doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2016.08.023

基于㶲耗散原理的热网加热器优化设计与分析

赵 麒[1,2],谭羽非[1],王 琛[2]

(1.哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 哈尔滨 150090;2.长春工程学院 能源动力工程学院, 长春 130012)

摘 要:为使热网加热器具有最优的换热性能,基于粒子群优化算法,以㶲耗散数为目标函数,提出热网加热器优化设计的最小㶲耗散优化方法.与传统的热网加热器设计计算不同,本文的优化设计不预先设定热网加热器的结构,通过优化确定热网加热器的最佳尺寸,同时,热网加热器优化设计考虑了工质的相变,以潜热修正值对壳侧蒸汽凝结的对流换热系数进行修正.对一热网加热器优化设计结果表明,通过优化设计,热网加热器的效能增加7.8%,同时热网加热器功率消耗下降19.6%,表明当热网加热器的热力性能最优时,其功耗达最小值.

关键词:㶲耗散;目标函数;粒子群优化算法;热网加热器

中图分类号:TU995 **文献标志码**:A **文章编号**:0367-6234(2016)08-0136-05

Optimization design of thermal-system heater based on entransy dissipation theory

ZHAO Qi[1,2],TAN Yufei[1],WANG Chen[2]

(1.School of Municipal Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China;
2.School of Energy and Power, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China)

Abstract: To optimize the heat transfer performance of the thermal-system heater, based on the particle swarm optimization algorithm and entransy dissipation theory, in this paper, a minimum entransy dissipation approach for optimization design was developed, taking entransy dissipation number as the objective function. The optimum size of the heat exchanger was determined without the pre-set structure of the heat exchanger and the phase change of working fluid of the heat exchanger was considered in the optimization design progress, which is different from the traditional design calculation. The convection heat transfer coefficient of steam condensation on the shell side was corrected by the latent heat value. For a specific thermal-system heater, the optimized design results showed that the exchanger effectiveness was increased by about 7.8%, while the pumping power reduced by about 19.6%, indicating that it achieved minimum power consumption when the thermal performance of thermal-system heater was optimized.

Keywords: entransy dissipation; objective function; swarm optimization algorithm; thermal-system heater

典塑性热网加热器是电厂热电联产的重要组成设备,是保证电厂供热能力和用户供热质量的关键设备,其性能的好坏直接影响了热电联产的供热量和联产系统的热经济性.热网加热器的热工设计计算主要有两种方法,即平均温差法和效能-传热单元数法.两种方法均需预先设定热网加热器的主要结构,一般通过经验和工艺决定,具有较大的不确定性.同时,在计算传热系数时,需要通过试算确定对流换热系数,为热网加热器的整体设计带来了不确定因素,即便此时的传热系数计算比较准确,由于结构的主观设定,也无法保证热网加热器具有最好的换热性能.目前强化传热理论求解方法主要有熵产分析法、场协同原理及㶲耗散法.㶲耗散法可以避免熵产法产生的"熵产悖论"[1],同时比场协同方法简单.㶲耗散法中的物理量㶲,是过增元教授基于热量与电荷传递现象的类比提出的,用于表示物体传递热量的总能力[2].对于换热器,传热的㶲耗散法优化主要有两种情况:一种是在给定热流的条件下,寻求变量最优分布使传热温差最小,此时表现为最小㶲耗散;另一种是在给定温差条件下使传递的热流最大,此时为最大㶲耗散,二者统称为㶲耗散极值原理[3].目前,利用㶲耗散理论强化换热器换热已经取得了较多的研究成果[4-7].

本文以电厂供热系统热网加热器传热过程的㶲耗散最小为优化目标,实现热网加热器的优化设计.在设计过程中,不预先设定包含换热管外径、换热管

收稿日期:2015-11-17
基金项目:建设部科学技术项目(2011-K1-48);吉林省教育厅科学技术研究项目(120150044);长春工程学院种子基金(320140029)
作者简介:赵 麒(1982—),男,博士研究生;
谭羽非(1962—),女,教授,博士生导师
通信作者:赵 麒,hithot2@163.com

数量、换热管长度和蒸汽凝结水温度等热网加热器的具体结构参数，只给出优化过程长径比、流体的流速、换热管数范围和管程与壳程压降等参数需要满足的约束条件，由优化过程寻找最优的结构参数，进而在满足所给定的约束条件下，得到满足换热负荷需求的最佳设计参数.

1　优化模型的建立

1.1　㶲耗散优化理论

过增元等[8]通过热量传递与电荷传递现象之间的比拟，定义了一个描述物体传递热量总能力的新物理量——㶲，定义为㶲热容量与温度乘积的一半，即

$$E_{\mathrm{h}} = \frac{1}{2}Q'T. \tag{1}$$

式中：Q'为物体的定容热容量，J；T 为物体的温度，K.

考虑热网加热器内流体为一维定常流，与外界没有热量交换，建立流体的能量平衡方程为

$$C_{\mathrm{h}}\frac{\mathrm{d}T(x)}{\mathrm{d}x} = -q(x). \tag{2}$$

将上式两侧同时乘以 $T(x)$ 并在换热器长度方向积分得热、冷流体㶲平衡式：

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}C_{\mathrm{h}}T_{\mathrm{h,in}}^2 - \frac{1}{2}C_{\mathrm{h}}T_{\mathrm{h,out}}^2 &= \int q(x)T_{\mathrm{h}}(x)\,\mathrm{d}x,\\ \frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,out}}^2 - \frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,in}}^2 &= \int q(x)T_{\mathrm{c}}(x)\,\mathrm{d}x.\end{aligned} \tag{3}$$

式中：$q(x)$ 为 x 处热流量，J；C 为流体的热容量流量，J/K；$T_{\mathrm{h}}(x)$、$T_{\mathrm{c}}(x)$ 为 x 处热、冷流体的温度，K；下标 in 和 out 分别表示流体的进口和出口.将上两式相加整理得有限温差导热引起的耗散[9]

$$E_T = \left(\frac{1}{2}C_{\mathrm{h}}T_{\mathrm{h,in}}^2 + \frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,in}}^2\right) - \left(\frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,out}}^2 + \frac{1}{2}C_{\mathrm{h}}T_{\mathrm{h,out}}^2\right). \tag{4}$$

流动阻力引起的㶲耗散可表示为[9]

$$E_p = \frac{m_{\mathrm{h}}\Delta p_{\mathrm{h}}}{\rho_{\mathrm{h}}}\frac{T_{\mathrm{h,out}} - T_{\mathrm{h,in}}}{\ln T_{\mathrm{h,out}} - \ln T_{\mathrm{h,in}}} + \frac{m_{\mathrm{c}}\Delta p_{\mathrm{c}}}{\rho_{\mathrm{c}}}\frac{T_{\mathrm{c,out}} - T_{\mathrm{c,in}}}{\ln T_{\mathrm{c,out}} - \ln T_{\mathrm{c,in}}}. \tag{5}$$

式中：E_p 为换热器流动阻力引起的㶲耗散，m 为质量流量，kg/s；ρ 为流体密度，kg/m^3；Δp 为压降，Pa；换热器总㶲耗散量可表示为

$$E' = E_T + E_p. \tag{6}$$

定义换热器的㶲耗散与换热器最大㶲耗散（换热器实际换热量 Q'和最大温差 $T_{\mathrm{h,in}}-T_{\mathrm{c,in}}$的乘积）之比为㶲耗散数[10].则㶲耗散数可表示为

$$E^* = \frac{E'}{Q'(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}})} = \frac{E'}{\varepsilon\min(C_{\mathrm{h}}, C_{\mathrm{c}})(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}})^2}. \tag{7}$$

式中 ε 为换热器的效能.下面便以㶲耗散最小为优化目标函数，应用粒子群优化算法求解优化问题，建立热网加热器的㶲耗散最小优化设计方法.

1.2　目标函数

以热网加热器的㶲耗散数最小为优化目标，热网加热器中的总㶲耗散包括温度㶲耗散和流动阻力㶲耗散两部分，温差与流动阻力的㶲耗散数可分别表示为

$$E_T^* = \left(\frac{1}{2}m_{\mathrm{h}}h_{\mathrm{in}}T_{\mathrm{h,in}} - \frac{1}{2}c_{\mathrm{p,ts}}m_{\mathrm{h}}T_{\mathrm{ns}}^2 + \frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,in}}^2 - \frac{1}{2}C_{\mathrm{c}}T_{\mathrm{c,out}}^2\right)\left[m_{\mathrm{h}}(h_{\mathrm{h,in}} - h_{\mathrm{ns}})\right]^{-1}\cdot(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}})^{-1}. \tag{8}$$

$$E_p^* = \left(\frac{m_{\mathrm{h}}\Delta p_{\mathrm{h}}}{\rho_{\mathrm{h}}}\frac{T_{\mathrm{ns}} - T_{\mathrm{h,in}}}{\ln T_{\mathrm{ns}} - \ln T_{\mathrm{h,in}}} + \frac{m_{\mathrm{c}}\Delta p_{\mathrm{c}}}{\rho_{\mathrm{c}}}\frac{T_{\mathrm{c,out}} - T_{\mathrm{c,in}}}{\ln T_{\mathrm{c,out}} - \ln T_{\mathrm{c,in}}}\right)\cdot\left[m_{\mathrm{h}}(h_{\mathrm{h,in}} - h_{\mathrm{ns}})\right]^{-1}\cdot(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}})^{-1}. \tag{9}$$

式中：$h_{\mathrm{h,in}}$为进口蒸汽焓值，J/(kg·s)；h_{ns}为凝结水焓值，J/(kg·s)；T_{ns}为凝结水的温度，K；ρ_{h} 为热网加热器中蒸汽的密度，kg/m^3；Δp_{h} 和 Δp_{c} 分别为壳侧与管侧的压降.

则热网加热器的优化目标㶲耗散数可表示为

$$f = \min E^* = \min(E_T^* + E_p^*). \tag{10}$$

1.3　优化变量与约束条件

在常规的热网加热器设计过程中，一般需要首先确定热网加热器的换热管外径 d_{o}、换热管数 N_{t}、折流板间距 h 与壳体内径 D_{s}之比 B_{s}、折流板缺口中心角 θ、壳侧内径 D_{s}、长径比 L/D_{s} 等结构参数.本文将这些参数作为设计变量，给出 d_{o}、N_{t}、B_{s}、L/D_{s} 的约束范围：$d_{\mathrm{o,min}} \leqslant d_{\mathrm{o}} \leqslant d_{\mathrm{o,max}}$（具体值需按国标选取）；$N_{\mathrm{t,min}} \leqslant N_{\mathrm{t}} \leqslant N_{\mathrm{t,max}}$；$B_{\mathrm{s,min}} \leqslant B_{\mathrm{s}} \leqslant B_{\mathrm{s,max}}$（按国标取值[11]）；$(L/D_{\mathrm{s}})_{\mathrm{min}} \leqslant L/D_{\mathrm{s}} \leqslant (L/D_{\mathrm{s}})_{\mathrm{max}}$.

热网加热器壳侧内径由下式确定[12]

$$D_{\mathrm{s}} = (1.1\sqrt{N_{\mathrm{t}}} - 1)\cdot S + 3d_{\mathrm{o}}. \tag{11}$$

式中：S 为换热管中心距，m；本文的换热管布置选择等边三角形排列.缺口中心角由下式得

$$\theta = 2\arccos\left(1 - \frac{2h}{D_{\mathrm{s}}}\right). \tag{12}$$

壳侧换热流体为蒸汽在水平管外凝结，由于热网加热器中的蒸汽为过热蒸汽，将蒸汽凝结的对流换热系数中的潜热项进行修正，以潜热修正值代替.当管外蒸汽流动雷诺数 $Re_{\mathrm{v}}<3\ 500$ 时

$$\alpha_{\mathrm{s}} = 0.725\left[\frac{g\rho^2\lambda_{\mathrm{s}}^3 r'}{\mu_{\mathrm{s}}N_{\mathrm{t}}d_{\mathrm{o}}(t_{\mathrm{s}} - t_{\mathrm{w}})}\right]^{0.25}. \tag{13}$$

式中：ρ 为凝结液的密度，kJ/m^3；t_{s} 为饱和凝结液的温度，K；t_{w} 为壁面温度，取进出水温的算术平均值，K.

采用下式计算潜热修正值

$$r' = c_{ps}(t - t_s) + r + c_{pl}(t_s - t_{ns}) + \frac{3}{8}c_{pl}(t_{ns} - t_w). \tag{14}$$

式中：t 为进口蒸汽的温度，K；c_{pl} 为管内凝结液的定压比热，kJ/(kg·℃)；c_{ps} 为蒸汽的定压比热，kJ/(kg·℃)；t_{ns} 为凝结水的温度，℃；r' 为潜热修正值.

1.4　优化算法

粒子群优化算法(PSO)是一种用于求解全局优化问题的进化算法.PSO 算法首先在可行解区域内随机初始化种群粒子的位置 X_i(待求解问题的解)和速度 v_i，每次迭代过程中，粒子通过跟踪种群全局最优位置(g_{best})和当前个体局部最优位置(p_{best})来更新[13].粒子的更新按式(15)、(16)完成

$$v_{i+1} = \omega v_i + c_1 r_1(p_{Best\,i} - X_i) + c_2 r_2(g_{Best\,i} - X_i). \tag{15}$$

$$X_{i+1} = X_i + v_{i+1}. \tag{16}$$

式中：c_1、c_2 为加速因子，本文取 $c_1 = c_2 = 2$，r_1、r_2 为 0~1的独立常数，ω 为惯性权重.算法中，参数 ω、c_1、c_2的优化选择对算法的收敛性有重要作用，为保证算法的收敛性，必须满足

$$\max(|\lambda_1|, |\lambda_2|) < 1. \tag{17}$$

式中 λ_1 与 λ_2 分别由式(18)和(19)确定，即

$$\lambda_1 = \frac{1 + \omega - \alpha_1 - \alpha_2 + \gamma}{2}, \tag{18}$$

$$\lambda_2 = \frac{1 + \omega - \alpha_1 - \alpha_2 - \gamma}{2}. \tag{19}$$

式中：$\gamma = [(1+\omega-\alpha_1-\alpha_2)^2-4\omega]^{0.5}$，$\alpha_1 = r_1c_1$，$\alpha_2 = r_2c_2$，且 $\alpha_1+\alpha_2$ 的取值范围在 0~4，ω 在 0~1.与以往研究中惯性权重取为定值不同，本文将 ω 进行如下改进

$$\omega = (\omega - 0.1)\left(1 - \frac{\text{当前粒子代数}}{\text{粒子总代数}}\right) + 0.1. \tag{20}$$

热网加热器粒子群优化算法的实现步骤如下：

1)初始化种群的粒子参数，优化过程中种群的粒子数等于优化变量的数量，粒子的最大迭代数为 50，随机粒子在相应变量的约束范围内取一组初值 $X_i = f(d_o, N_t, B_s, L/D_s)$；

2)根据目标函数式(10)计算各粒子的适应度值，将当前各粒子的位置和适应值设定在 p_{Best}中，将所有 p_{Best}中适应值最优个体的位置和适应值存储于 g_{Best}中；

3)应用式(15)、(16)更新粒子的速度和位置，并计算粒子的适应度值，按更新后的粒子适应度值排序；

4)对每个粒子，将其适应值与其经过的最好位置进行比较，如果较好，则将其作为当前的最优位置；

5)比较当前所有 p_{Best}和 g_{Best}值，更新 g_{Best}；

6)若满足程序停止的条件(本文采取迭代次数限制)，搜索停止，输出结果，否则返回步骤 3)继续搜索.

2　算例与分析

某热网加热器的热工已知参数见表 1.

表 1　热网加热器热力参数

Tab.1　Parameters of the heater for heating network

参数	入口温度/K	出口温度/K	质量流率/($t \cdot h^{-1}$)	密度/($kg \cdot m^{-3}$)	定压比热/($J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$)	运动黏度/($m^2 \cdot s^{-1}$)	入口压力/MPa	污垢热阻/($m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$)	普朗特数
蒸汽侧(壳程)	453.0	—	—	1.46	2 090	10.49×10^{-7}	0.3	—	0.99
热水侧(管程)	352.1	403	316	943.60	4 241	2.46×10^{-7}	1.2	0.000 078	1.44

基于㶲耗散优化设计方法对某厂家热网加热器的结构及热力参数进行优化计算，根据热网加热器热力参数和厂家样本，给定设计变量的约束范围如下：

1)换热管外径 d_o，$16 \leqslant d_o \leqslant 35$ mm；

2)换热管数 N_t，$800 \leqslant N_t \leqslant 1\,500$；

3)B_s按国家标准，在 $0.2 \leqslant B_s \leqslant 1.0$ 范围内取值[11]；

4)长径比 L/D_s：选取在 $6 \leqslant L/D_s \leqslant 10$ 范围内，热网加热器壳侧内径由式(11)确定.

此外考虑流体的流速与流体物理性质和污垢热阻有关，气体流速 v_s 与液体流速 v_t 分别作如下限定，$3<v_t<15$ m/s，$0.2<v_s<1.5$ m/s；并且管程压降 Δp_c 与壳程压降 Δp_h 分别满足 $\Delta p_h < 5\times10^4$ Pa，$\Delta p_c<5\times10^4$ Pa.

根据上述的优化已知条件和约束范围，按照粒子群优化算法的计算步骤，计算出㶲耗散数随粒子代数的变化规律(见图 1).温差引起的㶲耗散与流动阻力引起的㶲耗散均随粒子代数的增大而先减小，在第 20 代粒子后，两耗散值趋于稳定，表明粒子群优化算法具有良好的快速收敛性能.优化计算的结果，得出热网加热器的结构参数(见表 2).

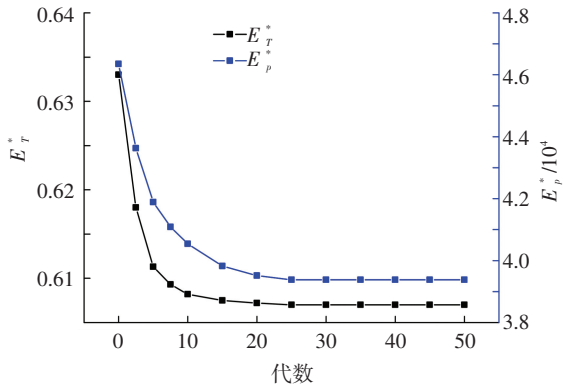

图 1　㶲耗散随粒子代数变化

Fig.1　Curves of entransy dissipation with the particles generations

表 2　㶲耗散优化方法下的最优结构

Tab.2　Optimal structure under the entransy optimization method

结构变量	D_s/m	d_o/mm	N_t	B_s	L/m	θ
数值	1.36	30	996	0.99	4.12	2.318

图 2 为优化过程中不同㶲耗散数时热网加热器的效能与功耗,其中热网加热器的功耗由下式确定:

$$W = \frac{1}{1\ 000\eta}\left(\frac{m_h}{\rho_h}\Delta p_h + \frac{m_c}{\rho_c}\Delta p_c\right). \tag{21}$$

式中:W 为换热过程的动力消耗, kW;η 为泵的效率.

由于热网加热器蒸汽侧具有相变,传热有效度可表示为

$$\varepsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}. \tag{22}$$

由图 2 可以看出,优化过程中,热网加热器的效能随㶲耗散数增大而减小,且变化规律近似线性.总㶲耗散数最小时对应的换热效能为 0.609,此时热网加热器的热力性能最优,热网加热器功耗也为整个优化过程的最小值 9.92 kW,即采用本文的㶲耗散优化,当热网加热器的热力性能最优时,其功耗达最小值.

为证明本文优化计算方法的优越性,采用常规方法对上述热网加热器进行设计计算,根据表1热网加热器的热力参数,结合热网加热器厂家提供的样本,选取的结构参数见表 3.

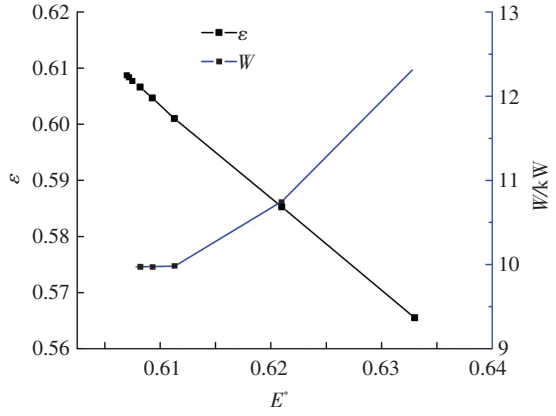

图 2　效能与功耗随㶲耗散数变化

Fig.2　Curves of performance and power consumption with the entransy dissipation

表 3　热网加热器结构参数

Tab.3　Structure parameters of the heater for heating network

结构变量	D_s/m	L/m	d_o/mm	N_t	B_s	θ
数值	1.2	4.36	25	1 006	0.77	2.673

为进一步与常规设计方法的计算结果进行比较,计算了部分热网加热器的热工性能,并将计算结果进行对比,结果见表 4.可以看出,与常规方法相比,采用㶲耗散优化设计受换热管数与换热管长减少的影响,热网加热器功率消耗由 12.34 kW 降为9.92 kW,下降了 19.61%;效能由 0.565 增大为0.609,增加了 7.79%.优化后的管侧流体速度增大而壳侧流体速度减小,导致管侧的对流换热系数 α_t 增加了 4.7%,壳侧对流换热系数减小了 2.8%.同时,优化后温差和阻力引起的㶲耗散均有所减小.通过优化设计发现,当热网加热器的热力性能最优时,其功耗达最小值.优化后热网加热器的换热管径为30 mm,高于常规方法的 25 mm,虽然换热管数略有减少,但总换热面积增大,这一结果说明本优化方法是以增大换热面积为代价的.总体来说,基于㶲耗散优化方法设计出的热网加热器的性能优于常规方法.

表 4　常规方法与㶲耗散优化方法性能参数比较

Tab.4　Performance parameter comparison of the conventional method and the entransy optimization method

方法	ε	E_T^*	$E_p^*/10^4$	v_t/(m·s^{-1})	α_t/(W·(m^2·K)$^{-1}$)	v_s/(m·s^{-1})	α_s/(W·(m^2·K)$^{-1}$)	W/kW
常规方法	0.565	0.633	4.635	0.63	6 345	10.8	8 365	12.34
㶲耗散法	0.609	0.607	3.938	0.66	6 658	10.6	8 139	9.92

3　结　语

以㶲耗散数为目标的热网加热器优化设计,实现了在不预先设定热网加热器结构的条件下,确定其最优的结构设计参数,弥补了传统设计方法的不足.可为实际工程中热网加热器的优化设计提供理论指导,同时,本文的优化方法对其他换热器的优化设计具有可推广性.

参考文献

[1] HESSELGREAVES J E. Rationalisation of second law analysis of heat exchanger [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2000, 43 (22): 4189 -4204.

[2] GUO Zengyuan, ZHU Hongye, LIANG Xingang. Entransy: a physical quantity describing heat transfer ability [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13): 2545-2556.

[3] 李志信,过增元. 对流传热优化的场协同理论[M]. 北京:科学出版社,2010.
LI Zhixin, GUO Zengyuan. Field synergy theory of the optimized convective heat transfer [M]. Beijing: China Science Publishing, 2010.

[4] GUO Jiangfeng, XU Mingtian, CHENG Lin. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design [J]. Science China Techno-logical Sciences, 2010, 53(5): 1309-1314.

[5] ZHU Wensheng, KUK Anthony, GUO Jianhua. Haplotype inference for population data with genotyping errors [J]. Biom J, 2009, 51(4): 644-658.

[6] XIA Shaojun, CHEN Lingen, SUN Fengrui. Optimization for entransy dissipation minimization in heat exchanger [J]. Chinese Science Bulletin, 2009, 54(19): 3587-3595.

[7] XU Mingtian, GUO Jiangfeng, CHENG Lin. Application of entransy dissipation theory in heat convection [J]. Frontiers of Energy and Power Engineering in China, 2009 (4): 402-405.

[8] 程雪涛,梁新刚,过增元. 孤立系统内传热过程的熵减原理 [J]. 科学通报, 2011, 56(3): 222-230.
CHENG Xuetao, LIANG Xingang, GUO Zengyuan. Entransy decrease principle of heat transfer in an isolated system [J]. Chin Sci Bull, 2011, 56: 847-854.

[9] 许明田,程林,郭江峰. 熵耗散理论在换热器设计中的应用[J]. 工程热物理学报,2009,30(12): 2090-2092.
XU Mingtian, CHENG Lin, GUO Jiangfeng. Application of entransy dissipation theory in heat exchanger design [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12): 2090-2092.

[10] GUO Jiangfeng, XU Mingtian. The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36: 227-235.

[11] 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,2009.
SHI Meizhong, WANG Zhongzheng. Principle and design of heat exchangers [M]. Nanjing: Southeast University Press, 2009.

[12] KREITH F. CRC handbook of thermal engineering [M]. Florida: CRC Press, 2000.

[13] FVD B, ENGELBRECHT A P. A study of particle swarm optimization particle trajectories [J]. Information Sciences, 2006, 176(8): 937-971.

(编辑 刘 彤)

(上接第 130 页)

[14] FEO M L, ELJARRAT E, BARCELO D. Occurrence, fate and analysis of polychlorinated n-alkanes in the environment [J]. Trends in Analytical Chemistry, 2009, 28 (6): 778-791.

[15] BUCHER J R, ALISON R H, MONTGOMERY C A, et al. Comparative toxicity and carcinogenicity of two chlorinated paraffins in F344/N rats and B6C3F1 mice [J]. Fund Appl Toxicol, 1987, 9 (3): 454-468.

[16] SERRONE D M, BIRTLEY R D N, WEIGAND W, et al. Toxicology of chlorinated paraffins [J]. Food Chem Toxicol, 1987, 25 (7): 553-562.

[17] ELCOMBE C R, WATSON S C, WYATT I, et al. Chlorinated paraffins (CP): mechanisms of carcinogenesis [J]. Toxicologist, 1994, 14: 276.

[18] National Toxicology Program. Toxicology and carcinogenesis studies of chlorianted paraffins (C12, 60% Chlorine) (CAS No. 63449-39-8) in F344/N rats and B6C3F$_1$ mice (gavage studies) (Technical Report Series No. 308) [R]. North Carolina: NTP, 1986.

[19] HILL R W, MADDOCK B G. Effect of a chlorinated paraffin on embryos and larvae of the sheephead minnow (Cyprinodon variegatus)-(Study one) (Brixham Report BL/B/2326) [R]. Devon: Imperial Chemical Industries PLS, 1983.

[20] HILL R W, MADDOCK B G. Effect of a chlorinated paraffin on embryos and larvae of the sheephead minnow (Cyprinodon variegatus)-(Study two) (Brixham Report BL/B/2327) [R]. Devon: Imperial Chemical Industries PLS, 1983.

[21] FIRSK AA T, TOMY G T, MUIR D G C. Toxicity of C_{10}-, C_{11}-, C_{12}-, and C_{14}- polychlorinated n-alkanes to Japanese Medaka embryos [J]. Environmental Toxicology and Chemistry, 1999, 18 (12): 2894-2902.

[22] European Commission. European union risk assessment report, 1st priority list vol 4: alkanes, C_{10-13}, chloro-[R]. Luxembourg: European Chemicals Bureau, 2000.

[23] WYATT I, COUTTS C T, ELCOMBE C R. The effect of chlorinated paraffins on hepatic enzymes and thyroid hormones [J]. Toxicology, 1993, 77 (1/2): 81-90.

[24] SANO K, INOHAYA K, KAWAGUCHI M, et al. Purification and characterization of zebrafish of hatching enzyme-an evolutionary aspect of the mechanism of egg envelope digestion [J]. Febs J, 2008, 275 (23): 5934-5946.

[25] HILL A J, TERAOKA H, HEIDEMAN W, et al. Zebrafish as a model vertebrate for investigating chemical toxicity [J]. Toxicol Sci, 2005, 86 (1): 6-19.

[26] CARNEY S A, PRASCH A L, HEIDEMAN W, et al. Understanding dioxin developmental toxicity using the zebrafish model [J]. Birth Defects Res A, 2006, 76 (1): 7-18.

(编辑 刘 彤)