

# 多孔介质燃烧—换热器内燃烧和传热的数值模拟

徐有宁<sup>1</sup>, 史俊瑞<sup>1</sup>, 解茂昭<sup>2</sup>, 薛治家<sup>1</sup>

(1. 沈阳工程学院 沈阳市循环流化床燃烧技术重点实验室, 辽宁 沈阳 110136

2 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

**摘 要:** 通过建立二维数值模型研究了多孔介质燃烧—换热器内的燃烧和传热。研究系统配置对燃烧—换热器热效率和压力降的影响。结果表明, 换热管的纵向距离对燃烧器内温度分布、传热速率和压力损失有显著的影响。减小换热管纵向距离, 热效率和压力损失增大, 而换热管的水平距离对热效率和压力损失的影响很小。另外, 增大小球直径导致热效率增大和压力损失的急剧减小。数值模型的有效性通过实验进行验证。

**关 键 词:** 多孔介质; 燃烧 换热器; 二维单温模型; 传热; 压力损失; 温度

中图分类号: TK411.1 文献标识码: A

## 引 言

将多孔介质燃烧器和换热器集成于一体的多孔介质燃烧—换热器, 具有功率调节范围大、结构紧凑、热效率高和污染物排放低等优点<sup>[1~3]</sup>。Trinis 和 Durs 设计的多孔介质燃烧—换热器<sup>[1]</sup>, 比同功率常规换热器体积缩小了 20 倍, 负荷调节为 1:20 在过量空气系数为 1.1~1.8 时, 烟气排放中 CO 体积分数小于  $10^{-5}$ , NO<sub>x</sub> 体积分数为  $(2\sim 20)\times 10^{-6}$ 。Xiong 等人实验研究了多孔介质燃烧—换热器的燃烧稳定性、传热速率和污染物排放<sup>[2~3]</sup>。Malico 等人以文献[1]为原型, 将螺旋形盘管简化为换热器区域<sup>[4]</sup>, 应用二维模型和简化机理研究了燃烧和污染物的形成。在 Mohamad 等人的分析中<sup>[5]</sup>, 将圆形换热管简化为方形, 因此预测的管壁附近的流场和压力分布与实际有较大的差异。

为了最大限度回收燃烧器出口蓄积的热量, 研究者又开发了往复流多孔介质燃烧—换热器<sup>[6~9]</sup>。Contarin 等人将换热器嵌入到燃烧器两端<sup>[6]</sup>, 组织了当量比为 0.1~1 的甲烷/空气稳定燃烧, 热效率

达 70%~80%。随后, Contarin 等人研究了往复流多孔介质燃烧—换热器<sup>[7]</sup>, 但模型中没有考虑换热器的具体形状。与文献[6]换热器布置方式不同, Jugja 等人将换热器布置于中间区域<sup>[8~9]</sup>, 预混气体可单向或往复流动。

另外, 程乐鸣研究组实验研究了多孔介质燃烧—换热器<sup>[10]</sup>。本研究以 Xiong 等人的多孔介质燃烧—换热器结构为原型<sup>[2]</sup>, 考虑换热器的具体形式, 通过二维单温模型, 分析燃烧—换热器内的温度、流场和压力损失等。通过数值计算, 研究换热管中心距和填充床小球直径对热效率和压力损失的影响, 为多孔介质燃烧—换热器的优化设计和开发提供指导。模型的有效性通过实验进行验证。

## 1 数值模拟

### 1.1 问题描述

考虑到换热管的对称布置<sup>[2~3]</sup>, 为控制计算成本, 只取其中一部分代表整个二维平面作为计算域, 如图 1 所示, 其余部分关于  $y=0$  和  $y=12.7\text{ mm}$  两侧对称。燃烧器内填充了直径为 6 mm 的氧化铝小球, 在燃烧器下游嵌入两根直径为 12.7 mm 的换热管。为防止回火, 将燃烧控制在隔火管的下游, 在入口嵌入直径较小的隔火管。需要指出的是, 文献[2]对隔火管未作说明, 本研究经试算并与实验结果比较, 最终确定了该管的尺寸和位置。为叙述方便, 由燃烧器的入口起的 3 排换热管, 分别称为隔火管、第一排和第二排换热管。

### 1.2 控制方程

假定混合气体为理想气体, 气体在多孔介质中的流动为层流; 多孔介质为光学厚介质; 忽略气体的辐射; 化学反应简化为单步总包反应; 假定混合气体

收稿日期: 2009-09-23 修订日期: 2010-02-25

基金项目: 辽宁省教育厅科学研究计划基金资助项目(2008491); 辽宁省博士启动基金资助项目(20081073); 国家自然科学基金资助项目(50476073)

作者简介: 徐有宁(1962—), 男, 辽宁沈阳人, 沈阳工程学院教授, 博士

和多孔介质固体(氧化铝小球)处于当地热平衡,即假设气体和多孔介质固体温度相同;填充床简化为均匀连续介质。根据以上假设,建立如下控制方程:

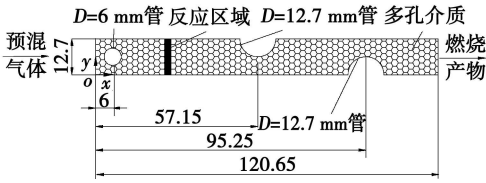


图 1 多孔介质燃烧—换热器示意图

介质,将导致数值计算预测的热效率偏大。

### 1.3 边界条件及求解

进口:

$$T=300\text{ K}, Y_{\text{CH}_4}=Y_{\text{CH}_4, \text{in}}, Y_{\text{O}_2}=Y_{\text{O}_2, \text{in}}, u=u_{\text{in}}, v=0$$

出口:

$$\frac{\partial Y_{\text{CH}_4}}{\partial x} = \frac{\partial Y_{\text{O}_2}}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

考虑燃烧器出口的辐射热损失:

$$\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x} = -\epsilon_r \sigma (T_{\text{out}}^4 - T_0^4), \text{ 式中 } \epsilon_r \text{ 是多孔介质的发射率。}$$

在对称线上,  $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial u}{\partial y} = v = 0$

出口:

$$\frac{\partial Y_{\text{CH}_4}}{\partial x} = \frac{\partial Y_{\text{O}_2}}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

运用 CFD 软件包 fluent 6.1 进行求解。为了模拟点火过程,给定位于隔火管下游 1 800 K 的高温区域。在换热器管壁附近的物理量变化剧烈,对该处网格进行了加密,并对整个网格进行了无关化检验。通过管壁的热流密度  $q$ 、热流  $Q$ 、热效率  $\eta$  以及总热阻  $R_t$  分别为:

$$q = -\lambda_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{T - T_0}{R_t}, Q = \int_0^S \frac{T - T_0}{R_t} dS, \eta = \frac{Q}{Q_0}$$

$$R_t = \frac{1}{h} + \frac{r_i \ln(r_o/r_i)}{k_{\text{tube}}} + R_{\text{con}}$$

式中:  $h$ —换热管内工质与内壁的对流换热系数<sup>[5]</sup>,  $r_i, r_o, k_{\text{tube}}$ —换热管的内外壁半径和导热系数;在给定换热管内工质水的温度和对流换热系数后,燃烧器内气体与换热器之间的换热由 Fluent 内部模型计算。多孔介质与换热器之间的接触热阻  $R_{\text{con}}$  与小球填充方式、小球与管壁之间作用力等有关,由于实验中未作描述,其值的选取很困难,本研究取自文献[5]。  $Q_0$ —理想情况下的燃烧反应热,燃烧器功率为  $\rho A u_{\text{in}} Y_{\text{CH}_4, \text{in}} h_0$ ,  $A$ —气流通面积。传热速率给定为  $Q/S$  其中  $S$  为换热面积。除特殊申明外,计算中小球的直径均为 6 mm。

## 2 结果与分析

### 2.1 温度、压力损失和速度分布

图 2 是燃烧器功率为 35.3 kW 和过量空气系数为 1.292 时预测的温度、压力损失和流速分布。图 2 表明,燃烧—换热器内温度、压力损失和流速分布呈现二维分布。由图 2(a) 看出,隔火管上游温度

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\epsilon \rho_g v) = 0 \quad (1)$$

x 方向动量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_g uv) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) - \frac{\Delta p}{\Delta x} \quad (2)$$

y 方向动量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_g v v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) - \frac{\Delta p}{\Delta y} \quad (3)$$

能量守恒方程:

$$\nabla \cdot (\rho_g v T) = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}} \nabla T) + \epsilon h_0 \omega_{\text{CH}_4} \quad (4)$$

组分守恒方程:

$$\nabla \cdot (\rho_g v Y_i) = \nabla \cdot (\rho_g D \nabla Y_i) + \epsilon \omega_i \quad (5)$$

式中:  $v$ —速度矢量;  $\rho_g, \rho_s, u, v, \mu$ —气体的密度、比热容、横向速度(x 方向速度)、纵向速度(y 方向速度)和粘度;  $Y_i$ —混合物中第  $i$  种组分的质量分数;  $\epsilon$ —孔隙率;  $T$ —温度;有效导热系数  $\lambda_{\text{eff}} = \epsilon \lambda_f + (1 - \epsilon) \lambda_s + \lambda_{\text{rad}} + \lambda_{\text{dis}}$ ;  $\lambda_f, \lambda_s$ —气体和多孔介质的导热系数,  $\lambda_{\text{rad}}$ —固体辐射折合导热系数,  $\lambda_{\text{dis}}$ —气体的热弥散系数<sup>[7]</sup>。燃料是甲烷与空气的混合物;  $h_0$ —甲烷低热值,化学反应简化为单步总包反应<sup>[7]</sup>;  $P$ —压力,压力损失为<sup>[4]</sup>:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = 180 \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu v_i}{d} + 1.8 \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \frac{\rho_g v_i |v|}{d} \quad (6)$$

式中:  $v_i$ —横向或纵向速度;  $d$ —小球直径。对于层流,式(6)中最后一项可以忽略。

需要指出的是,实验中小球直径为 6 mm<sup>[2~3]</sup>。为研究小球直径的影响,计算中分别取小球的直径为 8、6、4 和 2 mm。换热管的直径为 12.7 mm。堆积小球和换热管、隔火管处有明显的边壁效应,近壁处的孔隙率大于中心区域的孔隙率。近壁处的孔隙分布对流动和传热有直接的影响。近壁处孔隙率增大,该处压力降减小,同时热弥散和多孔介质表观导热系数  $(1-\epsilon)\lambda_s$  减小,并导致有效导热系数减小。本研究不考虑边壁效应,将填充床简化为均匀连续

接近于环境温度,起到防回火的作用。而在隔火管的下游,温度急剧上升,密实的等温线预示着发生了燃烧,同时也说明,火焰区与隔火管有强烈的热量交换。随后温度达到 1 821 K且高温区域非常宽。由于该处没有换热管,温度变化不大。在第一排换热

管上游附近,气体与换热器进行热量交换,温度开始急剧下降,在第二排换热管的上游和下游,温度变化情况与第一排类似。在燃烧器出口温度仍然很高,约 950 K

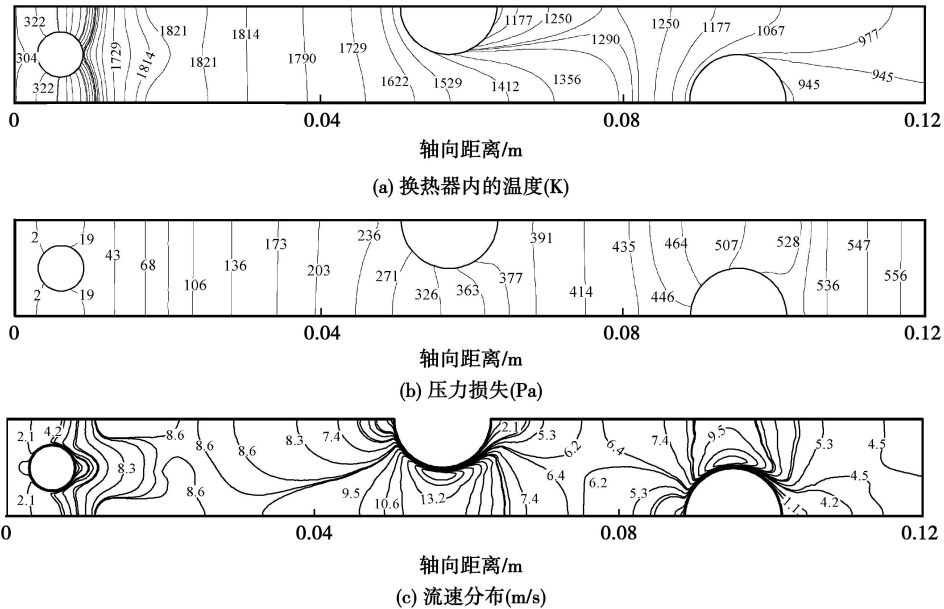


图 2 多孔介质燃烧 (燃烧器功率 35.3 kW, 过量空气系数 1.292)

图 2 (b)显示,总的压力损失约为 556 Pa。由于填充床为 6 mm 的小球,孔隙率较大,气体的渗透性好,故压力损失并不大。其中在第一排和第二排管附近,由于气体流通通道变窄,气体流速较大,故压力损失增大较快。从图 2 (c)可以看出,燃烧器内的流速变化较为剧烈。燃烧器入口处速度为 2 m/s,紧邻隔火管下游,速度变化非常剧烈,最大值达到 8.6 m/s,这是由于气体燃烧后体积膨胀,密度减小引起的。其中在第一排和第二排换热管附近,由于流通面积较小,该处流速明显增大,因此压力损失也大。在两排管的后面存在明显的尾迹区,该处流速较小,如在第二排管的背面,流速只有 1.1 m/s 左右。

2.2 换热管纵向相对距离的影响

本文分别研究横向和纵向相对距离对热效率和压力损失的影响。与实验保持一致<sup>[2-3]</sup>,纵向相对距离 S/D 定义为换热管纵向中心距 (S) 与换热管直径 (D) 的比值;横向相对距离 H/D 定义为换热管横向中心距 (H) 与 D 的比值。研究横向距离的影响时,固定隔火管和第一排换热管位置,横向移动第二排管到预定位置。研究纵向距离的影响时,固定

隔水管和第三排管,等距离纵向移动第二排管。

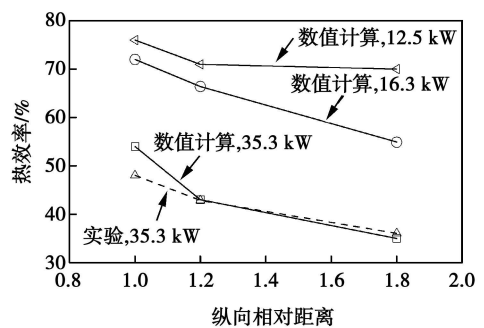


图 3 纵向距离对热效率的影响 (过量空气系数 1.292)

图 3 给出了纵向距离 S/D=1.12 和 1.8 燃烧一换热器功率为 12.5、16.3 和 35.3 kW 时数值预测的热效率。为了验证模型,图中同时标出了实验值。由图 3 看出,换热管纵向相对距离对热效率有显著的影响。随纵向相对距离的增大,换热器的热效率降低。这是容易理解的,因为随纵向距离减小,气体的流速增大,故换热效果增强,热效率增大。数值计算与实验取得了相同的趋势,二者吻合的很好,在

$S/D=1$  时, 数值预测的热效率大于实验值, 但误差小于 11%。计算的 3 种工况表明, 减小换热管纵向距离导致压力损失增大但不超过 10%, 说明纵向相对距离对压力损失的影响很小。

图 3 同时表明, 随功率的增大, 热效率降低。这是由于过量空气系数一定, 随功率的增大, 燃烧器入口气流速度线性增大, 虽然燃烧器内流速增大有利于气流与换热管热量交换, 但数值计算的结果表明, 流速的增大同时导致火焰向下游移动, 因此高温烟气流经换热管的有效面积减小, 出口烟气温度降低。

为了验证数值模型的有效性, 图 4 给出了实验测量和数值计算得出的燃烧区最高温度和烟气出口温度。由图 4 可以看出, 过量空气系数对燃烧区最高温度和燃烧器出口温度有显著的影响。数值预测值与实验值取得了相同的趋势。在功率为 45 kW 时, 随过量空气系数增大, 燃烧器出口温度增大。这是因为随过量空气系数增大, 火焰向下游移动, 同时热效率下降, 导致燃烧器出口温度升高。数值预测的燃烧器出口温度低于实验值, 但最大误差小于 10%, 说明数值模型较好地预测了燃烧器出口温度。造成误差的原因, 可能与多孔介质辐射系数的选取不准确有关。数值预测的燃烧区最高温度大于实验值, 当过量空气系数为 1.42 时, 误差增大。究其原因, 可能是层流模型所致, 因为功率一定, 随过量空气系数的增加, 流速增大, 湍流的作用不可忽略。

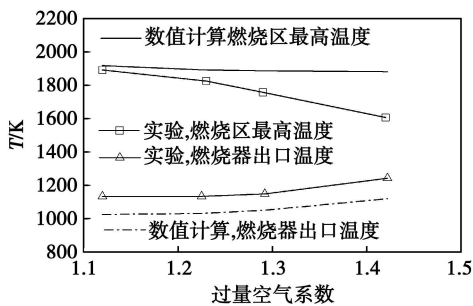


图 4 过量空气系数对燃烧区最高温度和燃烧器出口温度的影响 (燃烧器功率 45 kW, 横向和纵向相对距离均为 1)

表 1 横向相对距离对压力损失的影响 (燃烧器功率 30 kW, 过量空气系数 1.1)

横向相对位置	压力损失 / Pa
1	365
1.33	367
2.0	375

### 2.3 换热管横向相对距离的影响

为研究横向相对距离  $H_1/D$  的影响, 计算了  $H_1/D=1, 1.33$  和 2 时的 3 种换热管布置的热效率和压力损失, 如图 5 和表 1 所示。为清晰起见, 图 5 中未标出  $H_1/D=1.33$  的计算结果。由图 5 可以看出, 在横向相对距离增大为 2 时, 热效率增大, 但并不显著。数值预报的热效率与实验取得了相同的趋势, 最大误差不超过 10%。表 1 显示, 横向相对距离对压力损失的影响很小,  $H_1/D=1$  时, 总的压力损失约为 365 Pa, 随横向相对距离的增大, 压力损失增大, 但增大的幅度很小。

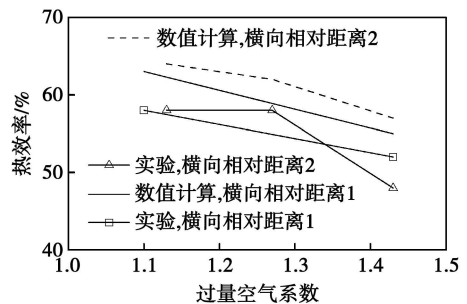


图 5 横向相对距离对热效率的影响 (功率 30 kW)

### 2.4 填充床小球直径的影响

由动量方程和压力降公式可以看出, 小球直径影响动量方程的源项, 并由此影响气体速度和温度分布。随小球直径的减小, 孔隙率减小, 气体的渗透性变差, 压力损失增大。图 6 表明, 填充床中小球直径对燃烧—换热器的热效率和压力损失有显著的影响。随着小球直径的增大, 热效率增大, 同时压力损失急剧减小。当小球直径由 2 mm 增大到 8 mm 时, 热效率由 0.50 增大到 0.55 而压力损失由 6 091 Pa 减小到 292 Pa。

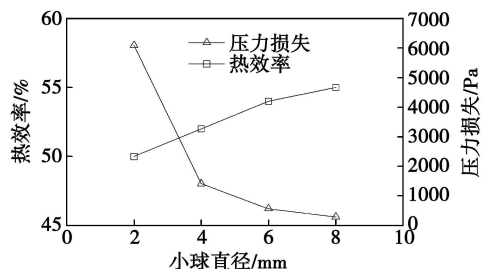


图 6 小球直径对热效率和压力损失的影响 (燃烧器功率 35.3 kW, 过量空气系数 1.292)

### 3 结论和建议

(1) 换热管纵向相对距离对热效率有显著的影响。当纵向相对距离由 1.8 减小为 1 时, 热效率由 52% 减小为 38%。而换热管的横向相对位置对热效率和压力损失的影响很小。

(2) 填充床小球直径对热效率和压力损失的影响很大。当小球直径由 2 mm 增大到 8 mm 时, 热效率由 0.50 增大到 0.55, 而压力损失由 6.091 Pa 减小到 292 Pa。

#### 参考文献:

[ 1 ] TRIMSD DURSTF. Combustion in a porous media advances and applications [ J ]. Combustion Science and Technology 1996 121 (1-6): 153-168.

[ 2 ] XONG T Y, KHINK B M, J. FISH F F. Experimental study of a high efficiency low emission porous matrix combustor-heater [ J ]. Fuel 1995 74(11): 1641-1647.

[ 3 ] XONG T Y, VISKANTA R. A basic study of porous matrix combustion heater // Fourth Fossil Fuel Combustion Symposium [ C ]. New York: The Combustion Institute 1992. 31-39.

[ 4 ] MALICO J, ZHOUX Y, PEREIRA J C F. Two dimensional numerical study of combustion and pollutants formation in porous burners [ J ]. Combustion Science and Technology 2000 152: 57-79.

[ 5 ] MOHAMAD A A, RAMADHYANI S, VISKANTA R. Modeling of combustion and heat transfer in a packed bed with embedded coolant tubes [ J ]. International Journal of Heat and Mass Transfer 1994 37(8): 1181-1191.

[ 6 ] CONTARIN F, BARCELLOS W M, SAVELEEV A V et al. Energy extraction from a porous media reciprocal flow burner with embedded heat exchangers [ J ]. Heat and Mass Transfer 2005 127: 123-130.

[ 7 ] CONTARIN F, SAVELEEV A V, FRIDMAN A A et al. A reciprocal flow filtration combustor with embedded heat exchangers: numerical study [ J ]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2003 46: 949-961.

[ 8 ] JUGIAI S, WONGVEERA S, TEAWCHAIWITOM T et al. The surface combustor heater with cyclic flow reversal combustion [ J ]. Experimental Thermal and Fluid Science 2004 25: 183-192.

[ 9 ] JUGIAI S, SAWANANON A. The surface combustor heater with cyclic flow reversal combustion embedded with water tube bank [ J ]. Fuel 2004 83(17-18): 2369-2379.

[ 10 ] 褚金华. 渐变型多孔介质燃烧器的研究与开发 [ D ]. 杭州: 浙江大学, 2005.

(编辑 陈 滨)

新技术、新工艺

## 激波对气膜冷却效果产生影响的计算研究

据《ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power》2009年5月号报道, 加拿大 Concordia大学的学者利用计算流体力学方法, 在跨音速叶片上进行气膜冷却的性能计算研究(或气膜冷却方案的可行性)。

气膜冷却孔位于叶栅通路喉部附近。对于圆孔, 气膜冷却效果可通过数值估算和试验数之间的比较来表达, 比较结果表明, 数值计算程序是满足要求的。

在喷吹比低于 1 的情况下, 与其它冷却形式相比, 计算得到的叶型采用气膜冷却方式的冷却效果明显更高; 在喷吹比大于 2 的情况下, 气膜冷却的优点变得并不明显。

研究还发现, 在稍低于 1 的喷吹比情况下, 采用同样的冷却方式, 在跨音速叶型上的冷却效果稍高于在平板上的冷却效果。

在大于 2 的高喷吹比情况下, 当斜激波与孔出口前缘分离时, 由于产生强激波引起附面层分离的现象, 发生了冷却效果的减少, 其减少程度引起了人们的高度重视。

除了激波的影响和冷却气体的可压缩性以外, 通过将叶型表面与平板表面的冷却效果加以比较, 分析了叶面曲率对气膜冷却效果的影响。

(吉桂明 摘译)

mentioned relationship was decomposed into fault data in various components and expressed by using an interlinking of graphic symbols. Moreover, logic formulae were obtained on the basis of the fault tree and thereby their reliabilities were quantitatively analyzed. The foregoing can provide a method for evaluating a system based on its overall reliability. **Key words:** fault tree; furnace safety monitoring and control system; safety instrumentation system; reliability.

**多孔介质燃烧—换热器内燃烧和传热的数值模拟** = Numerical Simulation of Porous Medium Combustion, Combustion and Heat Transfer Inside a Heat Exchanger [刊, 汉] / XU Youning, SHI Junrui, XUE Zhijia (Shenyang City Key Laboratory on Circulating Fluidized Bed Combustion Technology, Shenyang Engineering College, Shenyang, China, Post Code: 110136), XIE Maozhao (College of Energy Source and Power, Dalian University of Science and Technology, Dalian, China, Post Code: 116024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(6). — 648 ~ 652

By establishing a two-dimensional numerical model, studied were the porous medium combustion, combustion and heat transfer inside a heat exchanger and the influence of the system configuration on the thermal efficiency and the pressure drop of a combustion heat exchanger. The research results show that the longitudinal distance of the heat exchange tubes has a remarkable influence on the temperature distribution, heat transfer speed and pressure loss inside the heat exchanger. To decrease the longitudinal distance of the heat exchange tubes can increase the thermal efficiency and pressure loss. The horizontal distance of the heat exchange tubes, however, has a very little influence on the thermal efficiency and pressure loss. In addition, to increase the diameters of small balls may result in an increase of the thermal efficiency and a sharp decrease of the pressure loss. The effectiveness of the numerical model can be verified through tests. **Key words:** numerical study; porous medium; combustion; heat exchanger.

**压力容器泄漏孔大小的压力变化率预估方法** = A Method for Pre-estimating the Size of Leakage Holes of a Pressure Vessel Based on Its Pressure Variation Rate [刊, 汉] / SHEN Yuansheng, LU Zongming, ZHAO Weili et al (College of Material Science and Engineering, Jinan University, Jinan, China, Post Code: 250022) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(6). — 653 ~ 656

To pre-estimate the size of leakage holes of a pressure vessel, analyzed were the gas flow regularity inside the leakage holes and the gas parameter status characteristics inside the vessel. In this connection, three assumptions for the process were put forward and a mathematical model reflecting the equivalent radius of the leakage holes established. On this basis, a method was proposed for pre-estimating the equivalent radius of the leakage holes based on the pressure variation rate. An experimental study has been performed of the pressure conditions in the vessel which has a volume of 0.008 48 m<sup>3</sup> and three leakage holes with a radius of 0.4 mm. Furthermore, the radius of the leakage holes was calculated by using the mathematical model being established. The research results show that the calculated value of the radius of the vessel is in very good agreement with the actual one. This can provide important reference for further studying the leakage hole conditions and leakage regularities of various pressure vessels. **Key words:** fluid dynamics; pressure vessel; leakage hole; equivalent radius; pressure variation rate.