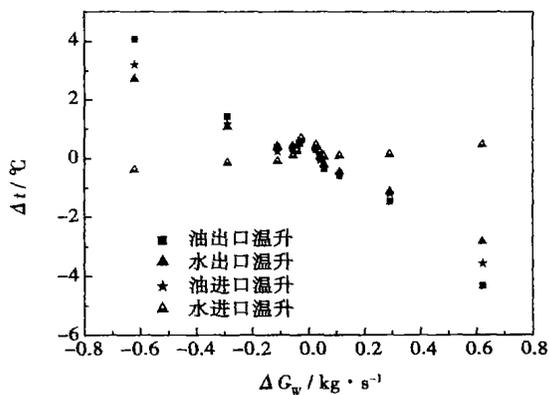


图 3 水侧不同流量扰动量下换热器进出口温升响应情况

口温升的影响近似表现为线性变化, 且随着流量扰动量的增加, 其温升也迅速增加, 流量扰动影响最大的为油出口温升, 影响最小的为水进口温升, 分别对两股流体进出口温升变化规律进行线性拟合, 得出各温升随流量扰动量的变化关联式:

$$\Delta t_{o2} = 0.0702 - 6.38 \Delta G_w \quad (8)$$

$$\Delta t_{w2} = 0.12013 - 4.32441 \Delta G_w \quad (9)$$

$$\Delta t_{o1} = 0.03482 - 5.14593 \Delta G_w \quad (10)$$

$$\Delta t_{w1} = 0.15803 + 0.6402 \Delta G_w \quad (11)$$

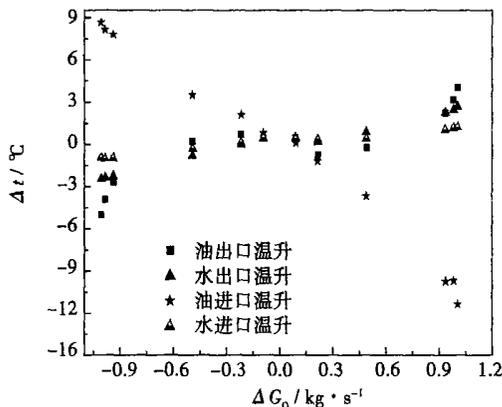


图 4 油侧不同流量扰动量下换热器响应情况

保持水侧流量不变, 改变油侧流量扰动量, 同样, 流量降低扰动为负值, 流量上升扰动为正值, 换热器两股流体进出口温升变化曲线如图 4 所示。图 4 中各温升变化规律的曲线拟合关联式:

$$\Delta t_{o2} = -0.12415 + 3.19271 \Delta G_o \quad (12)$$

$$\Delta t_{w2} = 0.11666 + 2.378 \Delta G_o \quad (13)$$

$$\Delta t_{o1} = -378 - 9.26 \Delta G_o \quad (14)$$

$$\Delta t_{w1} = 0.162 + 1.06 \Delta G_o \quad (15)$$

由图可知, 水流量的正负扰动对于换热器进出

由图 4 及拟合公式可知水进出口温升、油出口温升随着油流量扰动量的增加而增加,呈线性变化,而油进口温升变化趋势则相反。

3 换热器动态特性的数值预测

通过数值预测的方法预测连续螺旋折流板换热器的动态特性,本文试验所研究的连续螺旋折流板换热器的流程布置为两管程结构,其结构示意图如图 5 所示。将连续螺旋折流板换热器的流动与换热等效为两个壳管式换热器的串联,即一个逆流式换热器及一个顺流式换热器的串联组合,换热器管侧流程前半部分可视为一个逆流式换热器,管侧流程后半部分视为一个顺流式换热器,这样就可以将逆流式换热器及顺流式换热器动态预测的数值计算程序结合起来,用于连续螺旋折流板换热器的两侧出口温度的动态预测。图 5 中 $t_{2, \text{mid}}$ 为管程流体两程之间转折时流体的平均温度。

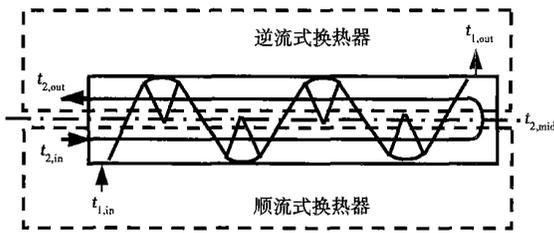


图 5 1—2 型连续螺旋折流板换热器示意图

壳管式换热器的静态模型为对空间的常微分方程组,而其动态模型则为对时间和空间的偏微分方程组。为简化数值计算,现作如下假设:

- (1) 通道内流体为不可压缩流体,通道内的流动与换热视为一维问题,进出口流体温度均一。
- (2) 流体的所有热物性均为常数,考虑壁面蓄热作用。
- (3) 考虑壳侧流体的纵向扩散及管壁的轴向导热。
- (4) 通道外壁与外界绝热。

对于单管程单壳程壳管式换热器而言,换热器两股流体、管壁及壳壁的能量控制方程表达式分别如下:

壳程流体 1:

$$\frac{C_1}{L} \frac{\partial t_1}{\partial \tau} + W_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} - A_{cl} D \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2} + \frac{(hA)_1}{L} (t_1 - t_2) + \frac{(hA)_s}{L} (t_1 - t_s) = 0 \quad (16)$$

管程流体 2:

$$(-1)^i W_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} + \frac{C_2}{L} \frac{\partial t_2}{\partial x} + \frac{(hA)_2}{L} (t_2 - t_w) = 0 \quad (17)$$

管壁:

$$\frac{C_w}{L} \frac{\partial t_w}{\partial \tau} - K_w A_{cw} \frac{\partial^2 t_w}{\partial x^2} - \frac{(hA)_1}{L} (t_1 - t_w) - \frac{(hA)_2}{L} (t_2 - t_w) = 0 \quad (18)$$

壳壁:

$$\frac{C_s}{L} \frac{\partial t_s}{\partial \tau} - \frac{(hA)_s}{L} (t_1 - t_s) = 0 \quad (19)$$

式中: $W_1 = u_1 c_{p1} \rho_1 A_{c1}$, $W_2 = u_2 c_{p2} \rho_2 A_{c2}$, $C_1 = \rho_1 A_{c1} L c_{p1}$, $C_2 = \rho_2 A_{c2} L c_{p2}$, $C_w = \rho_w A_{cw} L c_{pw}$, L —换热器总长度; A —对流换热面积,下标 1、2、w、s—壳侧流体、管内流体、管壁及壳壁。式(17)中 i 的取值可为 1 或 2,分别代表逆流或顺流换热器管侧流体能量守恒方程。 D —壳侧流体纵向扩散系数; K_w —管壁轴向导热系数。对式(16)~式(19)进行有限差分显式格式求解,时间步长为 $\Delta\tau$,空间步长为 Δx 。对顺流换热器,其差分格式如下:

$$A_1 t_{1,i}^n = B_1 t_{1,i-1}^{n-1} + E_1 t_{1,i+1}^{n-1} + F_1 t_{1,i-1}^{n-1} + \frac{(hA)_1}{L} t_{w,i}^{n-1} + \frac{(hA)_s}{L} t_{s,i}^{n-1} \quad (20)$$

$$\frac{C_2}{L \Delta\tau} t_{2,i}^n = \left(\frac{C_2}{L \Delta\tau} - \frac{W_1}{\Delta x} - \frac{(hA)_2}{L} \right) t_{2,i}^{n-1} + \frac{W_2}{\Delta x} t_{2,i-1}^{n-1} + \frac{(hA)_2}{L} t_{w,i}^{n-1} \quad (21)$$

$$A_w t_{w,i}^n = B_w t_{w,i-1}^{n-1} + E_w t_{w,i+1}^{n-1} + F_w t_{w,i-1}^{n-1} + \frac{(hA)_1}{L} t_{1,i}^{n-1} + \frac{(hA)_2}{L} t_{2,i}^{n-1} \quad (22)$$

$$\frac{C_s}{L \Delta\tau} t_{s,i}^n = \left[\frac{C_s}{L \Delta\tau} - \frac{(hA)_s}{L} \right] t_{s,i}^{n-1} + \frac{(hA)_s}{L} t_{1,i}^{n-1} \quad (23)$$

式中: $A_1 = \frac{C_1}{L \Delta\tau}$, $B_1 = \frac{C_1}{L \Delta\tau} - \frac{2A_{cl} D}{(\Delta x)^2} - \frac{W_1}{\Delta x} - \frac{(hA)_1}{L}$, $\frac{(hA)_s}{L}$, $E_1 = \frac{A_{cl} D}{(\Delta x)^2}$, $F_1 = \frac{A_{cl} D}{(\Delta x)^2} + \frac{W_1}{\Delta x}$, $E_w = F_w = \frac{K_w A_{cw}}{(\Delta x)^2}$, $A_w = \frac{C_w}{L \Delta\tau}$

其中: i —换热器长度方向空间划分节点; n —非稳态时间划分节点。 $B_w = \frac{C_w}{L \Delta\tau} - \frac{2K_w A_{cw}}{(\Delta x)^2} - \frac{(hA)_1}{L} - \frac{(hA)_2}{L}$, 为便于与试验数据进行比较,设时间区域

$0 \leq \tau \leq 600$ s, 空间区域 $0 \leq L \leq 0.62$ m, L —换热器的有效换热长度。网格比 $\gamma = \Delta\tau / \Delta x = 10.0$ 。对于逆流换热器,式(21)中 $t_{2,i-1}^{n-1}$ 改为 $t_{2,i+1}^{n-1}$ 即可。对于流量的改变与换热系数的关系,可以参考文献 [8] 中的经验公式,设初场流速为 u_i , 产生流量扰动后的流

速为 u , 定义 $\varepsilon = u/u_r$, 则改变流量后相应的换热系数为 $h = \varepsilon^n h_r$, h_r 为流量扰动前换热器的对流换热系数, 对于管束为交错排列时壳侧流体 $n_1 = 0.6$, 管侧流体 $n_2 = 0.8$. 计算进口边界条件如下:

对于顺流换热器:

$$t_1(0, \tau) = t_{1, in} \quad t_2(0, \tau) = t_{2, in} \quad (24)$$

对于逆流换热器:

$$t_1(0, \tau) = t_{1, in} \quad t_2(L, \tau) = t_{2, in} \quad (25)$$

计算初始条件可结合试验数据给定.

将自行开发的数值预测程序应用于水流量及油流量发生上升扰动工况的预测, 其结果如图 6 和图 7 所示.

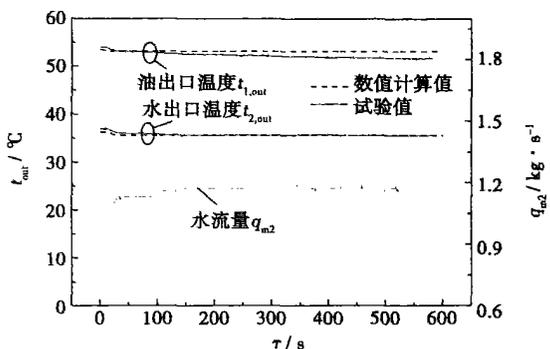


图 6 水流量上升扰动下换热器动态特性数值预测与试验结果对比

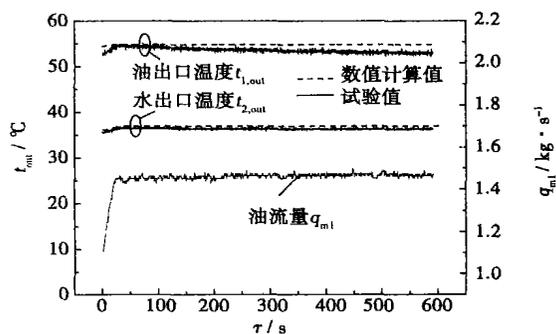


图 7 油流量上升扰动下换热器动态特性数值预测与试验结果对比

由图 6 及图 7 可知换热器两侧流体出口温度动态响应数值预测结果的趋势与试验数据符合良好, 数值预测的最大相对偏差小于 5%, 其 CPU 耗时分别为 0.4 s 及 0.39 s. 通过与试验数据的校核, 证明本文所建立数值计算模型的合理性.

从以上分析可知, 基于物理规律的数值预测方

法能够较好地预测壳管式换热器的动态特性, 具有一定的理论分析及应用价值. 但其数值处理方法比较复杂. 对于换热器非线性动态工况的预测是相当困难的, 有时是无能为力的. 因此本文应用人工神经网络对连续螺旋折流板换热器的动态特性进行了分析及预测.

4 换热器动态特性的神经网络预测

近年来人工神经网络技术 (ANNs) 在一些要求高精度系统辨识的研究中得到了应用, 有效地解决了复杂系统的辨识及控制问题, 表现出了良好的逼近非线性功能来满足不同的计算精度需要, 其原理及技术的热科学当中得到了应用^[9~11]. 本文应用人工神经网络技术对连续螺旋折流板换热器油侧出口温度的动态响应进行了辨识及预测.

人工神经网络的结构及输入输出情况如图 8 所示, 其中 $\Delta\tau$ 为时间步长.

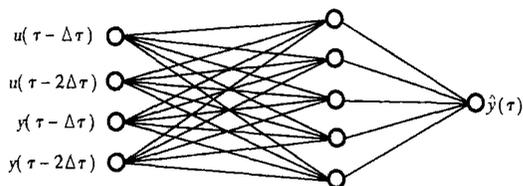


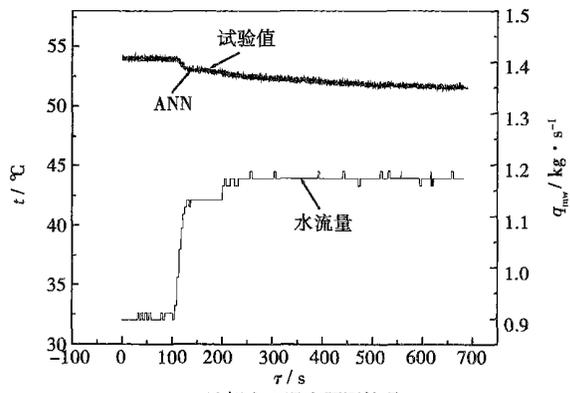
图 8 神经网络结构示意图

图 8 中 $u(\tau - \Delta\tau)$ 、 $u(\tau - 2\Delta\tau)$ 为前两个时刻的自由变量值; $y(\tau - \Delta\tau)$ 、 $y(\tau - 2\Delta\tau)$ 为前两个时刻的研究变量值, $y(\tau)$ 为神经网络的预测输出.

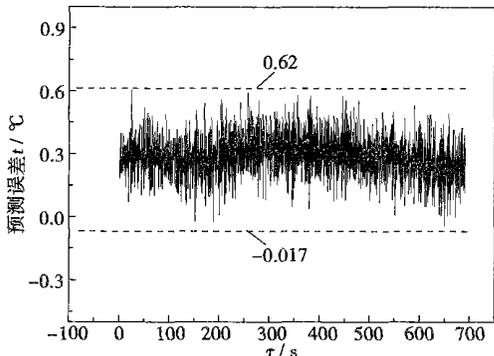
对图 2 中水流量扰动及油流量扰动下换热器油侧出口温度进行动态预测, 其输入数据为流量测量值及换热器油侧出口温度的测量值. 首先研究预测水流量扰动下换热器油侧出口温度的变化情况, 其中神经网络学习部分试验数据为图 2(a) 中的水流量下降扰动下换热器水流量值及油侧出口温度值, 预测部分为图 2(b) 中水流量上升扰动下换热器油侧的出口温度值. 神经网络的预测情况如图 9 所示.

由图 9 可知, 神经网络的动态预测与试验值符合良好, 其预测偏差在 $\pm 0.62^\circ\text{C}$ 以内, 相对偏差在 $\pm 1.3\%$ 以内, 足以满足一般的工程要求.

应用神经网络模型进一步预测油流量扰动下换热器油侧的出口温度情况, 其中油流量降低扰动试验数据作为神经网络的学习资料, 油流量上升扰动情况作为预测的内容, 其预测情况如图 10 所示.

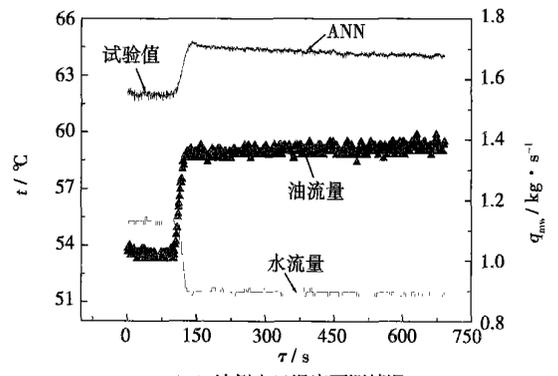


(a) 油侧出口温度预测情况

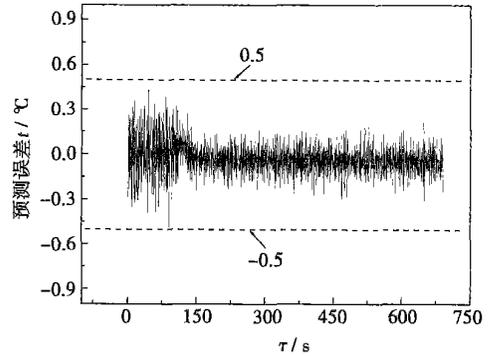


(b) 温度预测偏差

图 9 水流量扰动下油侧出口温度动态预测

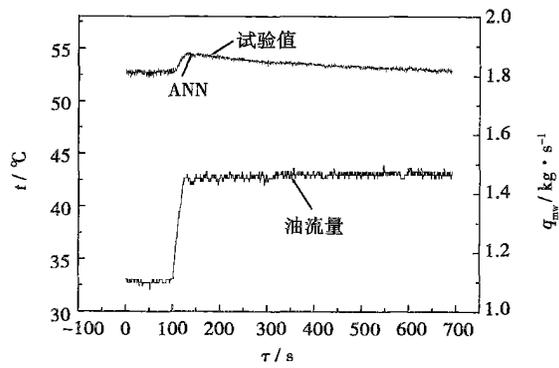


(a) 油侧出口温度预测情况

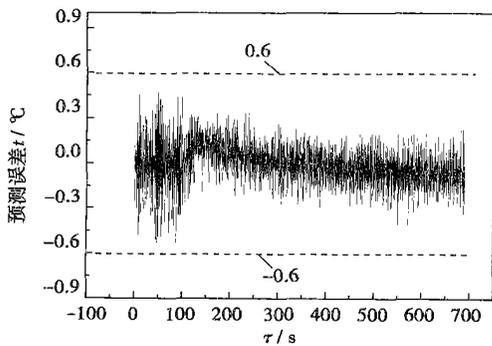


(b) 温度预测偏差

图 11 双侧流量反向扰动工况一的预测结果

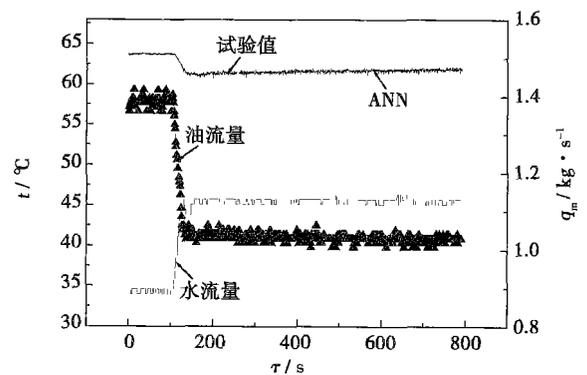


(a) 油侧出口温度预测情况

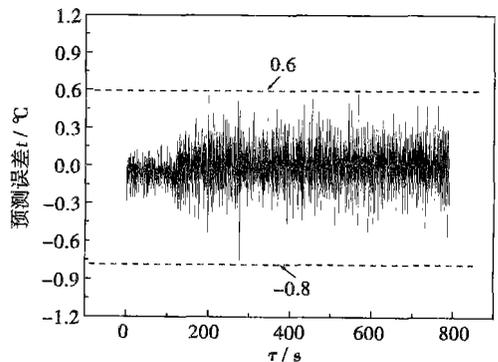


(b) 温度预测偏差

图 10 油流量扰动下油侧出口温度动态预测



(a) 油侧出口温度预测情况



(b) 温度预测偏差

图 12 双侧流量反向扰动工况二的预测结果

由图 10 可知,神经网络在油流量扰动情况下对螺旋折流板换热器的系统辨识能力相当好,其温度预测偏差在 $\pm 0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内,相对偏差在 $\pm 1.2\%$ 以内。

分析预测换热器两侧的水流量及油流量同时发生扰动时,换热器油侧出口温度动态响应的预测情况如图 11 和图 12 所示。

由图 11 和图 12 可知,换热器双侧流量同时扰动工况下,神经网络对油侧出口温度的预测良好,其预测结果偏差在 $\pm 1.0\%$ 以内,表明神经网络对于复杂的非线性动态系统的辨识和预测具有良好的适应性。

5 结 论

(1) 通过改变进口流量扰动的方式对连续螺旋折流板管壳式换热器的动态特性进行了试验研究,换热工质为水和油,结果表明对于水—油换热器系统而言其热惯性比较大,特别是油工质,由于其 Pr 较大,流量扰动所引起温度变化的传播速度较慢,故系统的稳定时间较长。

(2) 保持两侧流体的基本流量不变,改变一侧流体流量的扰动量来研究换热器两股流体进出口温升的变化规律。结果表明,螺旋折流板换热器进出口温度变化呈现线性变化,进出口温升在正负流量扰动下其变化曲线具有对称特征。

(3) 采用有限差分数值法对连续螺旋折流板换热器的动态特性进行了数值预测,针对 1—2 型壳管式换热器提出了将单个顺流及逆流换热器串联的思想,并应用于连续螺旋折流板换热器动态特性数值预测的建模过程中,预测结果与试验数据符合良好,表明计算模型的合理性。

(4) 应用人工神经网络对换热器油侧出口温度的动态特性进行了预测,并与试验数据进行了对比。表明人工神经网络技术对于换热器系统的动态特性具有很好的系统辨识能力,能很好地预测系统非线性系统的动态变化情况。本文所开发的神经网络程序可推广用于预测其它类型换热器的动态特性。

参考文献:

- [1] LI HUANDONG, KOTTKE V. Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and tube heat exchangers for staggered tube arrangement[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1998, 41 (2): 425—433.
- [2] DOUG STOREY, RICK VAN DER PLOEG. Compact exchanger to reduce refinery fouling[R]. PTQ, Autumn, 1997.
- [3] 王秋旺, 罗来勤, 曾 敏, 等. 交错螺旋折流板管壳式换热器壳侧传热与阻力性能 [J]. 化工学报, 2005, 56(4): 598—601.
- [4] 王秋旺. 螺旋折流板管壳式换热器壳程传热强化研究进展 [J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(9): 881—886.
- [5] REPPICH M, ZAGERMANN S. A new design method for segmentally baffled heat exchangers [J]. Computers Chem Eng 1995(19): 137—142.
- [6] 王 良, 罗来勤, 王秋旺, 等. 螺旋折流板换热器中阻流板对换热及沿程压降的影响 [J]. 工程热物理学报, 2001, 22: 173—176.
- [7] 彭波涛. 连续螺旋折流板换热器传热与阻力性能的实验研究与数值模拟 [D]. 西安: 西安交通大学, 2005.
- [8] WILFRIED ROETZEL, XUAN YIMIN. Dynamic behaviour of heat exchangers [M]. Southampton: Computational Mechanics Publications, 1999.
- [9] GERARDO DIAZ, MIHIR SEN, YANG K T, et al. Dynamic prediction and control of heat exchangers using artificial neural networks [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 1671—1679.
- [10] GERARDO DIAZ, MIHIR SEN, YANG K T, et al. Stabilization of Thermal Neurocontrollers [J]. Applied Artificial Intelligence, 2004, 18: 447—466.

(编辑 辉)

理论研究

热应力对燃气轮机叶片寿命的影响

据《Тяжелое Машиностроение》2005 年 3 月号报道,为了估算热应力对燃气轮机叶片寿命消耗的影响,利用制定的算法和用于在循环负荷条件下分析叶片金属内温分布与寿命消耗的程序。

对在发动机起动和停机情况下燃气轮机叶片金属热力负荷试验数据的分析表明,在估算零件上的应力时必须考虑一些动态因素,诸如零件表面温度变化的速度和零件表面与紧贴表面层温度差变化速度的影响。在动载荷作用条件下,零件中的热应力导致燃气轮机叶片和其它高温零件寿命加速消耗。

(吉桂明 供稿)

status quo of seal systems of race pulverizers is described with the causes of pulverized-coal leakage being pinpointed and corresponding modification schemes proposed. In the meantime, a contrast analysis is conducted of two cases, i. e. before and after the modification of the pulverizer. Through the modification, the air and pulverized-coal leakage phenomena have been effectively eliminated with the working environment being improved and operation cost-effectiveness enhanced. Therefore, it is of major significance to conduct a modification of the seal system for the race pulverizer. **Key words:** boiler milling system, race pulverizer, pulverized-coal leakage, seal system modification

不同动态叶片倾角下动静态分离器的试验研究 = **Experimental Study of a Static/Dynamic Pulverized Coal Separator with Different Dynamic Blade Inclination Angles**[刊, 汉] / YANG Long-bin, WU Shao-hua, QIU Peng-hua (Combustion Engineering Research Institute under Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), GAO Zhen-sen (Clean Coal Technology Research Center under Heilongjiang College of Science and Technology, Harbin, China, Post Code: 150027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 187 ~ 189

A test stand to determine the performance of a dynamic/static rotor separator is described. An experimental study has been conducted of the separator at different dynamic blade inclination angles and rotor rotating speeds with pulverized coal serving as a raw material. Through a sorting-out and analysis of the test results, it has been found that the separator has a best comprehensive performance when its dynamic blade inclination angle is set at 45 degrees. In such a case, R_{45} can be as high as 3.95% with the comprehensive separation efficiency being 55.32% and the resistance head 846 Pa. An increase of the dynamic blade inclination angle and rotor rotating speed can both increase the fineness of the pulverized coal at the outlet of the separator. Furthermore, there exists a maximal value of the comprehensive separation efficiency but there is a minimal value for the resistance head. **Key words:** pulverized coal, separator, gas-solid flow, experimental study

连续螺旋折流板管壳式换热器动态特性研究及预测 = **A Study and Forecast of Dynamic Characteristics of Heat Exchangers with Continuous Spiral Baffle Plates**[刊, 汉] / WU Feng, WANG Qiu-wang, Chen Qiu-yang, et al (National Key Laboratory on Multiple-phase Flow in Power Engineering under Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 190 ~ 196

A system has been established to conduct the experimental study of dynamic characteristics of shell-and-tube heat exchangers. Through experimental methods, an experimental study has been performed of the dynamic characteristics of heat exchangers with continuous spiral baffle plates, which have water and oil to serve as heat exchange working media. With the inlet flow disturbance representing equal percentage flow rate characteristics, studied were the dynamic responses to water and oil temperature at the outlet in four modes of flow rate disturbance. In the meantime, the effect of fluid disturbing quantity on the temperature rise at heat exchanger inlet and outlet at a certain Re number was also studied with a correlation equation between the temperature rise at the inlet and outlet of the heat exchanger and fluid disturbing quantity being obtained. The tests show that the dynamic response to the temperature of a liquid-liquid heat exchange system needs a comparatively long time. It has been found through the study that under a disturbance with a positive or negative flow rate, the change of temperature at the inlet and outlet of spiral-baffle plate heat exchangers assumes a linear relationship and the variation curve featuring temperature rise at the inlet and outlet has a symmetric feature at a positive or negative flow rate disturbance. A finite-difference numerical forecast model and artificial neural network one have been established respectively to dynamically forecast the outlet temperature at the heat exchanger oil side. The forecast results are in good agreement with the test values. The forecast results obtained from the neural network is better than those from the numerical simulation with the absolute value of the deviation being less than 1.3%, indicating that artificial neural network has a definite merit for engineering reference and applications when performing the discrimination of complicated systems. **Key words:** shell-and-tube heat exchanger, continuous spiral baffle plate, dynamic characteristics, numerical forecast, artificial neural network, dynamic forecast

换热器可靠性三维热-力耦合概率有限元模拟 = **Three Dimensional Thermal-mechanical Coupled Probability-based Finite Element Simulation of Heat Exchanger Reliability**[刊, 汉] / LIU Tong, LIU Min-shan, DONG Qi-wu