

换热器组传热性能的优化原理比较

陈群^{①②}, 吴晶^③, 王沫然^④, 潘宁^②, 过增元^①

① 清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084;

② Department of Biological and Agricultural Engineering, University of California, Davis CA 95616, USA;

③ 南京航空航天大学能源与动力工程学院, 南京 210016;

④ Earth and Environmental Sciences Division, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos NM 87545, USA

E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

2010-07-27 收稿, 2010-11-22 接受

国家自然科学基金(51006060)和中国博士后科学基金(200902080)资助项目

摘要 换热器组内的传热过程目的一般可以分为两类: 一类是为了热功转换, 另一类是为了加热或者冷却物体. 相应地, 传热过程也包含熵产最小以及焓耗散极大这两种不同的优化原理. 通过分析换热器组内的传热过程, 并在一定约束条件下利用不同的原理对换热器组的面积分配进行优化, 得出熵产最小原理适用于包含在热力循环中的换热器优化问题, 而焓耗散极大原理则更适合分析仅涉及传热过程的换热器优化问题. 并且, 在使用熵产最小原理优化热力循环中的换热器时, 除了需要考虑冷、热端换热器产生的熵产外, 也应考虑乏汽排放到外部环境引起的熵产.

关键词

换热器组
优化原理
焓耗散极大
熵产最小

换热器被应用于超过 80% 的能源利用系统, 它是热能和化工等工程领域中最重要设备之一. 因此, 提高换热器的换热性能通常被认为是提高能源利用效率的关键因素之一. 经过长期的不懈努力, 科研人员已经提出了多种不同的主动/被动式强化换热技术来提高换热性能, 包括扩展表面、粗糙元、插入物、流体振动以及外加电场或磁场等^[1-3]. 这些技术在工程应用领域有效地降低了能耗, 但是在理论研究方面, 其中所蕴含的一些基本物理现象仍需进一步明晰. 传热是一个不可逆过程, 因此有必要分析换热器的传热性能与传热不可逆性之间的关系^[4], 并以此解释在相同约束条件下换热器流动布置方式影响换热器组的传热性能的本质原因.

熵产被认为是任意不可逆过程不可逆性的度量. Bejan^[5,6]导出了换热过程中由于有限温差及流体黏性所引起的熵产的表达式, 以此来衡量换热过程的不可逆性, 并对布雷顿循环中的回热器进行了熵产最小优化. 此后, Poulikakos 等人^[7-14]分别研究了不

同类型换热器的几何形状, 流动布置方式以及其他操作参数对熵产率的影响, 并且基于熵产最小原理对换热器的传热性能进行了优化. 然而, Bejan 通过对逆流换热器进行研究发现换热器的效能并不随熵产单调变化, 并将此现象称为“熵产悖论”. Hesselgreaves^[15]曾试图通过无量化熵产率的方法来解决这一悖论, 但是 Shah 等人^[16]指出当熵产最小时, 在不同的换热流体的流动布置方式下, 换热器效能可能处于最大值或最小值甚至是在两者之间, 这就意味着熵产最小原理并不适用于对所有应用场合的换热器进行优化.

近年来, 过增元等人^[17]提出了一个新物理量——焓, $(UT)/2$, 来描述系统/物体向外界传递热量的能力, 并且推出了焓耗散的表达式来衡量传热过程的不可逆性. 在此基础上, 过增元等人^[17]提出了用于传热过程优化的另一个原理: 对于不涉及热功转换的传热过程, 当焓耗散取极值时, 传热过程的性能最优(在前期文献中, 焓被称为热量传递势容^[18]). 目

前, 焓理论已成功应用于优化导热^[17,19,20], 对流换热^[21~24], 辐射换热^[25]以及单个换热器的传热性能^[26~28]. 并且, 基于焓理论也开发了一系列新的传热优化技术, 如交叉椭圆管^[29]和不连续双斜内肋管^[23]等.

总之, 目前对于传热过程的优化主要包含 Bejan^[5,30]引入的熵产最小原理和过增元等人^[17]提出的焓耗散极值原理. 本文旨在研究上述两种不同优化原理的物理本质和区别, 并分析它们在不同应用场合下优化换热器组传热性能的适用性.

1 换热器组内的传热过程的不可逆性

图 1 给出了含有流量分配器的换热器组的结构示意图. 进入换热器组的温度为 T_{in} , 热容量流为 $C_h = \dot{m}_h c_p$ 的热流体通过流量分配器后被分成热容量流分别为 C_{h1} , C_{h2} 的两股, 流至左、右两个换热器中. 两个换热器的壁温为定值, 分别为 T_{h1} 和 T_{h2} , 相应的流体出口温度分别为 T_{out1} 和 T_{out2} . 因此, 流体流过这两个换热器后输出的热量 $\dot{Q}_{h1}$ 和 $\dot{Q}_{h2}$ 分别为

$$\dot{Q}_{h1} = C_{h1}(T_{in} - T_{out1}), \quad (1)$$

和

$$\dot{Q}_{h2} = C_{h2}(T_{in} - T_{out2}). \quad (2)$$

在传热过程中, 总热量是守恒的, 即热流体输出的热量等于两换热器向外传递的热量. 然而, 在该过程中, 熵不守恒. 根据热力学第二定律, 在换热器内, 传热过程的熵产率表达式为

$$\dot{S} = C \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} + \frac{\dot{Q}}{T_w}. \quad (3)$$

因此, 在图 1 所示的换热器组中, 传热过程所引

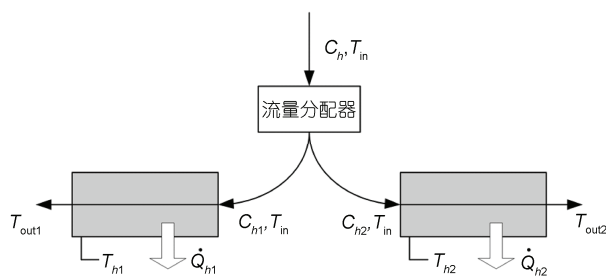


图 1 换热器组结构示意图

起的熵产率为

$$\dot{S}_{g1} = \left(C_{h1} \ln \frac{T_{out1}}{T_{in}} + \frac{\dot{Q}_{h1}}{T_{h1}} \right) + \left(C_{h2} \ln \frac{T_{out2}}{T_{in}} + \frac{\dot{Q}_{h2}}{T_{h2}} \right). \quad (4)$$

另一方面, 通过将导热和导电过程进行类比, 过增元等人^[17]提出了一个新物理量——焓, E_h , 来描述系统/物体向外界传递热量能力:

$$E_h = \frac{1}{2} m c_p T^2, \quad (5)$$

式中, m , c_p 和 T 分别为质量、定压比热和温度.

伴随着热流体的质量流动, 换热器组入口处的总焓流为

$$\dot{E}_{hin} = \frac{1}{2} (C_{h1} + C_{h2}) T_{in}^2, \quad (6)$$

左、右两个换热器出口处的焓流分别为

$$\dot{E}_{hout1} = \frac{1}{2} C_{h1} T_{out1}^2, \quad (7)$$

$$\dot{E}_{hout2} = \frac{1}{2} C_{h2} T_{out2}^2. \quad (8)$$

此外, 两个换热器的壁面热流所引起的壁面焓流分别为

$$\dot{E}_{hw1} = \dot{Q}_{h1} T_{h1}, \quad (9)$$

$$\dot{E}_{hw2} = \dot{Q}_{h2} T_{h2}. \quad (10)$$

将输入换热器组内的总焓流(即(6)式)减去换热器组输出的总焓流((7)~(10)式之和), 可以导出换热器组内传热过程的焓耗散率 $\dot{\Phi}_h$ 为

$$\dot{\Phi}_h = \frac{1}{2} (C_{h1} + C_{h2}) T_{in}^2 - \left(\frac{1}{2} C_{h1} T_{out1}^2 + \frac{1}{2} C_{h2} T_{out2}^2 + \dot{Q}_{h1} T_{h1} + \dot{Q}_{h2} T_{h2} \right). \quad (11)$$

过增元等人^[17]认为如果所传递的热量只是用于加热或冷却物体而不参与做功, 焓耗散率比熵产率更适用于衡量传热过程的不可逆性.

2 用于加热/冷却的换热器组的优化

考查图 1 所示的不涉及热功转换的换热器组. 此时的优化目标是最大化热流. 考虑到换热器的面积受到初投资的限制, 并直接影响了换热器热导 UA

的大小, 因此有必要在热导给定的前提下对换热器组进行优化^[6].

$$UA = (UA)_1 + (UA)_2 = \text{const.} \quad (12)$$

通过引入热导分配率 x , 式(12)可以改写为

$$(UA)_1 = xUA, \quad (UA)_2 = (1-x)UA, \quad (13)$$

式中, $(UA)_1$ 和 $(UA)_2$ 分别为左、右换热器的热导, U 为换热器的总换热系数, A 为换热面积.

将式(1)和(2)与传热方程合并可以得到左、右两个换热器中的热流分别为

$$\dot{Q}_{h1} = C_{h1} (T_{in} - T_{h1}) \left(1 - e^{-\frac{(UA)_1}{C_{h1}}} \right), \quad (14)$$

及

$$\dot{Q}_{h2} = C_{h2} (T_{in} - T_{h2}) \left(1 - e^{-\frac{(UA)_2}{C_{h2}}} \right). \quad (15)$$

联立(13)~(15)式可以得出换热器组内的总热流为

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h = \dot{Q}_{h1} + \dot{Q}_{h2} = & C_{h1} (T_{in} - T_{h1}) \left(1 - e^{-\frac{xUA}{C_{h1}}} \right) \\ & + C_{h2} (T_{in} - T_{h2}) \left(1 - e^{-\frac{(1-x)UA}{C_{h2}}} \right). \end{aligned} \quad (16)$$

将(14)~(16)式代入熵产表达式(4)和熵耗散表达式(11), 可以分别得出:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{g1} = & C_{h1} \ln \frac{T_{h1} + (T_{in} - T_{h1}) e^{-\frac{xUA}{C_{h1}}}}{T_{in}} \\ & + \frac{C_{h1} (T_{in} - T_{h1}) \left(1 - e^{-\frac{xUA}{C_{h1}}} \right)}{T_{h1}} \\ & + C_{h2} \ln \frac{T_{h2} + (T_{in} - T_{h2}) e^{-\frac{(1-x)UA}{C_{h2}}}}{T_{in}} \\ & + \frac{C_{h2} (T_{in} - T_{h2}) \left(1 - e^{-\frac{(1-x)UA}{C_{h2}}} \right)}{T_{h2}}, \end{aligned} \quad (17)$$

及

$$\begin{aligned} \dot{\Phi}_h = & \frac{1}{2} \left(C_{h1} (T_{in} - T_{h1})^2 \left(1 - e^{-\frac{2xUA}{C_{h1}}} \right) \right. \\ & \left. + C_{h2} (T_{in} - T_{h2})^2 \left(1 - e^{-\frac{2(1-x)UA}{C_{h2}}} \right) \right). \end{aligned} \quad (18)$$

如果入口热流体温度、换热器壁面温度以及热流体总热容量给定, 那么换热器组内的总热流、总熵产率和总熵耗散率都由热导分配率 x 决定.

例如, 当 $UA = 2 \text{ W/K}$, $C_{h1} = 2 \text{ W/K}$, $C_{h2} = 1 \text{ W/K}$, $T_{in} = 900 \text{ K}$, $T_{h1} = 800 \text{ K}$ 及 $T_{h2} = 600 \text{ K}$ 时, 图 2 给出了总热流、总熵产率以及总熵耗散率随热导分配率 x 的变化规律(其中, 纵坐标为分别用它们各自的最大值作为特征值进行无量纲化后的无量纲值, 下同). 可以看出, 当 $x = 0.3$ 时, 熵耗散最大与热流最大相对应, 然而熵产率却在 $x = 0.2$ 处取最大值. 显然, 在加热或冷却物体时, 熵耗散率最大准则比熵产率最小准则更适用于优化换热器组的传热性能以达到提高换热量的目的.

3 用于热功转换的换热器组的优化

当换热器组作为热力循环的一部分时, 优化目标通常是最大化循环的输出功. 考查如图 3 所示包含上文所涉及的换热器组的两个热力循环. 其中, 图 3 和 1 中的换热器组的结构参数一致. 为了简化分析, 假设热力循环中的热功转换过程是可逆的, 并且冷端温度相同, 都为环境温度.

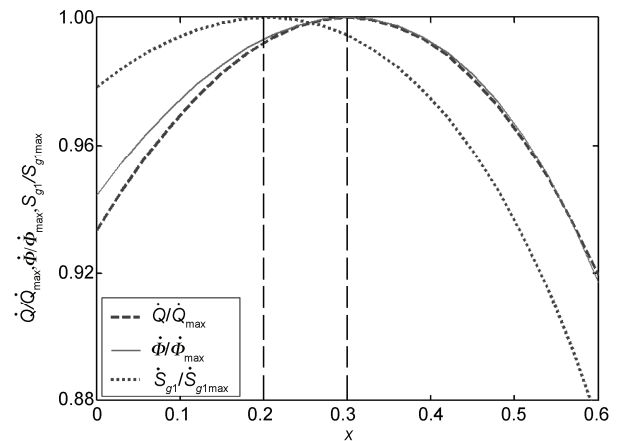


图 2 总热流、总熵产率及总熵耗散率随热导分配率的变化规律

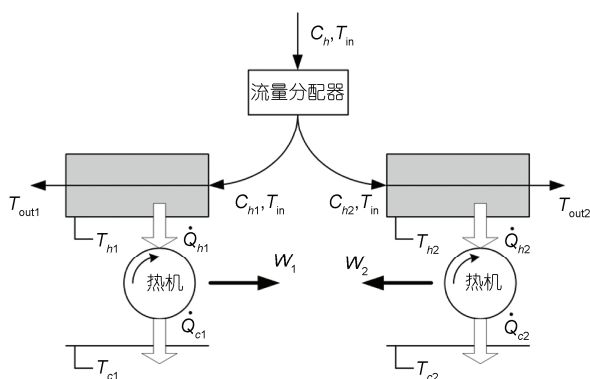


图3 含换热器组的热力循环示意图

根据热力学第二定律，循环输出总机械功 $\dot{W}$ 为

$$\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = Q_{h1} \frac{T_{h1} - T_{c1}}{T_{h1}} + Q_{h2} \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h2}}, \quad (19)$$

式中, T_{c1} 和 T_{c2} 分别为左、右两循环的冷端温度。

将式(11), (12)和(14)代入式(19)可以得出循环输出的总机械功与热导分配率 x 的关系:

$$\begin{aligned} \dot{W} = & C_{h1} (T_{in} - T_{h1}) \left(1 - e^{-\frac{x(UA)}{C_{h1}}} \right) \frac{T_{h1} - T_{c1}}{T_{h1}} \\ & + C_{h2} (T_{in} - T_{h2}) \left(1 - e^{-\frac{(x-1)(UA)}{C_{h2}}} \right) \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h2}}. \end{aligned} \quad (20)$$

取 $T_{c1} = T_{c2} = 300 \text{ K}$, 图4给出了总输出功率、总热流及总熵耗散率随热导分配率的变化规律。在 $x = 0.3$ 处, 总热流和总熵耗散率同时达到最大值, 然而与循环的总输出功的最大值并不对应。因此, 对于涉及热功转换的换热器优化问题, 熵耗散最大原理将不再适用, 因此有必要分析熵产最小原理是否适用。

Bejan^[6]指出利用熵产最小原理优化热力循环中的换热器时, 除了考虑换热器内传热过程产生的熵产外, 还需考虑乏汽排放到外部环境所引起的熵产。因此, 对于图3所示的热力循环系统, 总熵产率为

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gh} = & \underbrace{\left(C_{h1} \ln \frac{T_{out1}}{T_{in}} + \frac{\dot{Q}_{h1}}{T_{h1}} + C_{h2} \ln \frac{T_{out2}}{T_{in}} + \frac{\dot{Q}_{h2}}{T_{h2}} \right)}_{\dot{S}_{g1}} \\ & + \underbrace{\left(C_{h1} \ln \frac{T_0}{T_{out1}} + \frac{\dot{Q}_{e1}}{T_0} + C_{h2} \ln \frac{T_0}{T_{out2}} + \frac{\dot{Q}_{e2}}{T_0} \right)}_{\dot{S}_{g2}}, \end{aligned} \quad (21)$$

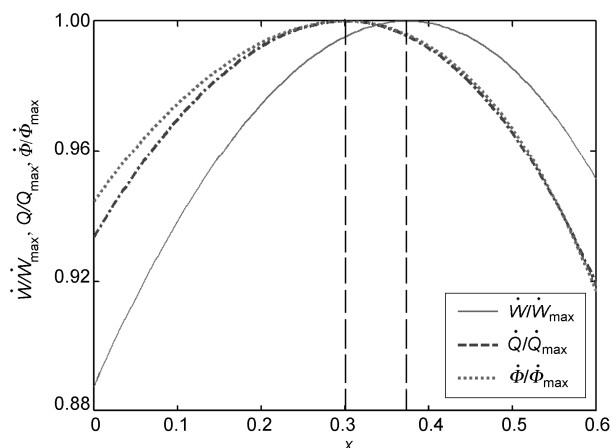


图4 总输出功率、总热流和总熵耗散率随热导分配率的变化规律

式中, T_0 为环境温度, $T_0 = 300 \text{ K}$. $\dot{Q}_{e1}$ 和 $\dot{Q}_{e2}$ 分别表示从左、右两个换热器流出的乏汽带入环境的热流:

$$\dot{Q}_{e1} = C_{h1} (T_{out1} - T_0), \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{e2} = C_{h2} (T_{out2} - T_0). \quad (23)$$

联立式(12), (13), (21)~(23)可以得出总熵产率 $\dot{S}_{gh}$ 和热导分配率 x 之间的关系, 如图5所示。当 $x = 0.37$ 时, 熵产率最小与系统输出功最大相对应, 这说明熵产最小准则更适用于优化热力循环中的换热过程。

在上述工况中, 假设了冷端温度等于环境温度,

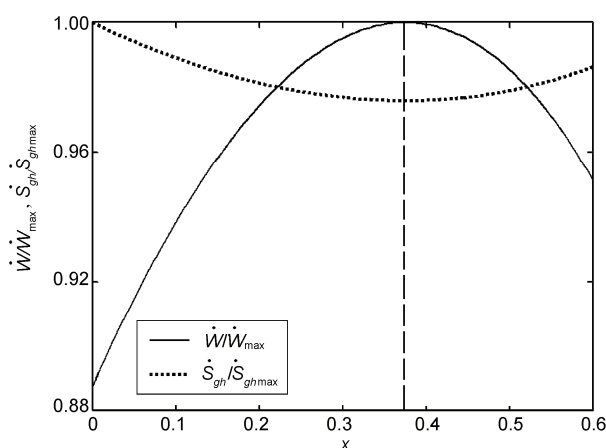


图5 总输出功率和总熵产率随热导分配率的变化规律

$$T_{c1} = T_{c2} = 300 \text{ K}$$

这意味着冷端换热器的换热面积无穷大,而在实际工程中,换热器的尺寸是有限的,因此下文将在考虑冷端与环境之间存在温差条件下优化热导分配率。

取 $T_{c1} = T_{c2} = 400 \text{ K}$, 即高于环境温度 100 K , 那么在图 3 所示的热力循环中便增加了冷端与环境之间传热这一不可逆过程。此时,在热端换热器中的熵产率 $\dot{S}_{gh}$ 和冷端换热器中的熵产率之和 $\dot{S}_{gc}$ 为系统的总熵产率:

$$\begin{aligned} \dot{S}_g &= \dot{S}_{gh} + \dot{S}_{gc} \\ &= C_h \ln \frac{T_0}{T_{in}} + \underbrace{\frac{\dot{Q}_{h1}}{T_{h1}} + \frac{\dot{Q}_{h2}}{T_{h2}} + \frac{\dot{Q}_{e1}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{e2}}{T_0}}_{\dot{S}_{gh}} \\ &\quad + \underbrace{\dot{Q}_{c1} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{c1}} \right) + \dot{Q}_{c2} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{c2}} \right)}_{\dot{S}_{gc}}, \end{aligned} \quad (24)$$

式中, $\dot{Q}_{c1}$ 和 $\dot{Q}_{c2}$ 分别为左、右两循环冷端所释放的热量:

$$\dot{Q}_{c1} = \dot{Q}_{h1} \frac{T_{c1}}{T_{h1}}, \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{c2} = \dot{Q}_{h2} \frac{T_{c2}}{T_{h1}}. \quad (26)$$

图 6 给出了总输出功率 $\dot{W}$ 、循环系统总熵产率 $\dot{S}_g$ 及热端换热器熵产率 $\dot{S}_{gh}$ 随热导分配率的变化规律。当热导分配率 $x = 0.43$ 时,循环系统的总熵产率 $\dot{S}_g$ 达到最小,同时输出的总功率 $\dot{W}$ 也达到最大值。当流入热力循环的热流体温度 T_{in} 和总热容量流 C_h 给定时,最大输出功率意味着热功转换效率最高,因此对于包含一个以上换热器的热力循环,系统总熵产最小应作为其性能优化的准则。如果忽略冷端与

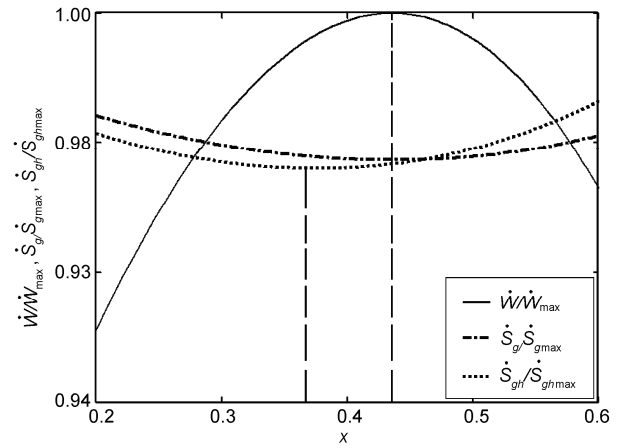


图 6 总输出功率、循环系统总熵产率及热端换热器熵产率随热导分配率的变化规律
 $T_{c1} = T_{c2} = 400 \text{ K}$

环境之间传热过程引起的不可逆性,只考虑热端换热器中的熵产,那么,如图 6 所示,在 $x = 0.37$ 处热端换热器的熵产率最小,这与系统输出功最大不能对应。

4 结论

根据不同类型的用途,换热器组内的传热过程可以分为两类:一类是为了热功转换,另一类是为了加热或者冷却物体。通过对换热器组的传热性能影响因素的分析,可以得出对于包含在热力循环中的换热器组,其优化原理是熵产最小原理;而对用于加热/冷却的换热器组,其优化原理应为焓耗散最大原理。同时,如果热力循环的冷端温度高于环境温度,那么只有在考虑乏汽排入环境以及冷端和环境之间传热这两个不可逆过程引起的熵产的基础上,熵产最小原理才能适用于热力循环的性能优化。

参考文献

- 1 Bergles A E. Some perspectives on enhanced heat transfer—2nd-generation heat transfer technology. J Heat Transf-Trans ASME, 1988, 110: 1082—1096
- 2 Bergles A E. Heat transfer enhancement—The maturing of second-generation heat transfer technology. Heat Transf Eng, 1997, 18: 47—55
- 3 Zimparov V. Energy conservation through heat transfer enhancement techniques. Int J Energy Res, 2002, 26: 675—696
- 4 Kreuzer H J. Nonequilibrium Thermodynamics and its Statistical Foundations. Oxford: Clarendon Press, 1981
- 5 Bejan A. The concept of irreversibility in heat exchanger design: Counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications. J Heat Transf-Trans ASME, 1977, 99: 374—380
- 6 Bejan A. Entropy Generation Minimization. Florida: CRC Press, 1996

- 7 Poulidakos D, Bejan A. Fin geometry for minimum entropy generation in forced convection. *J Heat Transf-Trans ASME*, 1982, 104: 616—623
- 8 Grazzini G, Gori F. Entropy parameters for heat exchanger design. *Int J Heat Mass Transf*, 1988, 31: 2547—2554
- 9 Sekulic D P, Campo A, Morales J C. Irreversibility phenomena associated with heat transfer and fluid friction in laminar flows through singly connected ducts. *Int J Heat Mass Transf*, 1997, 40: 905—914
- 10 Sara O N, Yapici S, Yilmaz M, et al. Second law analysis of rectangular channels with square pin-fins. *Int Commun Heat Mass Transf*, 2001, 28: 617—630
- 11 Johannessen E, Nummedal L, Kjelstrup S. Minimizing the entropy production in heat exchange. *Int J Heat Mass Transf*, 2002, 45: 2649—2654
- 12 Balkan F. Comparison of entropy minimization principles in heat exchange and a short-cut principle: EoTD. *Int J Energy Res*, 2003, 27: 1003—1014
- 13 Ko T H. Numerical analysis of entropy generation and optimal Reynolds number for developing laminar forced convection in double-sine ducts with various aspect ratios. *Int J Heat Mass Transf*, 2006, 49: 718—726
- 14 Ereke A, Dincer I. An approach to entropy analysis of a latent heat storage module. *Int J Therm Sci*, 2008, 47: 1077—1085
- 15 Hesselgreaves J E. Rationalisation of second law analysis of heat exchangers. *Int J Heat Mass Transf*, 2000, 43: 4189—4204
- 16 Shah R K, Skiepko T. Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness—Number of transfer unit behavior for complex flow arrangements. *J Heat Transf-Trans ASME*, 2004, 126: 994—1002
- 17 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 2545—2556
- 18 过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用. *科学通报*, 2003, 48: 21—25
- 19 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. T型腔焓耗散最小构形优化. *科学通报*, 2009, 54: 2605—2612
- 20 Xia S, Chen L, Sun F. Entransy dissipation minimization for liquid-solid phase change processes. *Sci China Technol Sci*, 2010, 53: 960—968
- 21 Chen Q, Ren J, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 5334—5339
- 22 陈群, 任建勋. 对流换热过程的广义热阻及其与焓耗散的关系. *科学通报*, 2008, 53: 1730—1736
- 23 Meng J A, Liang X G, Li Z X. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube. *Int J Heat Mass Transf*, 2005, 48: 3331—3337
- 24 Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199—1206
- 25 吴晶, 梁新刚. 焓耗散极值原理在辐射换热优化中的应用. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2009, 39: 272—277
- 26 郭江峰, 程林, 许明田. 焓耗散数及其应用. *科学通报*, 2009, 54: 2998—3002
- 27 柳雄斌, 孟继安, 过增元. 换热器参数优化中的熵产极值和焓耗散极值. *科学通报*, 2008, 53: 3026—3029
- 28 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. T型腔焓耗散最小构形优化. *科学通报*, 2009, 54: 2605—2612
- 29 Meng J A, Liang X G, Chen Z J, et al. Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes. *Exp Therm Fluid Sci*, 2005, 29: 457—465
- 30 Bejan A. *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*. New York: Wiley, 1982