

DOI: 10.7652/xjtuxb201807006

板翅式换热器瞬态法数值模拟与实验研究

杨永斌¹, 厉彦忠^{1,2}, 司标¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 通过瞬态单吹实验和瞬态数值模拟方法对 47PZ3002 型板翅式换热器热力、阻力性能等进行了研究,探索了该瞬态技术在板翅式换热器性能研究中的可行性与准确性。应用瞬态单吹实验,得到了雷诺数为 500~3 000 工况下换热器进出口温度场随时间的变化值及流体流经换热器的压降。对换热器实验件建立瞬态换热物理模型,利用 Visual Basic 语言编写与瞬态技术配套使用的程序对实验结果进行处理,获得了流体在板翅式换热器内的对流换热系数、 j 因子等性能参数。通过 CFD 软件,模拟了与实验工况相同条件下该换热器的相应性能参数,模拟结果与实验结果 j 因子之间的平均偏差为 4.4%,最大偏差为 10.7%, f 因子的平均偏差为 5.37%,最大偏差为 13.0%,实验验证了该瞬态技术在平直型板翅式换热器性能研究中的可靠性。该瞬态技术测量简单、效率高,在短时间内即可获得换热器的性能参数,可为板翅式换热器工程设计提供有价值的性能预测方案。

关键词: 板翅式换热器;瞬态技术;单吹实验;数值模拟

中图分类号: V511 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)07-0038-08

Transient Numerical Simulation and Experimental Research on the Plate-Fin Heat Exchanger

YANG Yongbin¹, LI Yanzhong^{1,2}, SI Biao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Thermal and resistance performances of 47PZ3002 plate-fin heat exchanger were studied by transient single blow test and numerical simulation. Also, the practicability and accuracy of the transient technique in the performance research of plate-fin heat exchanger were explored. Transient single blow test was conducted to obtain the history of the inlet and outlet temperatures of the heat exchanger and the pressure drop of the fluid with Reynolds number from 500 to 3 000. A transient physical model was established and Visual Basic language was used to deal with the experimental results. The convective heat transfer coefficient, j factor, and other performance parameters of the fluid in the plate-fin heat exchanger were obtained. The performance parameters of the heat exchanger under the same conditions as the experimental environment were simulated by the software CFD. The average deviation of j factor between simulation and experimental results is 4.4%, and the maximum one is 10.7%; the average

收稿日期: 2017-10-10。 作者简介: 杨永斌(1990—),男,硕士生;厉彦忠(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376142)。

网络出版时间: 2018-04-20

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180420.1538.010.html>

deviation of f factor is 5.73%, and the maximum one is 13.0%, which indicates that the transient technique used in our research is reliable. This technique is simple in measurement and high in efficiency, and the performance parameters of the heat exchanger can be obtained in a short time, providing a reliable performance prediction for engineering design of plate-fin heat exchangers.

Keywords: plate-fin heat exchanger; transient technique; single blow test; numerical simulation

板翅式换热器广泛应用于空分、航天、化工等领域,由于其复杂性,翅片通道的传热因子往往难以确定,板翅式换热器换热性能的研究方法主要分为传统的稳态研究方法和瞬态方法,传统稳态法主要有牛顿换热公式直接求得法、等雷诺数法、威尔逊法^[1]、等换热系数等方法。在传统稳态法中,以 Kays 等的实验最为经典,他们通过风洞实验测试了 40 多种类型翅片的流动换热性能,并将结果绘制成表格^[2]。Wieting 通过实验研究了雷诺数低于 10 000 的翅片通道内的流动换热性能,发现了翅片厚度对此工况范围内的翅片性能影响较大^[3]。Mullinsen 等对板翅式换热器做了可视化的实验,观测到了板翅式换热器在不同雷诺数下的流态情况^[4]。Joshi 等对板翅式换热器做了相关实验,整理了相应的经验关联式^[5]。董军启等完成了 16 种用于车辆机油冷却的板翅式换热器的实验研究,根据实验结果给出了相应的预测关联式^[6]。李媛等通过风洞实验和数值模拟研究了不同类型的板翅式换热器翅片的表面特性^[7]。张哲等通过数值模拟研究了影响导流片出口物流分配不均匀的因素^[8]。康蕊等通过数值模拟研究了轴向导热对板翅式换热器性能的影响规律^[9]。牛顿换热公式直接求得法需直接测取换热器壁温,对于复杂结构的壁面,测量困难、误差大。等雷诺数法要求换热器两侧通道几何相似,同时需要调节两侧通道内流体的流速与温度,在实际应用过程中很难控制。威尔逊法要求换热器两侧流体换热系数差距较大,对于板翅式换热器,工程应用中通常是液体与液体或者液体与蒸汽之间的换热,换热系数差距并不大。等换热系数法假设冷热流体的对流换热系数相等,获得测试数据后进行曲线拟合,该方法实验设备复杂,控制极为困难。采用稳态法对换热器进行测量时仅限于传热单元数较小的设备,当传热单元数较大时,采用稳态法均会产生较大的误差,稳态法实验周期长、效率低、耗资较大。

因此,本文引入 Mullisen 等提出的瞬态单吹技术^[10],此方法根据有限差分理论采用数值方法对所建立的数学模型进行求解,并考虑了固体纵向导热

影响。瞬态技术优点显著,采用单流体,实验设备简单,无需壁温测量,测量精度不受单元数的限制,实验周期短,可快速获得板翅式换热器的性能参数,节省了大量的财力物力。本文主要探索采用该方法预测板翅式换热器翅片通道的换热性能的可行性、准确性,为瞬态实验方案及数值模拟奠定理论基础,并为后期工程设计提供有价值的预测方案。

1 瞬态测试技术原理

1.1 瞬态法理论基础

瞬态法是在传热元件微元体能量守恒方程基础上提出的,基本模型如图 1 所示。图中 $\dot{m}$ 为流体质量流量, A_{conv} 为传热面积, h 为流体侧换热系数, C_f 为流体比热容, T_s 为固体温度, T_f 为流体温度, X 为沿流动方向长度, dU_s 为固体内能变化。

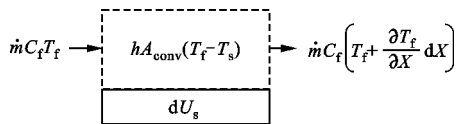


图 1 瞬态换热微元体示意图

相应的无量纲微分方程为

$$\frac{\partial T_s}{\partial \tau} = T_f - T_s; \quad \frac{\partial T_f}{\partial X} = T_s - T_f \quad (1)$$

式中: τ 为时间。

Schumann(1929 年)得到的分析解为^[11]

$$\frac{T_{f2} - T_i}{T_{f1} - T_i} \triangleq 1 - e^{(\tau + \tau U)} \sum_{n=1}^{\infty} U^n \frac{d^n}{d(\tau U)^n} \left[\sum_{m=0}^{\infty} \frac{(\tau U)^m}{(m!)^U} \right] \quad (2)$$

$$U = \frac{KF_0}{WC_f} \quad (3)$$

式中: T_{f1} 为流体入口温度; T_{f2} 为流体出口温度; T_i 为初始时刻温度; U 为流体的传热单元数; K 为总传热系数; F_0 为总传热面积; W 为流体的质量流量。可得 $T_{f2} = f(T_i, T_{f1}, U, \tau)$, 通过实验可以测得初始温度 T_i 、流体入口温度 T_{f1} 及出口温度 T_{f2} 随 τ 的变化曲线,然后将实验得到的 T_{f2} 与理论计算得到的出口温度曲线配比来确定单元数,进而可求得平均表

面传热系数 h 。瞬态换热实验方法按不同的配比方法分为直接配比法、选点配比法和最大斜率法,按照数学模型中不同的入口温度,函数分为阶跃函数法、部分阶跃法、周期函数法和指数函数法^[12-17]。

上述方法都是在简化的数学模型中,通过求解微分方程分析解与实验结果比较来得出所求的换热系数,每种方法只适用于各自的特定条件,而且计算精度受到简化模型的制约。为了改善瞬态实验的精度和适用范围,本文运用瞬态单吹技术,考虑了气体轴向导热及气体比热容的影响。

1.2 瞬态实验的物理模型处理

板翅式换热器结构简图如图2所示。对板翅式换热器作如下简化假设:①介质沿板翅式换热主流方向的长度远大于翅片通道截面尺寸,因此将三维问题简化为沿流动方向的一维问题处理;②实验中空气温升较小,仅从环境温度提升30 K左右,可认为流、固体的热物性不变,每次测试针对固定雷诺数工况,可认为流动是稳定均匀的;③对换热器蓄热芯体做绝热处理,可认为换热器芯体与外界绝热;④在对空气进行加热前测量初始温度场,起始时刻为环境温度,可认为初始时刻流体与换热器芯体处于均匀的温度场中。简化后建立物理换热模型如图3所示。

根据图3,分别对上、下隔板,翅片及空气列能量守恒方程并将傅里叶定律、牛顿冷却定律代入,可得控制方程

$$\rho\delta C \frac{\partial^2 T_{s1}}{\partial \tau} = \lambda\delta \frac{\partial^2 T_{s1}}{\partial X^2} + h(T_f - T_{s1}) \quad (4)$$

$$\rho\delta C \frac{\partial^2 T_{s2}}{\partial \tau} = \lambda\delta \frac{\partial^2 T_{s2}}{\partial X^2} + h(T_f - T_{s2}) \quad (5)$$

$$\rho\delta C \frac{\partial^2 T_{s3}}{\partial \tau} = \lambda\delta \frac{\partial^2 T_{s3}}{\partial X^2} + h(T_f - T_{s3}) \quad (6)$$

$$\rho\delta C \frac{\partial^2 T_{s4}}{\partial \tau} = \lambda\delta \frac{\partial^2 T_{s4}}{\partial X^2} + h(T_f - T_{s4}) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho_f \delta_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial \tau} + \rho_f u_f \delta_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial X} = & \lambda_f \delta_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial X^2} - \\ & h \frac{W_{s1}}{W_f} (T_f - T_{s1}) - h \frac{W_{s2}}{W_f} (T_f - T_{s2}) - \\ & h \frac{W_{s3}}{W_f} (T_f - T_{s3}) - h \frac{W_{s4}}{W_f} (T_f - T_{s4}) \end{aligned} \quad (8)$$

式中: ρ 为密度; δ 为厚度; λ 为导热系数; C 为比热容; T 为温度; u_f 为流速。

相应的初始条件和边界条件为

$$\begin{aligned} T_{s1}(X, t=0) &= T_{s2}(X, t=0) = \\ T_{s3}(X, t=0) &= T_{s4}(X, t=0) = T_0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_f(X=0, t) &= T_{in}(t) \\ T_f(X=L, t) &= T_{out}(t) \\ \frac{\partial T_{s1}}{\partial X}(X=0, t) &= \frac{\partial T_{s2}}{\partial X}(X=0, t) = \\ \frac{\partial T_{s3}}{\partial X}(X=0, t) &= \frac{\partial T_{s4}}{\partial X}(X=0, t) = 0 \end{aligned}$$

式中: T_0 为初始温度; $T_{in}(t)$ 、 $T_{out}(t)$ 分别为实测翅片通道入口和出口处流体温度。

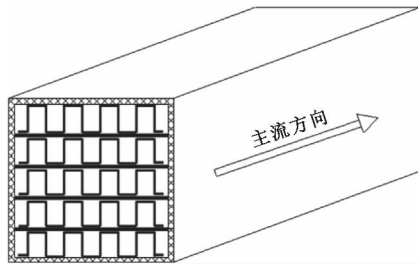


图2 板翅式换热器结构简图

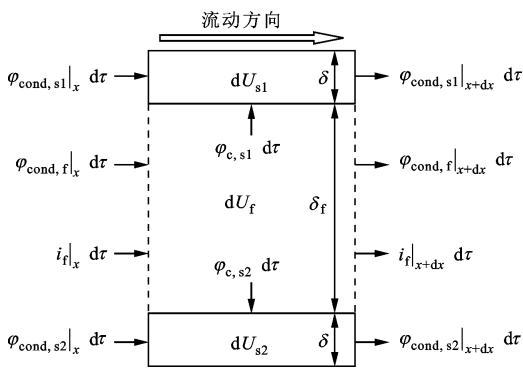


图3 翅片通道与流体之间物理传热模型

用内节点法离散化后的隔板与空气层换热计算区域模型如图4所示。实验段沿流向被分成了 m 个控制容积,进出口边界分别为0和 $m+1$,即 i 的取值范围。将整个实验持续的时间分成 $n+1$ 个时层,对上述的微分方程在一个控制容积和一个时层上进行二重积分,对未知量 T 的分布灵活选用不同的离散方法就能得到不同格式下的能量守恒离散方程,可以求出离散化的初始条件和边界条件。再将离散方程整理成三对角矩阵形式,运用 TDMA 算

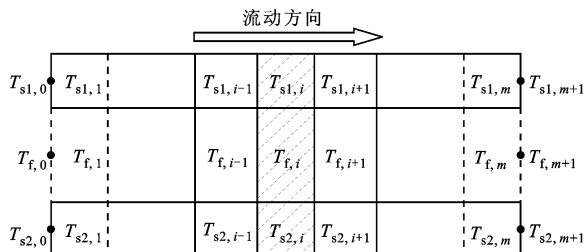


图4 上下隔板与空气层离散模型

法^[18]对方程进行求解,计算流程如图 5、6 所示。

7 所示。

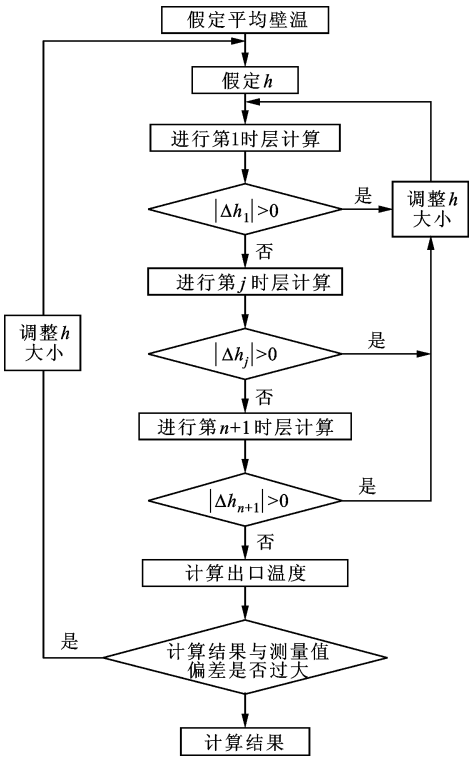


图 5 整体计算流程图

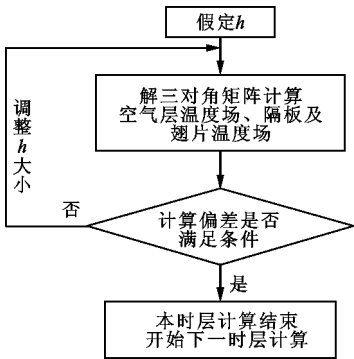


图 6 单个时层计算流程图

本文采用 Visual Basic 语言进行编程计算,计算程序主要包含 4 个窗体、1 个公共模块和 2 个类模块。分别对几何参数、热力参数、数据处理进行设置后,程序开始迭代计算,计算结束后,程序自动将计算结果以 Excel 表格的形式输出。计算结果中包含雷诺数、普朗特数、平均对流换热系数、换热因子 f 、运动黏度及不同时层、空间层的温度场分布等。

2 平直型板翅式换热器的瞬态性能数值模拟与实验验证

2.1 建模与网格划分

本文采用 47PZ3002 型翅片形式的板翅式换热器,换热器通道长度为 300 mm,翅片通道结构如图

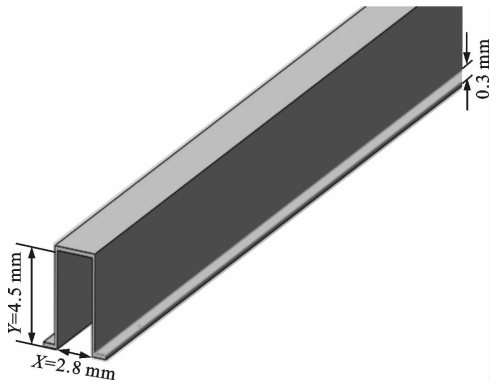


图 7 翅片通道结构示意图

由于对整个换热器进行数值模拟难以实现,因此取单个换热通道进行模拟,考虑进出口段对模拟结果的影响,根据文献^[19]的结论,不同雷诺数下平直翅片模型入口段长度的计算公式为

$$L_e = 0.05RePrD_h \quad (9)$$

$$D_h = \frac{4XY}{2(X+Y)} \quad (10)$$

式中: Re 、 Pr 为雷诺数和普朗特数; D_h 为当量直径。在 Gambit 中进行网格划分,如图 8 所示。

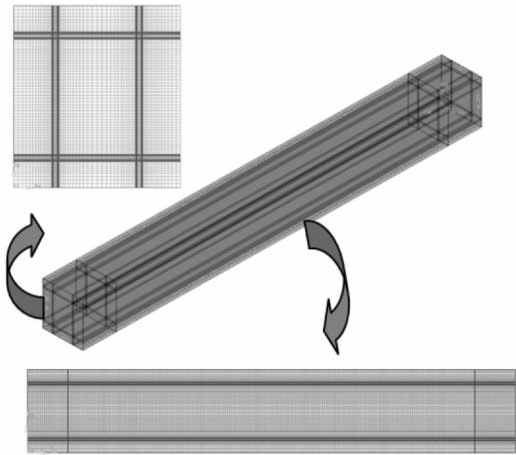


图 8 在 Gambit 中建模及网格划分示意图

对于板翅式换热器,其换热性能及流动性能可以通过换热因子 j 与摩擦因子 f 反映, j 因子、努塞尔数、 f 因子的表达式^[20-22]分别为

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (11)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (12)$$

$$f = \frac{\Delta P}{G^2} \frac{\rho D_h}{2L} \quad (13)$$

式中: ΔP 为换热器进出口压差; L 为有效换热长度; G 为空气流量。

在计算前进行了网格无关性验证,在 Re 为 3 000 的工况下,当网格数达到 12 067 380 时, j 因子变化了 1.47%, f 因子变化了 3.38%,已完全符合计算要求,因此后期数值计算都采用以上网格密度作为标准,结果如图 9 所示。

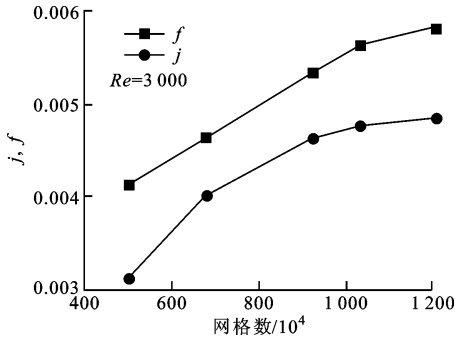


图 9 网格无关性验证

2.2 基本方程与数值模拟的设置

本文数值模拟中的方程主要包括质量方程、动量方程以及能量方程。在每个模拟工况下,认为空气密度不随时间变化,则连续性方程、动量方程和能量方程为

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{14}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} \mathbf{u}) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} \mathbf{v}) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \end{aligned} \tag{15}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) &= \text{div}(\mu \text{grad} \mathbf{w}) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \\ \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho T \mathbf{u}) &= \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} \mathbf{T}\right) + S_T \end{aligned} \tag{16}$$

式中: μ 为动力黏度; S_u 、 S_v 、 S_w 为动量守恒方程的广义源项; S_T 为黏性耗散热能。

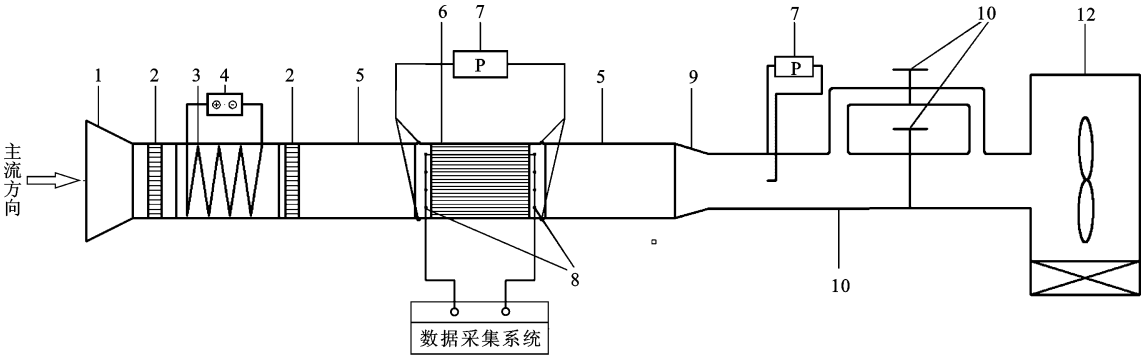
本节所述控制方程为 fluent 软件中瞬态数值模拟模型对应的通用控制方程,上节中的控制方程为瞬态模型推导得到的能量控制方程。对于雷诺数为 500~3 000 的工况条件,换热器内的流动从层流一直过渡到湍流,因此雷诺数在 500~1 800 之间时选择 Laminar 模型,雷诺数在 1 800~2 500 之间时选择 k - ω 模型,雷诺数在 2 500~3 000 之间时选择低雷诺数 k - ϵ 模型,算法均采用 SIMPLE-C 算法。

入口根据所模拟雷诺数工况给定相应的速度,入口温度为实验测量温度,通过 UDF 模型编入 Fluent 中进行计算。出口为压力出口,上下隔板的外壁面为绝热边界条件,流固接触面为耦合边界条件,翅片通道两侧为对称边界条件,初始温度为实验测得的温度初场。采用非稳态计算模型,时间步长为 0.1 s,单个时间步长内最大迭代步数为 20。能量方程残差为 10^{-10} ,其他残差均为 10^{-6} 。

2.3 瞬态单吹实验验证

瞬态实验系统实际上是一个开路低速风洞,实验段为板翅式换热器蓄热芯体,换热器外表面做绝热处理^[23-26],变频风机采用吸风式风洞系统,实验系统如图 10 所示。气流经入口段后进行一次整流,通过电加热升温后再次整流,流经稳定段后进入换热器进行换热,换热结束依次经稳定段、收缩段和出口段直至被风机吹入环境中。

实验段进出口截面附近分别布置了温度和压力测点,用于测量进出口流体温度以及实验段空气压降。进出口流体温度测量由热电偶完成,热电偶均匀地分布在整個流通截面上,使用瞬态数据采集系统对实验数据进行采集,压降由差压变送器读取。此外,在风洞出口段前端布置了毕托管测速器,用于监测风洞系统流量,进而通过变频系统调节,来预测



1:入口段;2:整流栅;3:电加热器;4:电功调整器;5:稳流段;6:实验件;7:压差变送器;
8:热电偶;9:过渡段;10:出口段;11:阀门;12:变频风机

图 10 实验风洞系统图

工况流量。经误差分析,整个测量系统对温度的测量误差低于 0.41%,对压力的测量误差低于 4%。实验步骤如下:

- (1)开启数据采集系统和风机,调整变频旋钮至所需流量;
- (2)随着来流空气对蓄热芯体的冲刷,流体固体温度趋于一致;
- (3)监视进出口截面温度值、实验段压损,待两者均不再变化时记录下压差数据,压力场测量完成;
- (4)监视温度初场,待实验段温度达到稳定状态时迅速打开加热器电源,开始加热实验段入流空气;
- (5)连续监视并记录流量大小、进出口截面空气温度随时间的变化曲线,直到出口截面处空气温度趋于渐近值为止,整个瞬态测量过程结束;
- (6)根据工况改变流量,重复步骤(1)~(5),最终完成对不同 Re 下换热器的热力、阻力特性测试。

本文对实验台进行了验证,瞬态法获得的 j 因子与 f 因子和文献[2]的稳态实验值对比如图 11、12 所示。选取 4 个工况点进行验证,可知瞬态单吹实验获得的 j 因子与 f 因子和文献[2]的实验值相比,整体趋势一致,平均偏差分别为 5.18%、6.21%,可以认为在雷诺数为 500~3 000 的范围内,瞬态单吹实验平台对板翅式换热器的热力阻力性能测试结果可靠。

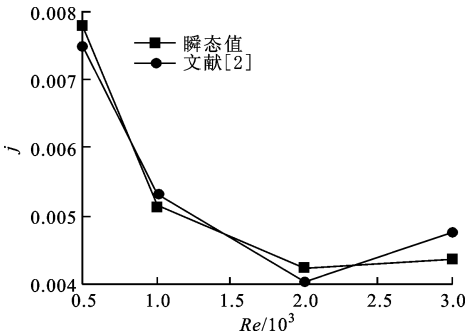


图 11 j 因子和文献[2]稳态实验对比

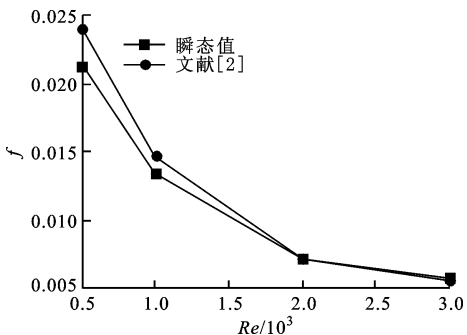


图 12 f 因子和文献[2]稳态实验对比

3 结果对比及分析

雷诺数为 1 500 的工况下,运用 CFD 模拟和瞬态单吹实验获得的换热器进出口温度场随时间的变化如图 13 所示。由图 13 可知,数值模拟与实验结果十分吻合,且最大偏差为 1%,因此可以认为,CFD 数值模拟结果对出口温度场的预测可靠。

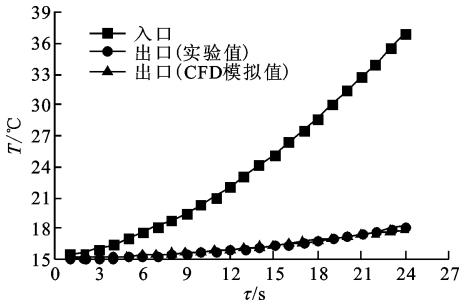


图 13 进出口温度场随时间的变化

雷诺数为1 500的工况下,换热进行到第 9 s 时换热器内不同位置处空气温度场的分布情况如图 14 所示。由图 14 可知,从换热器入口到出口,空气层温度逐渐降低,符合实际的换热规律,且 CFD 模拟结果与实验结果偏差低于 2%。

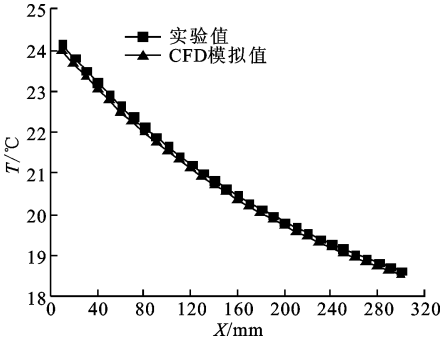


图 14 同一时刻不同位置的温度分布

图 15 给出了运用瞬态法获得的 47PZ3002 型板翅式换热器换热因子 j 随雷诺数的变化情况,可知数值模拟与瞬态单吹实验得到的结果具有较高的

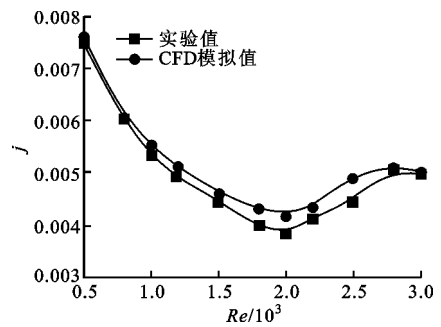


图 15 j 因子与 Re 之间的关系

一致性,偏差不超过 10.7%。

图 16 给出了换热器进出口压降随雷诺数的变化情况。由图 16 可知,随着雷诺数的增加,换热器进出口压降逐渐增大,即流动阻力增加,与实际情况相符合。实验值与模拟值之间的误差较小,模拟结果可以预测实际换热器的压降情况。

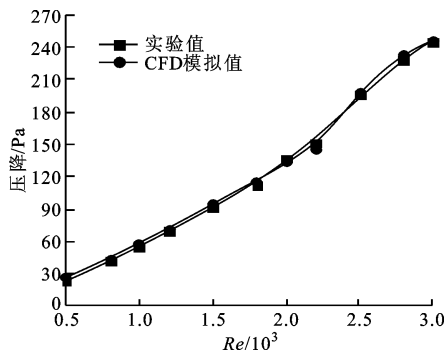


图 16 进出口压降与 Re 之间的关系

图 17 给出了 f 因子随雷诺数的变化情况,可知模拟值与实验值的变化趋势一致,偏差低于 13%。随着雷诺数的增加, f 因子逐渐减小,当雷诺数小于 2 000 时变化显著,当雷诺数大于 2 000 时, f 因子变化缓慢。

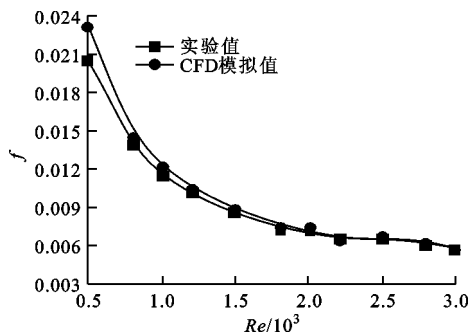


图 17 f 因子与 Re 之间的关系

4 结 论

(1) 本文采用的瞬态单吹技术对 47PZ3002 型板翅式换热器的性能预测是可靠的。

(2) 雷诺数为 500~3 000 时,应用 CFD 模拟的换热器出口温度场与实验值高度吻合,偏差低于 3.1%,可以准确预测换热器出口温度;瞬态技术对换热器内不同位置的温度场预测十分准确,实验值与模拟值变化趋势一致,偏差低于 2%。

(3) 运用瞬态技术对 j 因子预测的模拟值与实验值随雷诺数变化趋势一致,在雷诺数低于 2 000 时,随着雷诺数的增加, j 因子逐渐减小,且在雷诺数较小时变化显著,当雷诺数约为 2 000 时,板翅式

换热器内的流动由层流过渡到湍流,换热增强,可知 j 因子随雷诺数的增加呈现上升趋势,当雷诺数大于 2 000 时, j 因子随雷诺数增加逐渐增大,最终出现了缓慢下降的趋势。此外,模拟值与实验值之间的平均偏差为 4.4%,最大偏差不超过 10.7%。

(4) f 因子预测的实验值与模拟值之间的最大偏差为 13%。整个工况范围内,随着雷诺数的增加, f 因子呈下降趋势。当雷诺数小于 2 000 时, f 因子随雷诺数增加呈现下降趋势,跨过层流区即雷诺数大于 2 000 时,随着雷诺数增加 f 因子呈缓慢下降趋势。

因此,采用瞬态技术研究板翅式换热器通道的流动、传热特性是可行的,与传统稳态技术相比,瞬态技术特点鲜明、测量简单、方便快捷、效率高,可快速获得板翅式换热器的性能参数,精度高,且不受传热单元数的影响。借助 CFD 强大的分析计算能力,可实现板翅式换热器热力阻力性能的瞬态模拟,用数值手段代替瞬态实验,能够进一步提高研究效率,节约设备投入和时间成本。

参考文献:

- [1] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计 [M]. 南京:东南大学出版社,2014:262-277.
 - [2] KAYS W M, LONDON A L. Compact heat exchangers [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1984.
 - [3] WIETING A R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers [J]. Journal of Heat Transfer, 1975, 97(3): 488-490.
 - [4] MULLISEN R S, LOEHRKE R I, MULLISEN R S, et al. A study of the flow mechanisms responsible for heat transfer enhancement in interrupted-plate heat exchangers [J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108(2): 377-385.
 - [5] JOSHI H M, WEBB R L. Heat transfer and friction in the offset strip fin heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1987, 30(1): 69-84.
 - [6] 董军启. 车辆冷却系统空气侧特性研究 [D]. 上海:上海交通大学,2008.
 - [7] 李媛,凌祥. 铝板翅式换热器翅片表面性能的试验研究 [J]. 石油机械,2005,33(10):1-4.
- LI Yuan, LING Xiang. Experimental investigation of surface performance of aluminum fins on plate-fin heat exchanger [J]. China Petroleum Machinery, 2005, 33(10): 1-4.

- [8] 张哲, 厉彦忠. 板翅式换热器导流片结构的数值模拟[J]. 化工学报, 2002, 53(12): 1311-1314.
ZHANG Zhe, LI Yanzhong. Numerical simulation of distributo configuration of plate-fin heat exchanger[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2012, 53(12): 1311-1314.
- [9] 康蕊, 厉彦忠. 轴向导热对板翅式换热器传热性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(2): 140-148.
KANG Rui, LI Yanzhong. Performance evaluation of plate-fin heat exchanger considering effect of axial heat conduction[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(2): 140-148.
- [10] LOEHRKE R I. Evaluating the results of the single-blow transient heat exchanger test[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1990, 3(6): 574-580.
- [11] SCHUMANN T E W. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism[J]. Journal of Franklin Institute, 1929, 28(1): 405-416.
- [12] FURNAS C C. Heat transfer from a gas stream to a bed of broken solids[J]. Industrial and Engineering Chemistry, 1930, 22: 26-31.
- [13] LOCKE G L. Heat transfer and flow friction characteristics of porous solids[R]. Palo Alto, California, USA: Stanford University, 1950.
- [14] PUCCI P F, HOWARD C P, PIERSALL C H. The single-blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces[J]. Journal of Engineering for Power: Series A, 1967, 89(2): 29-40.
- [15] LIANG C Y, YANG W J. Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces[J]. Journal of Heat Transfer, 1975, 97(1): 16-21.
- [16] MULLISEN R S, LOEHRKE R I. A transient heat exchanger evaluation test for arbitrary fluid inlet temperature variation and longitudinal core conduction[J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108(2): 370-376.
- [17] KRISHNAKUMAR K, JOHN A K, VENKATATHNAM G. A review on transient test techniques for obtaining heat transfer design data of compact heat exchanger surfaces[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2011, 35(4): 738-743.
- [18] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [19] 祝银海, 厉彦忠. 板翅式换热器翅片通道中流体流动与传热的计算流体力学模拟[J]. 化工学报, 2006, 57(5): 1102-1106.
ZHU Yin Hai, LI Yanzhong. CFD simulation of fluid flow and heat transfer in channels of plate-fin exchangers[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2006, 57(5): 1102-1106.
- [20] ZHU Y H, LI Y Z. Three-dimensional numerical simulation on the laminar flow and heat transfer in four basic fins of plate-fin heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer, 2008, 130(11): 1617-1620.
- [21] ZHANG Z, LI Y Z, XU Q. Experimental research on flow maldistribution in plate-fin heat exchangers[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2004, 12(1): 7-13.
- [22] 王松汉. 板翅式换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 1984: 74-85.
- [23] 王利民, 樊强, 邓磊, 等. DN板通道传热阻力特性的实验和数值研究[J]. 工程热物理学报, 2015(10): 2250-2254.
WANG Limin, FAN Qiang, DENG Lei, et al. Experimental and numerical studies of thermal-hydraulic performance of DN plate channel[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015(10): 2250-2254.
- [24] SANJAY K S, MANISH M, JHA P K. Transient behavior of cocurrent parallel flow three-fluid heat exchanger[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 52(3): 46-50.
- [25] SONG G D, NISHINO K. Heat transfer computation for evaluation of single-blow method for compact fin-tube heat exchangers[J]. Journal of Thermal Science & Technology, 2008, 3(2): 219-233.
- [26] CHENNU R. Steady state and transient analysis of compact plate-fin heat exchanger fins for generation of design data using CFD[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2016, 26(2): 297-300.

(编辑 赵炜)