

多股流换热器动态过程场协同分析

张 勤, 李志信, 梁新刚

(清华大学 航天航空学院, 北京 100084)

摘 要: 建立了多股流板翅式换热器动态数学模型, 通过换热器入口温度及流量阶跃的改变, 模拟过渡过程中温度场的动态响应, 利用温差场均匀性因子对多股流换热器过渡过程动态特性进行了评价, 通过分析内部温度场与速度场的协同关系, 揭示温差场在动态过程中的变化特征。将温差场均匀性因子与过渡时间结合, 建立了自组织能力系数, 并对多股流换热器控制品质进行了分析。多股流换热器在流量阶跃时, 温差场均匀性因子平缓迁移, 而温度阶跃时变化剧烈且存有极值。多股流换热器自组织系数越大, 越易达到新的热平衡。

关 键 词: 场协同; 温差场均匀性; 多股流板翅式换热器; 动态特性; 数学模型

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

换热器是过程工业及能量回收系统的重要设备, 其性能的优劣及运行过程中性能是否得到充分发挥, 对能源的有效利用及节能、甚至对产品的质量起到关键性的作用。多股流换热器具有体积小、重量轻、传热温差小等特点, 在工业上获得了广泛应用。与两股流换热器相比, 多股流换热器由于存在翅片旁通效应和流体的通道效应, 间隔通道的流体在热交换过程中相互影响、相互作用。

场协同原理认为, 换热器内部温差场均匀性直接决定了换热器效能, 文献[4]提出了两股流换热器的温差场均匀性原则, 文献[3]提出了多股流温差场均匀性因子, 即温差场越均匀, 换热器效能越高。文献[5]利用通道均匀性加权, 对多股流温差场均匀性因子进行了改进, 并对多股流换热器通道排列进行了评价。

由于任何换热器都是针对特定工况设计的, 实际运行过程中, 其工况改变以及扰动存在, 换热器经常处于一种动态过渡过程, 不可能完全静止于设计

工况, 此时换热器的动态运行性能将直接决定换热器的效能。文献[6]进行了不同流体调节量对于过渡过程影响的实验研究, 分析了不同控制量给出方式对过渡品质的影响。但是, 目前针对多股流换热器动态场协同的系统性分析和研究较少, 并且缺乏动态设计方法, 动态运行性能无法在设计过程中得以体现。

本研究综合考虑了板翅式换热器的结构及隔板、翅片热容等参数, 应用数值方法模拟分布式多股流板翅式换热器动态运行状况, 通过分析流量、温度变迁后多股流换热器出口参数响应, 对其动态特性进行了分析, 并用温差场均匀性因子, 研究动态过程中的场协同。在此基础上, 建立了考虑换热器控制品质的自组织能力系数, 为换热器动态设计提供了基础。

1 物理数学模型

1.1 多股流板翅式换热器数学模型

与两股流换热器相比, 多股流板翅式换热器的多通道结构较复杂, 任一通道流体的温度变化受到众多因素的制约, 加上翅片旁通效应和通道排列的影响, 多股流换热器内部的换热过程更为复杂。

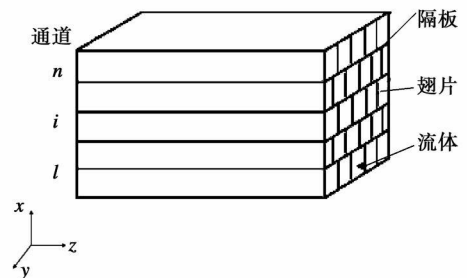


图 1 板翅式换热器模型

以平行流板翅式多股流换热器为例, 其结构如

收稿日期: 2008-10-24; 修订日期: 2009-03-03

基金项目: 国家重点基础研究发展规划基金资助项目(2007CB206901)

作者简介: 张 勤(1982-), 男, 上海人, 清华大学博士研究生。

图 1 所示, i 通道翅片高度为 b_i , 单位通道宽度上的翅片数为 ξ_i , 通道长度为 l 。其中坐标系 x 向为翅片高度方向, y 向为换热器宽度方向, z 向为流体流动方向。 x 方向坐标与通道号 i 有关, $0 \leq x_i \leq b_i$, $0 \leq z \leq l$ 。

为了建模方便, 作如下假设:

- (1) 同一通道内的流体为单组分、单相; 流动工况稳定; 忽略其在 x 、 y 方向上的导热, 简化为一维问题;
- (2) 翅片厚度方向具有相同的温度; 翅片和隔板热接触良好, 即可忽略二者的接触热阻;
- (3) 沿通道宽度 y 方向, 流体分配均匀, 热力状态均匀; 隔板温度仅与坐标 z 有关, 且等于翅片根部温度;
- (4) 无内热源。

建模中, 取 i 通道沿轴向长度为 Δz 的微元, 翅片温度用 $t_i(x, z)$ 表示, 则 $t_i(0, z)$ 、 $t_i(b_i, z)$ 分别为 i 通道翅片根部、顶部温度; 流体温度用 $T_i(z)$ 表示。建立了数学模型(能量微分方程)。

通道流体能量平衡方程:

$$(Gc_p)_i \frac{\partial T_i}{\partial z} + (Gc_p)_{i, \text{fluid}} \frac{\partial T_i}{\partial z} = (1 - \xi \delta)_i \alpha_i \times (t_i(0, z) + t_i(b_i, z) - 2T_i(z)) + 2\xi_i \alpha_i \int_0^{b_i} (t_i(x, z) - T_i(z)) dx \quad (1)$$

翅片能量平衡方程:

$$(\xi \delta)_i \lambda \frac{\partial^2 t_i(x, z)}{\partial x^2} + (\xi \delta)_i \lambda \frac{\partial^2 t_i(x, z)}{\partial z^2} - 2\xi_i \alpha_i (t_i(x, z) - T_i(z)) = (\rho c_p)_{\text{fin}} \frac{\partial t_i(x, z)}{\partial \tau} \quad (2)$$

隔板能量平衡方程:

$$-(\xi \delta)_i \lambda \frac{\partial t_i(b_i, z)}{\partial x} + (\xi \delta)_{i+1} \lambda \frac{\partial t_{i+1}(0, z)}{\partial x} + \delta \lambda \frac{\partial^2 t_i(b_i, z)}{\partial z^2} + (1 - \xi \delta)_i \alpha_i (T_i(z) - t_i(b_i, z)) + (1 - \xi \delta)_{i+1} \alpha_{i+1} (T_{i+1}(z) - t_{i+1}(0, z)) = (\rho c_p)_{\text{plate}} \frac{\partial t_i(b_i, z)}{\partial \tau} \quad (3)$$

式中: G_i —流体在单位通道宽度上的质量流量, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m})$; δ — i 通道的翅片厚度; δ_p —隔板厚度; α —流体与通道壁面间的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 下标 fluid、fin、plate—流体、翅片及隔板。

对上述能量方程采用有限差分法进行离散, 然后采用迭代法进行数值求解, 其中流体、翅片和隔板的中间节点采用中心差分, 而边界节点采用向前或向后差分。网格节点在 x 和 z 方向均采用均匀节点分布。由于流体温度和翅片温度的耦合, 不能单独

求解某个温度场的数值, 因此采用流体温度和翅片温度交替迭代的方法进行求解, 直到两次迭代温度差满足要求为止。

1.2 多股流换热器的温差场均匀性因子

文献[3]根据两股流换热器温差场均匀性优化原理建立了多股流换热器温差场均匀性因子, 温差场越均匀, 冷热流体的温度场协同就越好, 换热效能越高。文献[5]消除不相邻通道间温差场均匀性影响, 建立了量纲 1 温差场均匀性因子, 保证换热性能与因子之间的匹配关系。将多股流换热器通道划分为 $K \times K \times n$ 个子换热单元, 本研究采用的多股流温差场均匀性因子为:

$$\phi_{\text{multi}} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^K |\Theta(i+1, j) - \Theta(i, j)|}{\sqrt{(n-1) \times K \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^K [\Theta(i+1, j) - \Theta(i, j)]^2}} \quad (4)$$

式中: $\Theta(i, j) = \frac{T(i, j) - T_{\min}(i, i+1)}{\Delta T_{\max}(i, i+1)}$; $\Delta T_{\max}(i, i+1)$ 为相邻换热流体沿流程的最大温差; $T_{\min}(i, i+1)$ 为 i 和 $i+1$ 通道的最低温度。此式表明温差场越均匀, ϕ_{multi} 值就越接近于 1, 当温差处处相等时, $\phi_{\text{multi}} = 1$ 。

该多股流换热器温差场均匀性因子 ϕ_{multi} 考虑了换热流体温差权重造成了均匀性因子与换热性能的不一致, 而将冷热流体间的温差采用无量纲温差。通过对多股流换热器温差场均匀性因子的温度无量纲化, 使得冷热流体间的温差都处于 0~1 的区间。该因子能够真实地反映换热流体沿程(换热器纵向)的温度分布均匀性, 而不会将不同组(换热器横向)温差不均匀造成的影响带入, 更能真实反映多股流换热器的换热性能。

2 动态过程分析

换热器是具有大容量滞后和纯滞后的热工设备, 工况发生变迁后, 换热器出口参数反应滞后, 换热器将处于长时间的动态过渡过程, 无法立刻达到新的平衡状态。换热器的结构和工况变化不同, 其动态特性也不一致。本研究对不同结构换热器的温度及流量进行阶跃变化, 分析换热器出口参数响应及内部温度场变化, 利用温差场均匀性因子评价动态过渡过程。

2.1 两股流换热器

为了说明容量滞后与纯滞后对换热器动态性能的影响, 首先以两股流板翅式换热器为例, 分析过渡过程中的场协同效应。换热器采用逆流方式布置,

流体为水,用+1和-1分别表示不同流动方向。换热器有35通道,排列方式为ABABA...ABABA。工况参数和换热器结构参数如表1所示。阶跃响应是评价系统动态性能的典型方法,因此进口流量或温度变化采用阶跃变化,即初始时刻入口温度或流量直接达到另一稳定值。

表1 两股流换热器工况和结构参数

	入 口	
	A	B
流动方向	1	-1
翅片密度/m	239	239
翅片厚度/mm	0.6	0.6
流量/ $\text{kg}\cdot(\text{m}^3\cdot\text{s})^{-1}$	2.53	2.53
入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	60	20

在起始时刻,流体A温度正阶跃15%,换热器出口响应如图2所示。由于采用逆流布置方式,流体B的出口在 $\tau=0$ 时刻就受到了影响,发生了响应。而流体A存在纯滞后,入口温度的改变无法立刻传递到通道出口,因此其通道出口温度无法产生瞬间变化。

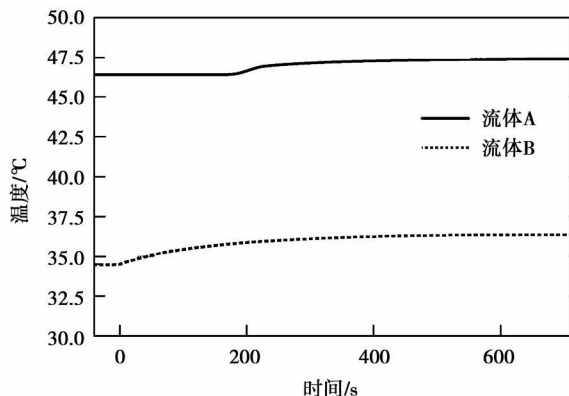


图2 A流体温度正阶跃15%,出口温度响应

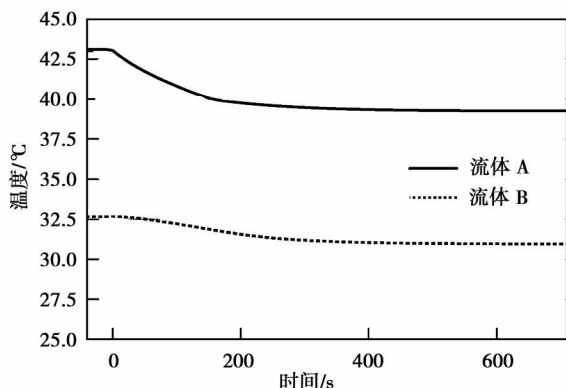


图3 A流体流量正阶跃30%,出口温度响应

图3为流体A流量阶跃30%时,出口温度响应情况。在流量发生变化时,由于流体(水)的不可压缩性,流量变化立刻传递到整个通道,消除了纯滞后,流体出口立刻发生响应。流体B由于容积滞后效应,过渡过程较为平缓,过渡时间较长。

上述两种情况,过渡过程中的温差场均匀性因子变化如图4所示,其中,情况1是温度阶跃15%,情况2是流量阶跃30%。

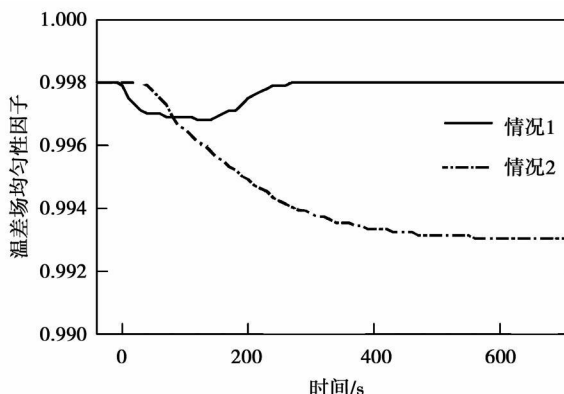


图4 两种过渡过程温差场均匀性因子变化情况

在温度正阶跃初期,温度场即发生跃迁,原温差场被破坏,冷流体温度提高使温差场均匀程度下降,温差场均匀性因子降低,但是随着通道入口温度逐步影响到出口,两股流体的温度场虽尚不能达到稳定状态,但是两流体温度变化趋势相同,因此温差场稳定较快,温差场均匀性因子开始增大。由于两流体热容流率相近,流体沿流程温度变化基本相等,温差场均匀性因子在前后的平衡状态大小基本一致。而流量发生阶跃时,由于流量上升后,拉大了沿程温差,换热器两端温差提高幅度严重不一致,破坏了原有温差场,温差场均匀性因子降低,且由于存在容积滞后,均匀性因子过渡时间较长。

2.2 3股流换热器

表2 3股流换热器工况参数

	入 口		
	C	A	B
流动方向	+1	+1	-1
流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.97	1.08	1.25
入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	39.0	9.8	4.0

多股换热器与两股流换热器的最大差异在于间隔通道的流体也能进行能量的传输与交换。对3股流10通道换热器的动态过程进行分析,通道排列方式为CABABCABAB。流体组织采用混合流方式,入口参数如表2所示,流体B的入口温度和流量分别

进行正负阶跃。

B 流体温度负阶跃 15% 时, 出口温度响应如图 5 所示。A 流体通道出口由于紧靠 B 流体通道入口, 因此 A 流体出口温度立刻发生响应。C 流体与 A 流体直接通过隔板换热, 且存在翅片的旁通, 其温度响应也较快。B 流体本身由于纯滞后, 通道入口温度变化传递到出口需要一定时间, 其响应最慢。

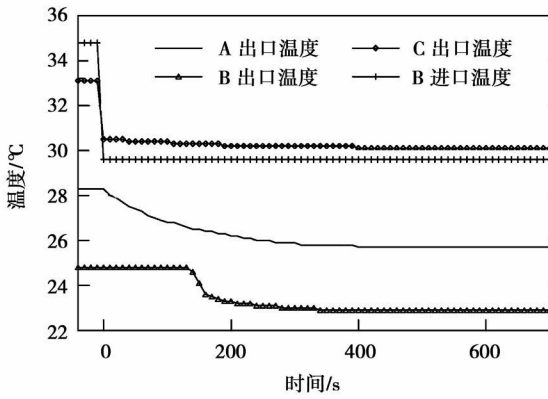


图 5 B 流体温度负阶跃 15%, 出口温度响应

随后进行流体温度正阶跃及流量阶跃, 4 种情况下的温差场均匀性因子变化如图 6 所示。其中, 情况 1 温度正阶跃 15%, 情况 2 温度负阶跃 15%, 情况 3 流量正阶跃 30%, 情况 4 流量负阶跃 30%。

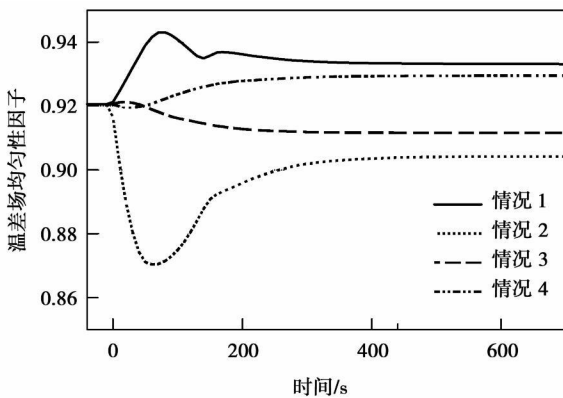


图 6 4 种过渡过程温差场均匀性因子变化情况

在多股流换热器中, 流体换热主要依赖相邻通道。因此分析温差场均匀性变化主要考虑相邻通道温差变化, 在该例中, 相邻通道分别为 CA、AB、BC。

流体 B 温度发生负阶跃变化时, 即情况 2, 由于热流体通道 B 和冷流体通道 A 采用逆流布置, 热流体 B 温度降低导致两个通道间温差场均匀性降低, 两通道之间的温差场均匀性下降。通道 C 与 A 顺流布置, B 温度降低同样使温差场均匀性恶化。通道 B 与 C 逆流布置, 两股流体均为热流体, 换热过程产生温度交叉效应, B 温度降低能提高温差场均

匀性。但总体上, B 温度负阶跃时, 温差场均匀性恶化, 温差场均匀性因子降低。当通道 B 温度变化传递到出口时, $\Delta T_{\max}(i, i+1)$ 突变导致出现拐点。

当 B 流体发生流量负阶跃, 相当于提高 B 温度, B 的温差场更为均匀, 温差场均匀性因子升高, 但变化幅度小于温度负阶跃。温度正阶跃, 流量正阶跃时温差场均匀性因子变化趋势与负阶跃相反。流量阶跃时, 过渡到另一平衡的时间更快。温度阶跃时, 受到容积滞后影响, 出口温度变化较为平缓, 均匀性因子发生平缓迁移。

2.3 4 股流换热器

以一空分 4 股流换热器为例, 4 股流体中热流体为空气(流体 A), 冷流体分别为氧气(流体 B)、污氮(流体 C)和氮气(流体 D)。通道布置方式为 DA-CADABADACADABADACADABADACADABADACADABAD。因此空气有 20 个通道, 氧气和污氮为 5 个通道, 氮气 11 个通道, 通道总数为 41。换热器入口参数如表 3 所示。

表 3 4 股流换热器工况参数

	入 口			
	A	B	C	D
流动方向	+1	-1	-1	-1
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.688	0.162	0.408	1.25
入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	-130.9	-178.6	-175.1	-175.1

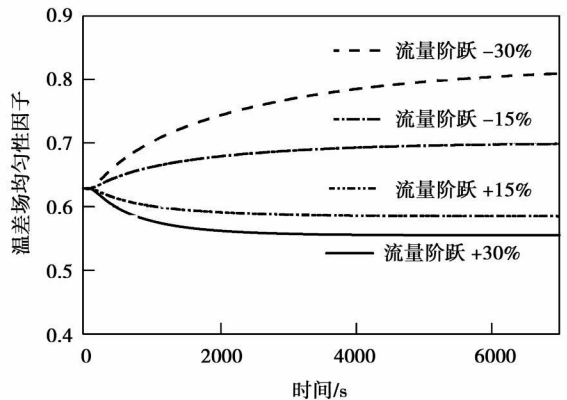


图 7 4 股流换热器过渡过程温差场均匀性因子变化情况

对其流量进行阶跃, 幅度分别为 30%、15%、-15%和-30%, 温差场均匀性因子变化如图 7 所示。该 4 股流换热器只有 A 为热流体, 且通道采用逆流布置, A 流体流量提高时将使温差场均匀性恶化。由于通道较多, 换热器本体的热容较大, 由此产生的容积滞后较大, 流体温度稳定所需时间较长, 负阶跃 -30% 时较长时间无法达到稳定。

从图7可知,热流体A流量的降低能改善换热器内温差场。流体流量同向阶跃时,阶跃幅度越高,温差场均匀性因子变化更为明显。

2.4 过渡过程翅片温度场分析

多股流板翅式换热器通道中的翅片在其顶部和底部分别与上、下两个隔板接触,翅片与隔板间的传热通过导热的方式来进行,而翅片与流体的传热通过对流来实现,翅片温度分布直接反映了换热器内温度分布。

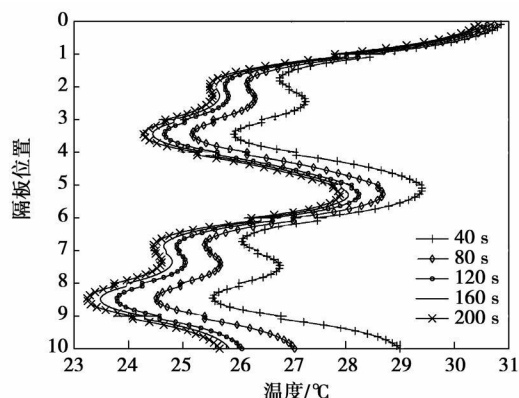


图8 3股流换热器过渡过程翅片温度变化

针对研究的3股流换热器,温度负阶跃时,取换热器中间高度方向的翅片温度分布进行分析,如图8所示(纯滞后时间大于40 s,起始时刻温度曲线与 $\tau=40$ s重合)。通道非对称排列,因此翅片温度分布也并不对称。由于入口温度阶跃影响到换热器中部有纯滞后,翅片温度在大约80 s时变化最为剧烈,温差场均匀性恶化到极值,与此对应的是图6中温差场均匀性因子的最大值。随着纯滞后效应的结束,整个换热器内温度场逐步平稳过渡到另一稳定状态,温差场均匀性因子也逐步平衡到另一稳定值。

2.5 自组织能力

在换热器从一个工况过渡到另一个工况的过程中,换热器内部原有的稳定热平衡体系被打破,通过内部各流体之间的换热而重新达到一个新的稳定热平衡体系,将这一过程定义为换热器的自组织过程。自组织过程直接反映换热器内部不同流体之间以及不同的场之间协同关系的好坏,并且对换热器的变工况运行也将产生影响。

温差场均匀性因子是换热器内部温差场均匀性的体现,也反映了换热量大小。在变工况运行过程中,温差场均匀性因子变化越剧烈,换热量变化越大,即针对辅助流体入口参数扰动的响应越明显。在这种情况下,辅助流体发生变化,整个换热器响应幅度越大,换热器能耗就愈小。也就是说以小的能

耗得到大的响应幅度。过渡过程的调节时间也是评估动态控制品质的一个重要指标。将自组织过程调节幅度 $\Delta\phi_{\text{multi}}$ (温差场均匀性因子变化量)和调节时间 $\Delta\tau$ (从一个稳态到另一个稳态过渡时间)结合,定义自组织能力系数为:

$$\nu = \left| \frac{\Delta\phi_{\text{multi}}}{\Delta\tau} \right| \quad (5)$$

自组织能力系数表示了换热器温度场过渡到另一平衡状态的速度。如果自组织能力系数 ν 较大,就说明过渡时间较短或温差场响应明显。在3股流换热器中,两种流量阶跃扰动下的自组织能力系数分别为 2.04×10^{-5} 和 1.93×10^{-5} ,换热器在流体B流量正阶跃时,响应较为明显。

因此在换热器动态设计中,如需要保证运行过程中柔性,则需要较小的自组织能力系数,而提高换热器控制性能要求较高自组织能力系数。

3 结论

从多股流换热器动态运行特性的影响分析入手,研究了换热器的动态温差场均匀性,得到了如下结论:

- (1) 换热器在过渡过程中,流量阶跃导致温差场均匀性因子平缓迁移,而温度阶跃由于纯滞后效应的影响,因子变化剧烈,且有极值;
- (2) 定义了自组织能力系数,该系数越大,温差场达到另一平衡越快,换热器控制性能愈好。

总之,温差均匀性揭示了换热器稳态运行中的性能,且在工况变迁过程中,体现了多股流换热器适应扰动的能力。以自组织能力来评价多股流换热器的动态性能,并在设计中作为约束条件,在特定扰动下,将达到节省调节的效果。

致谢:论文撰写过程中得到上海理工大学崔国民教授的帮助。

参考文献:

- [1] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 1-9.
- [2] 过增元, 黄素逸. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [3] 崔国民, 卢洪波, 蔡祖恢, 等. 场协同下的多股流换热器换热量研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(3): 323-326.
- [4] 周森泉. 换热器温差场均匀性原则及应用[D]. 北京: 清华大学, 1995.
- [5] 吕岩岩, 崔国民, 郭佳, 等. 多股流换热器设计的量纲1温差场均匀性优化因子[J]. 化工学报, 2007, 58(10): 2469-2473.
- [6] 崔国民, 郭嘉. 换热器动态场协同效应分析[J]. 化工进展, 2006, 25: 462-465

(编辑 陈滨)

Fusion[刊, 汉] / ZHAO Zheng, TIAN Liang (Automation Department, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003), LIU Wei, ZHANG Zhen-yan (Xinjiang Tianfu Thermal Power Generation Co. Ltd., Shihezi, China, Post Code: 832000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 773 ~ 776

Thermal power plants universally face an ever-changing coal quality problem and the fluctuation in coal quality may also influence air/coal static optimization matching relationship. For the positive-pressure direct-fired system of a race pulverizer, the change of coal quality may affect the change of milling inertia, thus influencing the optimization matching relationship of the air and coal during a dynamic process. In the light of the problem that the milling inertia of the above system of a MPS type race pulverizer is affected by the coal quality and the operating status of the milling system, a generalized grindability concept K_e was presented. On the basis of a statistical and mechanism analysis, expressions of the generalized grindability K_e and judgement criterion K_{e_c} were given. By comparing these two values, one can determine the grindability change. A contrast analysis of the variation tendency of the main indexes in various months of a power plant coal quality analysis report shows that the generalized grindability assumes a variation tendency identical with the actual coal quality grindability, verifying the correctness and rationality of the generalized grindability description. **Key words:** coal grindability, data fusion, on-line testing, milling system

空气深度分级对低挥发分煤燃烧过程影响的研究 = Study of the Influence of the Deep Air-staged Burning on a Low-volatile Coal Combustion Process[刊, 汉] / WANG Hua-jian, FANG Qing-yan, ZHOU Huai-chun, et al (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 777 ~ 781

Through a numerical simulation, studied was the influence of the deep air-staged version and change of pulverized coal fineness on the pulverized coal burn-out process and the NO_x emissions under the condition of burning low-volatile coals in an one-dimensional combustion furnace. The distribution of temperature, oxygen concentration and NO_x along the furnace axial direction was obtained. The simulation results show that with the deep air-staged version, the oxygen amount will increase at a later stage of combustion, and the furnace temperature level will go up. Moreover, the enhancement of the pulverized coal fineness will make the above effect more conspicuous, thus improving combustion efficiency and reducing NO_x emissions. The numerical simulation results have been verified by actual combustion tests. It has been found that when burning low-volatile coals, the adoption of such measures as the deep air-staged technology and the increase of pulverized coal fineness can result in both efficiency enhancement and reduction of NO_x emissions. **Key words:** low-volatile coal, deep air staged combustion, pulverized coal fineness, high efficiency, low NO_x emissions, air-staged combustion

多股流换热器动态过程场协同分析 = Field Synergy Analysis of the Dynamic Process of a Multi-stream Heat Exchanger[刊, 汉] / ZHANG Qin, LI Zhi-xin, LIANG Xin-gang (Aeronautics and Astronautics College, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 782 ~ 786

The authors have established a dynamic mathematical model for a multi-stream plate-fin type heat exchanger. Through a step change of the heat exchanger inlet temperature and flow rate, simulated was the dynamic response of the temperature field in a transient process. By using a temperature difference field uniformity factor, evaluated were the dynamic characteristics of the transient process of the heat exchanger. Through an analysis of the synergy relationship between the inner temperature field and the speed one, the variation characteristics of the temperature difference field in the dynamic process were revealed. By combining the uniformity factor of the temperature field with the transition time, a self-organization ability coefficient was established, and the control quality of the heat exchanger, analyzed. When the heat exchanger undergoes a step change of flow rates, the temperature difference field uniformity factor will smoothly migrate. In the meantime, when the heat exchanger is subjected to a drastic step change of temperature and there exist extreme values, the bigger the self-organization coefficient of the heat exchanger, the easier the attainment of a new heat balance. **Key words:** field synergy,

temperature difference field uniformity, multi-stream plate-fin type heat exchanger, dynamic characteristics, mathematical model

无焰燃烧 NO_x 生成的数值分析和实验研究 = **Numerical Analysis and Experimental Study of NO_x Generation in Flameless Combustion**[刊, 汉]/WANG Bao-yuan, YU Yu, LIN Qi-zhao (Department of Thermal Sciences and Energy Source Engineering, China National University of Science and Technology, Hefei, China, Post Code: 230027), XING Xi-an-jun (Anhui Provincial Product Quality Supervision and Testing Research Institute, Hefei, China, Post Code: 230051)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 787 ~ 791

Flameless combustion enjoys the merit of reducing NO_x emissions. By adopting an eddy dissipation concept (EDC) model based on a coupled skeleton chemical reaction mechanism, a three-dimensional numerical simulation and an experimental verification have been performed of the NO_x generation process of a flameless combustion boiler featuring a normal-temperature air admission. It has been found from an analysis that the simulation results obtained by using the model in question are in relatively good agreement with the test actual measuring ones. The flameless combustion can result in excessively low NO_x emissions with the emission concentration being below 20×10^{-6} . NO_x is generated mainly around a relatively wide space downstream of the jet flow. As the reaction zone is widened, the highest temperature in the combustion chamber is lower than 1 700 K and NO of the thermal type is sharply reduced relative to that of the flame combustion. The fast speed type NO amount is extremely low and the N_2O -transformed type NO becomes the main route for the generation of NO_x . **Key words:** flameless combustion, eddy dissipation concept, NO_x , reduction of emissions

紫外/过氧化氢法同时脱硫脱硝的研究 = **Research of Ultraviolet/hydrogen-peroxide Method for Simultaneous Desulfuration and Denitrification**[刊, 汉]/MA Shuang-chen, MA Jing-xiang, ZHAO Yi, et al (College of Environment Science and Engineering, North China University of Electric Power, Baoding China, Post Code: 071003)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 792 ~ 795

Described were advances in the study of pollutant removal from waste gases by use of ultraviolet/hydrogen peroxide and analyzed was the effect of the strong oxidation property of the UV/ H_2O_2 system on the removal of SO_2 and NO_x in simulated flue gases. Under optimum test conditions, the removal efficiency of SO_2 and NO_x by use of UV/ H_2O_2 can be higher than 95%. The authors have analyzed the reaction mechanism for SO_2 and NO_x removal by the UV/ H_2O_2 system and proposed a theory that the free radical reaction is the basis for oxidation and removal of pollutants. The authors also noted that the method under discussion can be used to reconstruct the existing wet type flue gas desulfuration towers and transform them into atmospheric pollution control devices capable of controlling various pollutants in flue gases. **Key words:** coal-fired power plant, desulfuration and denitrification, ultraviolet (UV), hydrogen peroxide, hydroxyl free radical

气态氨作还原剂的 SNCR 脱硝工艺的试验研究与模拟 = **Experimental Study and Simulation of SNCR (Selective Non-catalytic Reduction) Denitrification Process with Gas-state Ammonia Serving as a Reducing Agent**[刊, 汉]/LIANG Xiu-jin, ZHONG Zhao-ping, JIN Bao-sheng, et al (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(6). — 796 ~ 802

Experimentally studied was the SNCR (selective non-catalytic reduction) denitrification process on a self-developed test rig with ammonia serving as a reducing agent. Its simulation was performed by using chemical reaction dynamics software Chemkin 4.1. It has been found through tests that the inner spray-in mode by use of self-developed and improved type slot TB series nozzles is conspicuously superior to the lateral spray-in mode with NO_x removal rate being enhanced. With the NO_x removal rate of above 50% serving as a standard, the temperature window obtained by the test ranges from 863 to 937 °C. With an increase of the ammonia/nitrogen ratio, the NO_x removal and ammonia leakage rate will increase. When