

熵产最小化理论在传热和热功转换优化中的 应用探讨

程雪涛 梁新刚

Discussion on the application of entropy generation minimization to the optimizations of heat transfer and heat-work conversion

Cheng Xue-Tao Liang Xin-Gang

引用信息 Citation: [Acta Physica Sinica](#), 65, 180503 (2016) DOI: 10.7498/aps.65.180503

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.180503>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2016/V65/I18>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

实验室光致电离等离子体中激发过程的研究

[Excitation processes in experimental photoionized plasmas](#)

物理学报.2016, 65(11): 110503 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.110503>

锂离子进入碳纳米管端口速度的分子动力学模拟

[Molecular dynamics simulation of average velocity of lithium ion across the end of carbon nanotube](#)

物理学报.2014, 63(20): 200508 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.200508>

(火积)理论在热功转换过程中的应用探讨

[Discussion on the application of entransy theory to heat-work conversion processes](#)

物理学报.2014, 63(19): 190501 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.190501>

圆柱形热集中器理论、仿真和实现

[Cylindrical thermal concentrator: theory, simulation, and implement](#)

物理学报.2014, 63(17): 170507 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.170507>

正、反向两源热力循环有限时间热力学性能优化的研究进展

[Progress in the study on finite time thermodynamic optimization for direct and reverse two-heat-reservoir thermodynamic cycles](#)

物理学报.2013, 62(13): 130501 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.62.130501>

熵产最小化理论在传热和热功转换优化中的应用探讨*

程雪涛† 梁新刚

(清华大学工程力学系, 北京 100084)

(2016年4月13日收到; 2016年6月21日收到修改稿)

针对传热和热功转换系统的优化设计, 分析了熵产最小化理论的优化方向和适用条件. 熵产直接度量系统可用能或做功能力的损失, 因此熵产最小化理论的优化方向为将系统可用能或做功能力的损失降到最低, 从而使系统保有最大的做功能力. 然而, 在工程应用中, 设计目标各有不同. 因此, 并非所有设计目标均能与熵产最小化的设计方向一致, 这就使得熵产最小化并不总是与优化目标相关联. 针对传热速率、输出功率等可与熵产建立关联的优化目标, 讨论了熵产最小化理论的适用条件. 当这些条件不能得到满足时, 最小熵产并不一定对应最优性能. 对一维传热过程、换热器等传热系统和以输出功率、热功转换效率、热经济性能等为优化目标的热功转换过程进行了分析, 结果验证了理论分析所得的结论.

关键词: 熵产最小化, 优化分析, 传热过程, 热功转换过程

PACS: 05.70.-a, 44.05.+e

DOI: 10.7498/aps.65.180503

1 引言

对于传热或热功转换系统而言, 优化设计可有效提高性能、节约能源或降低成本^[1-6]. 例如, 在“体点问题”中, 高导热材料的优化分布可以有效降低发热体的平均温度^[1]或最高温度^[3]. 在热电厂中, 系统的优化分析可以增加热力学循环的输出功率^[4,5]. 在航天器热控系统中, 对换热网络的优化设计可以有效地减轻其质量, 从而降低发射成本^[6]. 因此, 热优化设计日益得到研究人员的重视.

在对传热系统或热功转换系统进行热分析时, 熵产的概念因可以描述系统的不可逆性而得到了广泛的应用. 对于非平衡热力学过程, Onsager等^[7,8]建立了其基本方程并利用变分理论推导了最小能量耗散原理. Prigogine^[9]在研究开口系统非线性非平衡态行为的基础上提出了耗散结构理论. 根据以上理论, 我们可以应用熵产的局域形式来证明定态与最小熵产状态是相对应的, 还可以导出热

传导、扩散和黏性流动等输运微分方程式^[9]. 进而, Bejan^[4,10,11]导出了流动和传热过程中的熵产表达式, 并将熵产最小化理论引入了热系统的优化设计中. 基于这一理论, 研究人员开展了大量的工作, 取得了许多重要成果^[2,4,11-18].

然而, 许多研究工作也表明, 传热系统或热功转换系统的最小熵产并不总是对应于其最优性能^[2,4,5,19-26]. 例如, 在“体点问题”中, 研究表明, 基于熵产最小化理论并不能得到加热体的最低平均温度^[19]. 在换热器中, 最小熵产并不总对应于换热器最大的有效度^[2,20]. 这就是所谓的“熵产悖论”. 为解决这一悖论, 研究人员发展了多个无量纲熵产数^[27-30], 但均未能彻底解决该问题^[31,32]. 在热力学循环中, 系统的对外输出功也并不总是随着熵产的增大而减小^[21,24,25]. 这就表明, 熵产最小化理论对传热系统和热功转换系统的优化分析而言并不总是适用的, 其应用是有前提条件的.

因此, 我们有必要对熵产最小化理论的适用性

* 国家自然科学基金(批准号: 51376101)资助的课题.

† 通信作者. E-mail: chengxt02@gmail.com

进行分析和讨论,以明确该理论应用条件及其优化方向,探讨最小熵产与系统最优性能不一致的内在原因.本文即针对这一点开展研究工作.

2 熵产最小化理论的优化方向和应用条件

对于传热系统或热功转换系统,我们在工程应用中有各不相同的设计目标,如传热量最大^[1,33]、传热温差最小^[1,33]、最高温度最低^[3]、平均温度最低^[1]、质量最小^[6]、温度场最均匀^[34]、换热器有效度最大^[2,20,31,32]、对外输出功率最大^[4,24]、热功转换效率最高^[35,36]、热经济性能最优^[37,38]等.如果通过最小化熵产可以实现上述所有优化目标,也就意味着以上目标在本质上是完全等价的.这显然不符合实际.例如,研究人员基于有限时间热力学开展的大量涉及多学科、多尺度、多目标的优化设计工作表明,熵产最小化与许多设计目标不完全等价^[25,39,40].这些优化设计目标源自工程实践所面临的不同优化设计问题,因而各有其独特的物理内涵和设计指向.因此,在实际应用中出现优化目标与最小熵产不一致的情况是完全合理的.

作为一个优化理论,熵产最小化理论自应对待优化的系统有一明确的优化方向,以促使该系统在其指导下朝既定的方向发展,最终达到其指向的目标.在此,我们有必要对熵产最小化理论的优化方向和目标等进行分析,以探讨工程上涉及的诸多优化目标与最小熵产之间的差异.

对于非平衡的热力学系统,有^[41]

$$ds = \delta s_f + \delta s_g, \quad (1)$$

其中 ds 为熵的变化率, δs_f 为熵流率, δs_g 是熵产率.考虑稳态系统,并结合熵流、可用能的定义,对系统进行积分可得^[25,26]

$$e_{\text{net}} = e_{\text{in}} - e_{\text{out}} = w + T_0 s_g, \quad (2)$$

其中 e_{net} 为进入系统的净可用能流率, e_{in} 为进入系统的可用能流率, e_{out} 为离开系统的可用能流率, w 为系统对外输出功率, T 为参考环境的温度(本文中将其设定为大气环境温度).根据 Gouy-Stodola 定理,系统的可用能损失与熵产成正比,式中 $T_0 s_g$ 这一项即为因不可逆性引起的可用能损失率,

$$e_{\text{des}} = T_0 s_g. \quad (3)$$

可见,熵产的概念可以直接度量的是系统可用能损失率的大小.由于可用能意味着系统做功能力的大小,因此也可以说熵产描述的是系统做功能力损失的大小.可见,熵产最小化的优化目标本质上即在于将系统的做功能力损失降到最低,从而使得系统保有最大的做功能力.

然而,对于许多传热系统或热功转换系统而言,工程应用上要求的优化设计目标并不一定直接关注系统做功能力的最大化,甚至可能与系统做功能力大小完全不相关.特别是对于单纯的传热系统而言,热量的传递目的并非为了对外做功,而仅是为了加热或冷却物体.因而我们在传热系统中更加关注加热或冷却物体的性能,对系统是否保有最大的做功能力或不可逆性是否降到最低并不太关心.这种差异是实际应用中优化目标与熵产最小化理论出现不一致的根本原因.

尽管熵产不一定直接描述我们关注的某些优化目标,我们还是可以在某些情况下在物理和数学上建立其与优化目标之间的间接联系.(2)式即是一个例子,它建立起了熵产率与输出功率之间的关联.对于传热和热功转换过程中的传热速率、输出功率等我们经常关注的目标,Cheng 和 Liang^[42]结合对一般的传热和热功转换系统的分析,得出了它们与熵产率之间的关系,

$$s_g = Q(F_{\text{out}} - F_{\text{in}}) = Q\Delta F, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} s_g &= Q_{\text{in}}(F_{\text{out}} - F_{\text{in}}) - wF_{\text{out}} \\ &= Q_{\text{in}}\Delta F - wF_{\text{out}}, \end{aligned} \quad (5)$$

其中, Q 为传热系统的传热速率, F_{out} 和 F_{in} 分别是热量离开和进入系统的当量热力学力^[8,43-45], Q_{in} 是进入热功转换系统的热流率,其表达式分别为

$$Q = Q_{\text{in}} = \int_{A_{\text{in}}} q_{\text{in}} dA_{\text{in}} + \int_V Q_V dV, \quad (6)$$

$$F_{\text{in}} = \frac{\int_{A_{\text{in}}} \frac{q_{\text{in}}}{T_{\text{in}}} dA_{\text{in}} + \int_V \frac{Q_V}{T} dV}{Q_{\text{in}}}, \quad (7)$$

$$F_{\text{out}} = \frac{\int_{A_{\text{out}}} \frac{q_{\text{out}}}{T_{\text{out}}} dA_{\text{out}}}{\int_{A_{\text{out}}} q_{\text{out}} dA_{\text{out}}}, \quad (8)$$

其中, T 是绝对温度, q_{in} , q_{out} 分别是进入和离开系统的热流密度, A_{in} 和 A_{out} , T_{in} 和 T_{out} 分别是热流进入和离开系统所对应边界的面积和温度, Q_V 是体积内热源, V 是体积.显然,对于传热过程,给定热力学力差时,最小熵产率对应于最小热量传递速

率, 即隔热效果最好; 给定热量传递速率时, 最小熵产率对应于最小热力学力差. 对于热功转换过程, 给定进入系统的热流率和热量进出口的热力学力时, 最小熵产率对应于系统最大输出功率. 特别地, 对于热功转换过程, 可以证明, (5) 式与 (2) 式是完全等价的: 在给定进入系统的热流率和热量进出口的热力学力时, 实际上就等于给定了进入系统的净可用能流率. (2) 式则显示, 在给定进入系统的净可用能流率时, 最小熵产率对应于系统最大输出功率 [25,26].

可见, 即使我们可以建立熵产与优化目标之间的物理和数学关联, 熵产最小化理论的应用也不是无条件的. 如果相关的前提条件不能得到满足, 最小熵产率也不一定与最优的系统性能相对应 [26,42,46]. 下面, 我们分别针对一些具体的传热优化和热功转换优化过程进行分析和讨论.

3 熵产最小化理论在传热优化中的适用性分析

对于以加热或冷却物体为目的的传热过程, 如上所述, 我们通常关注更多的是传热速率、传热温差等, 有时并不一定关注可用能损失率、系统不可逆性等. 这种差异使得熵产最小化理论并不一定适用于优化传热过程. 下面, 我们以简单的一维传热问题和两股流换热器中的“熵产悖论”为例来对此进行说明.

3.1 一维传热问题

我们考虑一个简单的没有内热源的一维传热过程. 假定系统的高温边界温度 T_H 和低温边界温度 T_L 给定, 结合 (7) 式和 (8) 式可知, 此时低温和高温边界的热力学力也是给定的. 对于该系统, 从 (4) 式可知, 熵产率随传热速率的增大而增大. 如果我们的设计目标是增大热量传递速率而不是热隔离, 显而易见, 熵产最小化理论指出的方向恰好与我们的设计目标背道而驰.

在这个一维问题中, 如果系统高温边界为一个发热体, 其发热速率 Q 给定, 即传热速率给定, 需将其布置在合适的环境中, 以降低该发热体的温度. 假定我们有两个可供选择的环境, 其温度分别为 T_{L1} 和 T_{L2} ($T_{L1} > T_{L2}$), 且发热体在两个环境中对环境散热的热导相等. 通过简单的计算可知, 环境

温度越低, 发热体的温度就越低. 我们将该发热体布置在温度为 T_{L2} 的环境中更符合设计要求. 然而, 计算熵产率可知, 将发热体布置在温度为 T_{L1} 的环境时系统熵产率更小. 熵产最小化理论给出的设计方向与我们的优化目标仍然是相悖的. 程新广 [47] 在分析拥有两个热量出口的二维“体点问题”时也得出类似的结论. 在该问题中, 发热体的发热速率给定, 但两个热量出口温度不同. 该优化问题的限制条件为热导率在发热区域的积分为常数, 优化目标为系统平均温度最低. 采用熵产最小化理论进行优化时, 高温出口附近的热导率更高, 更多的热量也通过高温出口导出系统, 但此时系统的平均温度更高; 采用基于焓理论的最小热阻原理 [47] 进行优化时, 则是低温出口附近的热导率更高, 更多的热量则通过低温出口导出系统, 而此时系统平均温度更低. 结合我们对一维问题的分析可见, 热量通过高温出口离开系统对减少熵产和降低可用能的损失是有利的, 但却抬高了发热体的温度, 与优化目标截然不同. 甚至, 在单一热量出口的二维“体点问题”中, 熵产最小化理论仍表现得与优化目标不一致 [19,47].

3.2 “熵产悖论”简析

对于两股流换热器而言, 最大的换热器有效度是我们设计追求的主要目标之一. 在应用熵产的概念对压降不可逆性可忽略的平衡逆流换热器进行分析时, Bejan [4] 发现, 当换热器有效度取值在 $[0, 0.5]$ 之间时, 换热器有效度并不随熵产数的减小而增加, 反而减小了; 特别是当熵产数减小到 0 时, 有效度也减小为 0. 熵产最小化理论并未带来最优的换热器性能. 这就是所谓的“熵产悖论”.

对于这一悖论, Bejan [4,48] 解释道: “..... the vanishing N_s (熵产数) seen in the limit $\varepsilon \rightarrow 0$ is a sign that the heat exchanger disappears as an engineering component the $\varepsilon \rightarrow 0$ is the ‘absent’ heat exchanger limit (..... 在 $\varepsilon \rightarrow 0$ 的极限中, 熵产数趋向 0 是换热器作为一个工程部件消失的标志 $\varepsilon \rightarrow 0$ 是‘不存在’的换热器极限).” 他还以热电厂为例进行说明, 如果将换热器的影响纳入整个系统中进行考虑, 而不是孤立地分析换热器, 那么这个悖论就会消失 [4,48]. Bejan [4,48] 认为他已完全地解决了这个悖论.

显然, 对换热器本身而言, 他成功解释的只是“ $\varepsilon \rightarrow 0$ ”时的极端问题, 并没有成功解释换热器有

效果随熵产或熵产数的减小而减小这一变化趋势. 为便于理解这一变化趋势, 我们可讨论图 1 所示的压降不可逆可忽略的顺流换热器. 其中, 高温流体的进出口温度及热容量流率分别为 T_{h-in} , T_{h-out} 和 C_h , 低温流体的则分别为 T_{c-in} , T_{c-out} 和 C_c . 换热器有效度和熵产率的计算式分别为 [32,49,50]

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}, \quad (9)$$

$$s_g = C_h \ln \left[1 - \frac{\min(C_h, C_c)}{C_h T_{in-h}} (T_{in-h} - T_{in-c}) \varepsilon \right] + C_c \ln \left[1 + \frac{\min(C_h, C_c)}{C_c T_{in-c}} (T_{in-h} - T_{in-c}) \varepsilon \right], \quad (10)$$

其中, $\min(C_h, C_c)$ 表示热容量流率的最小者, NTU 为换热器传热单元数, C^* 为

$$C^* = \frac{\min(C_h, C_c)}{\max(C_h, C_c)}, \quad (11)$$

其中, $\max(C_h, C_c)$ 表示热容量流率的最大者. 取 $C_h = C_c = 1 \text{ W/K}$, $T_{h-in} = 500 \text{ K}$, $T_{c-in} = 300 \text{ K}$, 计算可得图 2 所示的熵产率、有效度随 NTU 的变化情况. 可见, 随着 NTU 的增加, 熵产率和有效度均单调递增. 我们假设增加的 NTU 布置在换热器两股流体出口的位置, 结合图 1 可见, 新增的 NTU 不会对原换热器的传热速率和熵产率造成影响, 仅会因新增加了部分 NTU 而带来新的传热速率, 从而使得有效度增加, 同时也带来了新的熵产率. 这自然就会使得新换热器较原换热器有更大的传热速率和熵产率. 图 1 所示的压降不可逆可忽略的顺流换热器内两股流体的传热过程, 实际上类似于两个固体之间的传热. 随着传热量的增加, 熵产自然会增加. 显然, 这种“悖论”对任意顺流换热器均存在, 却是熵产最小化理论难以解释的. 在最近对“熵产悖论”的讨论中, Bejan [48] 已经认可: “The effectiveness (ε) is not a relevant measure of the thermodynamic performance of a heat exchanger (有效度不是换热器热力学性能的实质性度量)”. 如果 Bejan 所谓的“thermodynamic performance (热力学性能)”可用熵产衡量, 而传热性能可用有效度表征, 其实这是在说, 熵产大小并不与换热器的传热性能关联.

另外, 对于将换热器纳入整个系统进行考虑这一解释, 容易发现, 这时探讨的系统性能或已不再是换热器本身的性能. 以 Bejan 所举的热电厂为例, 其中传热的目的已不再是加热或冷却物体, 而是做

功, 讨论的目标已经发生变化. 而且, 即使如 Bejan 所言, 将换热器的影响纳入整个系统中进行考虑, “熵产悖论”也不一定会消失, 熵产最小化理论仍然不一定总是适用. 鉴于这属于热功转换方面的问题, 我们将在下一节进行讨论.

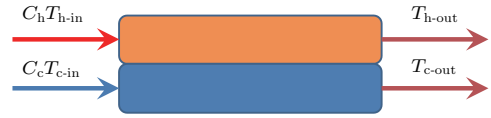


图 1 压降不可逆可忽略的顺流换热器

Fig. 1. A parallel flow heat exchanger in which the irreversibility from the pressure drop can be ignored.

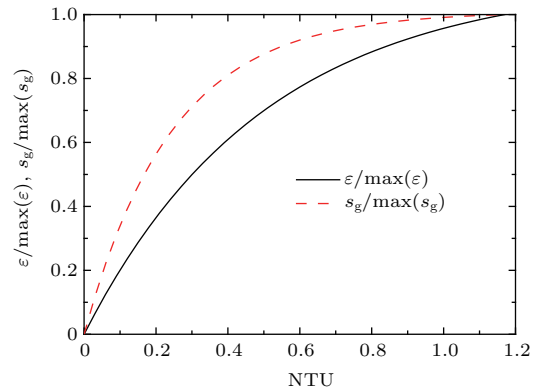


图 2 压降不可逆可忽略的顺流换热器的熵产率和有效度随 NTU 的变化情况

Fig. 2. Variations of entropy generation rate and effectiveness with NTU in the parallel flow heat exchanger in which the irreversibility from the pressure drop can be ignored.

在 Bejan [4] 对这一悖论的解释出版以后, 相关研究人员仍然在这一问题上开展了大量工作 [2,20,27,29-32,50-52], 一些新的换热器性能评价方法也得以发展 [20,31,32,50-52]. 这就表明, “熵产悖论”是客观存在的. 其根本原因在于熵产是从做功能力损失的角度衡量不可逆性的, 而单纯传热优化的目标与做功无关.

4 熵产最小化理论在热功转换过程优化中的适用性分析

对于热功转换系统, 我们同样会遇到优化设计目标与熵产最小化指向目标不完全一致的情况. 下面, 我们即以输出功率、热功转换效率、热经济性能等为例来进行说明.

对于输出功率, (2) 式、(3) 式和 (5) 式建立了其与可用能损失率 (熵产率) 之间的联系. 为更形象

地理解这种关系, 我们可结合图 3 所示的热功转换系统的能量流向来进行讨论. 在热量的入口, 热流率 Q_{in} 进入系统, 其中有一部分是不对输出功率产生贡献的不可用能 e_{u-in} , 一部分是可用能 e_{in} . 可用能中, 一部分转化为了对外输出功率 w , 一部分为流出系统的 e_{out} , 剩余部分则是因不可逆性的存在而损耗掉的 e_{des} . 最后, e_{des} 和 e_{u-out} 构成离开系统总的不可用能 e_{u-out} , 并与 e_{out} 一起, 组成流出系统的总热流 Q_{out} . 从图 3 中, 我们取出与可用能损失率和输出功率相关的部分, 考虑能量平衡也可得出 (2) 式所示的表达式. 从图 3、(2) 式、(3) 式可见, 熵产的概念直接描述的是可用能的损失量, 却并没有直接描述输出功的大小. 在对外输出功率是我们的优化设计目标时, 这就使得熵产最小化理论的应用是有条件的, 即输入系统的净可用能须给定. 如果前提条件得不到满足, 输出功率可能就不随着熵产率的增大而减小. 这一点在许多案例中得到了验证 [5,21,24–26,35,36,46,53]. 例如, Cheng 和 Liang [24] 讨论了 Carnot 循环、带不可逆过程的 Carnot 循环、通过换热器吸热和对外放热的 Brayton 循环等多个案例, 其中均存在系统最大输出功率与最小熵产率不对应的情况; Sun 等 [5] 分析热电厂的性能时得出, 当热电厂内热力学循环的入口参数不定时, 电厂输出功率可以随熵产率的增大而增大; Wu [53] 的研究表明, 不同传热定律下这种不对应均存在. 特别需要说明的是, 在这些案例中大量涉及到换热器的应用. 当这些换热器作为一个器件纳入整个系统进行考虑时, 熵产率不一定随系统性能的提升而下降这一“悖论”并没有像 Bejan [48] 预测的那样会“消失”, 而是仍然存在.

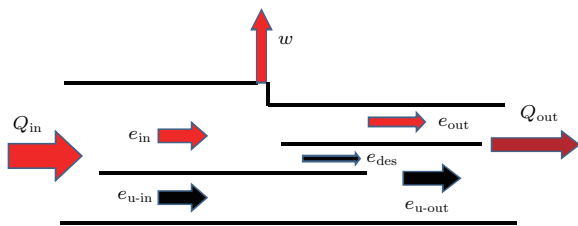


图 3 热功转换系统的能量流向示意图

Fig. 3. Sketch of energy flow in heat-work conversion system.

当热功转化效率作为我们的优化设计目标时, 结合图 3 有

$$\eta = \frac{w}{Q_{in}} = \frac{w}{w + e_{out} + T_0 s_g + e_{u-in}}, \quad (12)$$

其中 η 为热功转换效率. 显然, 从 (12) 式中, 我们不能得出最小熵产率与最大热功转换效率之间的无条件对应关系; 结合 (2) 式和 (3) 式, 仍不能得出这样的关系. 这就表明, 最小化熵产所指引的目标与最大的热功转换效率也不一定是一致的. 相关案例也证明, 系统熵产率并不总随热功转换效率的增加而减小. Wang 等 [36] 对内可逆 Carnot 循环的分析工作以及 Cheng 和 Liang [35,38] 对换热器网络和联合 Carnot 热机系统的分析工作就是典型的例子.

对于热经济性能, 它主要是在经济成本的角度对热功转换系统进行性能评价, 有 [37,38]

$$\eta_E = \frac{w}{aQ_{max} + bQ_{in}}, \quad (13)$$

其中, η_E 为热经济性能, Q_{max} 为热机所能接受的最大热流, a, b 为常数; aQ_{max} 表征由热机的材料、尺寸等产生的一次性投入, bQ_{in} 表征运行投入. 与热力学中的输出功率、热功转换效率等参数相比, (13) 式所表达的经济成本分析显然与熵产率的关联更弱一些. Cheng 和 Liang [38] 对联合 Carnot 热机的热经济性能进行了分析, 结果证实, 最优热经济性和最小熵产率也常不相对应.

此外, 对于热泵系统, 熵产最小化理论的适用性也得到了研究 [54–57]. 结果表明, 当制热能效比 (COP) 和输入高温热源的热量作为优化分析的目标时, 熵产最小化理论也并不总是对应于最优的系统性能. 而且, 在不同传热定律之下, 这种不相对应的现象均存在 [54].

5 结 论

在传热系统与热功转换系统的优化设计中, 熵产最小化理论因可降低系统不可逆性而得到广泛应用. 本文分析了该理论的优化方向和适用条件. 研究表明, 熵产直接表征系统可用能的损失, 故而熵产最小化旨在将系统可用能或做功能力的损失降到最低, 从而使系统保有最大的做功能力. 然而, 在实际应用中, 我们面临最大传热速率、最小传热温差、最均匀的温度场、系统质量最小、最大输出功率、最大热功转换效率、最优热经济性能等多种不同的设计目标. 这些目标不一定都关注降低系统可用能或做功能力的损失, 因而就会出现最优性能与最小熵产率不相对应的情况. 针对传热速率、输出功率等可与熵产的概念建立数学和物理关联的情况, 讨论了熵产最小化理论的应用条件. 研究表明,

当前提条件得不到满足时, 最小熵产率也不一定对应于最优性能。

进一步, 本文分析了一维传热过程、换热器的“熵产悖论”和以输出功率、热功转换效率、热经济性能等为目标的热功转换优化问题, 讨论了具体的应用案例. 分析结果验证了理论分析所得的结论。

参考文献

- [1] Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G 2007 *Int. J. Heat Mass Transfer* **50** 2545
- [2] Shah R K, Skiepko T 2004 *J. Heat Transfer* **126** 994
- [3] Bejan A 1997 *Int. J. Heat Mass Transfer* **40** 799
- [4] Bejan A 1997 *Advanced Engineering Thermodynamics* (New York: John Wiley & Sons) pp604–606
- [5] Sun C, Cheng X T, Liang X G 2014 *Chin. Phys. B* **23** 050513
- [6] Xu Y C, Chen Q 2012 *Int. J. Heat Mass Transfer* **55** 5148
- [7] Onsager L 1931 *Phys. Rev.* **38** 2265
- [8] Onsager L, Machlup S 1953 *Phys. Rev.* **91** 1505
- [9] Prigogine I 1967 *Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes* (3rd Ed.) (New York: Interscience Publishers) pp76–77
- [10] Bejan A 1982 *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow* (New York: John Wiley & Sons Inc.) pp119–134
- [11] Bejan A 1996 *Entropy Generation Minimization* (Florida: CRC Press) pp47–112
- [12] Ereǵ A, Dincer I 2008 *Int. J. Therm. Sci.* **47** 1077
- [13] Ibáñez G, Cuevas S 2010 *Energy* **35** 4149
- [14] Guo J, Cheng L, Xu M 2009 *Appl. Therm. Eng.* **29** 2954
- [15] Azoumah Y, Neveu P, Mazet N 2006 *Int. J. Therm. Sci.* **45** 716
- [16] Narayan G P, John H L V, Zubair S M 2010 *Int. J. Therm. Sci.* **49** 2057
- [17] Zhou S, Chen L, Sun F 2007 *J. Phys. D: Appl. Phys.* **40** 3545
- [18] Chen L, Zheng J, Sun F, Wu C 2001 *J. D: Appl. Phys.* **34** 422
- [19] Chen Q, Zhu H Y, Pan N, Guo Z Y 2011 *Proc. R. Soc. A: Math. Phys. Eng. Sci.* **467** 1012
- [20] Guo Z Y, Liu X B, Tao W Q, Shah R K 2010 *Int. J. Heat Mass Transfer* **53** 2877
- [21] Cheng X T, Liang X G 2014 *Acta Phys. Sin.* **63** 190501 (in Chinese) [程雪涛, 梁新刚 2014 物理学报 **63** 190501]
- [22] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 084401
- [23] Klein S A, Reindl D T 1998 *J. Energy Res.* **120** 172
- [24] Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 010508
- [25] Salamon P, Hoffmann K H, Schubert S, Berry R S, Andresen B 2001 *J. Non-Equilib. Thermodyn.* **26** 73
- [26] Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy Convers. Manag.* **73** 121
- [27] Witte L C, Shamsundar N 1983 *J. Eng. Power* **105** 199
- [28] Xu Z M, Yang S R 1996 *J. Therm. Sci.* **5** 257
- [29] Hesselgreaves J E 2000 *Int. J. Heat Mass Transfer* **43** 4189
- [30] Ogiso K 2003 *J. Heat Transfer* **125** 530
- [31] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **46** 386
- [32] Cheng X T, Liang X G 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **76** 263
- [33] Cheng X T, Zhang Q Z, Xu X H, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 020503
- [34] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2016 *J. Ordnance Equip. Eng.* **5** 1 (in Chinese) [程雪涛, 徐向华, 梁新刚 2016 兵器装备工程学报 **5** 1]
- [35] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **47** 421
- [36] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 110506
- [37] Vos A D 1995 *Energy Convers. Manag.* **36** 1
- [38] Cheng X T, Liang X G 2015 *Chin. Phys. B* **24** 060510
- [39] Salamon P, Nitzan A 1981 *J. Chem. Phys.* **74** 3546
- [40] Feit M 2013 *12th Joint European Thermodynamics Conference* Brescia, Italy, July 1–5, 2013 p16
- [41] Zhao K H, Luo W Y 2002 *Thermotics* (Beijing: Higher Education Press) pp1–220 (in Chinese) [赵凯华, 罗蔚茵 2002 热学 (北京: 高等教育出版社) 第1—220]
- [42] Cheng X T, Liang X G 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **64** 903
- [43] Onsager L 1931 *Phys. Rev.* **37** 405
- [44] Sauar E, Kjelstrup R S, Lien K M 1996 *Ind. Eng. Chem. Res.* **35** 4147
- [45] Nummedal L, Kjelstrup S 2001 *Int. J. Heat Mass Transfer* **44** 2827
- [46] Cheng X T, Liang X G 2014 *Chin. Sci. Bull.* **59** 5309
- [47] Cheng X G 2004 *Ph. D. Dissertation* (Beijing: Tsinghua University) [程新广 2004 博士学位论文 (北京: 清华大学)]
- [48] Bejan A 2016 *Renewable Sustainable Energy Rev.* **53** 1636
- [49] Kays W M, London A L 1984 *Compact Heat Exchangers* (New York: McGraw-Hill) pp5–98
- [50] Liu X B, Guo Z Y 2009 *Acta Phys. Sin.* **58** 4766 (in Chinese) [柳雄斌, 过增元 2009 物理学报 **58** 4766]
- [51] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 3587
- [52] Chen L G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 4404
- [53] Wu Y Q 2015 *Chin. Phys. B* **24** 070506
- [54] Wu Y Q, Cai L, Wu H J 2016 *Chin. Phys. B* **25** 060506
- [55] Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy Build.* **67** 387
- [56] Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Sci. Bull.* **58** 4696
- [57] Cheng X T, Liang X G 2014 *Energy Convers. Manag.* **80** 238

Discussion on the application of entropy generation minimization to the optimizations of heat transfer and heat-work conversion*

Cheng Xue-Tao[†] Liang Xin-Gang

(Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

(Received 13 April 2016; revised manuscript received 21 June 2016)

Abstract

The entropy generation minimization is widely used to deal with optimization problems of heat transfer and heat-work conversion. However, it is found that the minimization of entropy generation does not always lead to the optimization of the design objectives in engineering. So, it is necessary to discuss the optimization direction and application preconditions of the entropy generation minimization. In this paper, we study this topic both theoretically and numerically.

Our analyses show that the concept of entropy generation directly measures the exergy loss or the ability loss of doing work, so the optimization objective of the entropy generation minimization is to minimize the exergy loss and maximize the ability to do work for the optimized system. However, we have different design objectives in engineering, such as the maximum heat transfer rate, the maximum heat exchanger effectiveness, the minimum average temperature of the heated domain, the maximum output power, the maximum coefficient of performance of heat pump systems, the homogenization of temperature field, etc. Not all of these objectives are consistent with the optimization direction of the entropy generation minimization. Therefore, it is reasonable that the entropy generation minimization is not always applicable. Furthermore, when the relationship between entropy generation and design objective can be set up, the application preconditions of the entropy generation minimization are also discussed. When the preconditions are not satisfied, the entropy generation minimization does not always lead to the best system performance, either.

Some examples are also presented to verify the theoretical analyses above. For heat transfer, a one-dimensional heat transfer problem and the “entropy generation paradox” in heat exchanger are analyzed. For the one-dimensional heat transfer problem, the entropy generation minimization leads to the minimum heat transfer rate when the temperature difference between the boundaries is fixed. Therefore, if our design objective is the maximum heat transfer rate, the entropy generation minimization is not applicable. When the heat transfer rate is fixed, smaller entropy generation rate leads to higher boundary temperature. Therefore, if our design objective is to reduce the boundary temperature, the entropy generation minimization is not applicable, either. For the “entropy generation paradox”, it is shown that the concept of entropy generation cannot describe the heat transfer performance of heat exchangers. Therefore, the paradox still exists and has not been removed to date. This is verified by the theoretical analyses and the numerical simulation for a parallel flow heat exchanger in which the irreversibility from the pressure drop can be ignored. For heat-work conversion, the energy flow and the exergy flow are analyzed. According to the analyses, we discuss the applicability of the entropy generation minimization to the heat-work conversion system in which the output power, the heat-work conversion efficiency and the thermo-economic performance are taken as the optimization objectives. It is also shown that the application of the entropy generation minimization is conditional. In a word, the discussion on the examples verifies the theoretical analyses.

Keywords: entropy generation minimization, optimization analyses, heat transfer, heat-work conversion

PACS: 05.70.-a, 44.05.+e

DOI: 10.7498/aps.65.180503

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51376101).

[†] Corresponding author. E-mail: chengxt02@gmail.com