基于广义传热定律的斯特林循环熵产分析和㊦分析

吴艳秋^{1*}, 蔡黎², 伍习丽¹

1. 重庆三峡学院非线性科学与系统结构重点实验室, 重庆 404100;

2. 重庆三峡学院信息与信号处理重点实验室, 重庆 404100

* E-mail: wuyanqiu0516@126.com

收稿日期: 2018-08-31; 接受日期: 2018-11-23; 网络版发表日期: 2019-01-24

重庆市教委科学技术研究项目(编号: KJ1710251)和重庆市科技计划基础研究与前沿探索研究项目(编号: cstc2018jcyjAX0773)资助

摘要 基于广义传热定律, 本文将㊦理论和熵产最小化理论应用于有限热容热源下的斯特林循环的优化分析, 以系统输出功和热效率为分析对象, 讨论了㊦损失率、功引起的㊦变化率、㊦耗散率、㊦损失系数、熵产率、熵产数和改进熵产数等参数在优化分析中的适用性. 本文主要讨论了3种不同的工况. 研究表明, 在这3种不同的工况下, ㊦损失率和功引起的㊦变化率始终随着输出功率的增加而增加, ㊦损失系数也一直随热效率增大而增大; 然而, ㊦耗散率的增大或熵产率的减小并不总是使得输出功率增大, 同时, 熵产数和改进熵产数也并不总随热效率的增大而减小. 可见, 对本文讨论的3种工况而言, ㊦损失率、功引起的㊦变化率以及㊦损失系数这3个概念是适用的, 其他参数则并不总是适用. 基于上述分析结果, 本文还对关于㊦理论的争议进行了简要的讨论, 分析了某些负面评论存在的主要问题, 如篡改原文、逻辑不一致、简单重复学术观点、重新命名关键概念甚至人身攻击等. 这些㊦理论的负面评论并不属于真正的学术讨论, 需要加以注意; 本文的研究结果在一定程度上也可作为对部分负面评论的回应.

关键词 斯特林循环, ㊦理论, 熵产最小化理论, 广义传热定律, 优化分析

1 引言

当前, 世界能源消费增长速度进一步加快, 能源短缺已经成为全球共同话题. 因此, 节约能源和提高能源利用效率便成了研究者们日益关注的课题^[1]. 由于世界总能源消费的80%与热相关^[2], 于是热系统的优化研究便成了许多工程和研究人員日益关注的焦点^[1~6],

多种热优化理论也因此得以提出和发展, 如熵产最小化理论^[7,8]、㊦理论^[3]等.

从热力学的角度看, 传热过程和热功转化过程都是不可逆的, 在这些物理过程中均伴随着熵产. 不可逆性越大, 熵产越大; 反之, 不可逆性越小, 熵产也越小^[9]. 基于此, Bejan^[10,11]发展了熵产最小化理论, 将传热过程分为热隔离和热强化两类, 并将最小熵产与最

引用格式: 吴艳秋, 蔡黎, 伍习丽. 基于广义传热定律的斯特林循环熵产分析和㊦分析. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 627–640

Wu Y Q, Cai L, Wu X L. Analyses of entropy generation and entransy for a Stirling cycle system based on generalized heat transfer law (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 627–640, doi: 10.1360/N092018-00300

优传热过程联系起来, 认为熵产最小值对应于最优传热过程. 基于该理论, 国内外的研究人员开展了大量传热优化的研究工作^[12~14], 获得了很多重要成果. 但随着研究的进一步深入, 熵产最小化理论在应用过程中出现了一些问题, 有研究人员发现熵产最小化理论并不总是适用于传热优化^[10,15,16]. 例如, Cheng等人^[15]发现最小熵产并不总是对应于热交换器的最佳性能. 对于热功转换过程, 熵产的产生代表系统做功能力的损失, 因此降低熵产有利于提高系统的热力学性能^[9]. 基于此, 熵产最小化理论在优化热功转化过程中也得到了广泛应用^[17~22]. 但同样随着研究的进一步深入, 有研究者对熵产最小化理论在优化热功转换过程中的适用性提出了一些不同观点. 有研究表明, 最小熵产并不一定总对应于热力学系统的最佳性能^[23~30]. 例如, 程雪涛和梁新刚^[30]发现在间接做功过程的优化中, 该理论不一定适用. 综上所述, 熵产最小化理论在优化热力学系统的适用性的研究方面还需要进一步的讨论分析.

焓理论是过增元等人^[3]基于导电和导热过程的比拟所提出的新理论. 在热系统中, 焓的概念可表征系统对外传热的能力, 具有势能的性质. 研究表明, 在任何实际传热过程中, 焓总是在减少, 即传热过程总伴随着焓的耗散^[1]. 基于焓耗散这一概念, 研究人员提出了传热过程中的焓耗散极值原理和最小热阻原理等^[3,31]. 由于焓的概念和相关原理从新的角度阐释和揭示了热物理过程的客观规律, 该理论已应用到多种不同的传热和热功转换系统的分析和优化中, 如热传导^[32~39]、热对流^[40,41]、热辐射^[42~44]以及其他多种传热过程^[15,45]等, 取得了良好的应用效果. 近年来, 焓理论更被进一步拓展到了热力学循环的分析和优化设计中^[23,46~55]. 程雪涛等人^[46,47]基于对热力学循环的焓平衡方程的分析, 提出了焓损失的概念, 并提出了最大焓损失原理. 该原理表明, 在满足一定条件时, 系统的最大焓损失对应于系统的最大输出功. 该原理已在卡诺循环^[29,44,49,51,56]、热泵系统^[23,52]以及奥拓循环^[53,54]等多种热力学系统中获得应用. 但与此同时, 也存在对焓理论科学性和应用价值的质疑, 认为焓理论与熵理论在热力学分析中并无区别^[57]. 因此, 有必要进一步研究焓理论在工程实际中的应用, 以进一步论证焓理论的科学意义和应用价值.

基于以上分析, 本文将熵产最小化理论和焓理论

应用于斯特林循环的优化分析中, 以进一步讨论两种理论的适用性及区别. 因斯特林循环对各种能源、燃料具有普遍适用性的特点而有着非常广阔的应用前景, 该循环在工程实际应用中也十分广泛^[58~64]. 因此对该循环进行优化研究具有重要的工程意义. 在分析熵产最小化理论和焓理论在斯特林循环的适用性方面, 目前的研究仅限于牛顿传热定律和熵产率、焓损失率等概念, 优化目标也仅限于对输出功率的优化分析^[55], 更为复杂的传热定律、焓损失系数等概念以及热效率等优化目标尚未涉及. 为此, 本文基于广义传热定律, 以输出功和热效率两者为优化目标, 较为全面地讨论了在不同传热定律下焓损失率、功引起的焓变化率、焓耗散率、熵产率与输出功率之间的变化关系, 也讨论了熵产数、改进熵产数、焓损失系数与热效率之间的变化关系. 基于以上结果, 分析了焓理论和熵产最小化理论在斯特林循环优化分析中的适用性, 并简要地讨论了关于焓理论的争议.

2 有限热容热源条件下的斯特林循环分析

图1为有限热容热源条件下的斯特林循环温熵图. 其中, 高低温热源流体进口温度分别为 T_{H-in} 和 T_{L-in} , 出口温度分别为 T_{H-out} 和 T_{L-out} , 通过换热器后的高低温热源流体最终全部释放到温度为 T_0 的环境中. 高低温热源流体的热容量流率分别为 C_H 和 C_L . 于是, 流入系统的总热流率为

$$\dot{Q}_{in} = C_H(T_{H-in} - T_0) + C_L(T_{L-in} - T_0). \quad (1)$$

而经高温热源进入循环的总热流率为

$$\dot{Q}_H = C_H(T_{H-in} - T_{H-out}). \quad (2)$$

整个循环过程中, 过程2-3和1-4分别为定温加热和定温放热过程, 循环工质在高温加热段温度恒为 T_H , 在低温放热端温度恒为 T_L , 放热流率为

$$\dot{Q}_L = C_L(T_{L-out} - T_{L-in}). \quad (3)$$

整个系统输出的总热流率为

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{H-out} + \dot{Q}_{L-out}, \quad (4)$$

其中, $\dot{Q}_{H-out}$ 为高温热源流体释放到环境中的热流率, $\dot{Q}_{L-out}$ 为低温热源流体释放到环境中的热流率.

整个系统循环输出功率为

图 1 (网络版彩图)有限热容热源下的斯特林循环熵示意图^[55]

$$W = Q_H - Q_L = Q_H(1 - Q_L / Q_H), \quad (5)$$

$$W = Q_{in} - Q_{out}. \quad (6)$$

由于过程1-2和3-4都为定容过程, $V_1 = V_2$, $V_3 = V_4$, 由定容过程做功为0可得如下公式^[9]:

$$\begin{aligned} W &= \int_2^3 p dv - \int_4^1 p dv \\ &= R_g T_H \ln \frac{V_3}{V_2} - R_g T_L \ln \frac{V_4}{V_1} \\ &= R_g T_H \ln \frac{V_3}{V_2} - R_g T_L \ln \frac{V_3}{V_2} \\ &= R_g \ln \frac{V_3}{V_2} T_H \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \\ &= Q_H \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right), \end{aligned} \quad (7)$$

其中, p 为气体压力, v 为气体体积, R_g 为气体常数. 由式(5)和(7)可知:

$$Q_L / Q_H = T_L / T_H. \quad (8)$$

下面, 我们从熵理论角度对整个斯特林循环系统进行分析. 进入该系统的熵流率为

$$G_{in} = \frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2} C_L (T_{L-in}^2 - T_0^2). \quad (9)$$

离开整个系统的熵流率为

$$G_{out} = Q_{H-out} T_0 + Q_{L-out} T_0 = Q_{out} T_0. \quad (10)$$

于是, 结合式(6), (9), (10)可得, 整个系统的熵损失率为^[46-48]

$$\begin{aligned} G_{loss} &= G_{in} - G_{out} \\ &= \frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2} C_L (T_{L-in}^2 - T_0^2) - Q_{out} T_0 \\ &= \frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2} C_L (T_{L-in}^2 - T_0^2) \\ &\quad - (Q_{in} - W) T_0. \end{aligned} \quad (11)$$

由式(1)和(11)可知, 当 C_H , C_L , T_{H-in} , T_{L-in} 和 T_0 给定时, G_{loss} 与 W 之间有相同变化趋势, 即较大的熵损失率对应较大的输出功率. 此时, 熵损失的概念可用于输出功率的优化分析.

考虑熵损失系数的定义, 有^[65]

$$N_G = \frac{G_{loss}}{G_{in}} = \frac{G_{in} - G_{out}}{G_{in}} = 1 - \frac{G_{out}}{G_{in}}. \quad (12)$$

结合式(1), (6), (9), (10)可得

$$\begin{aligned} N_G &= 1 - \frac{Q_{out} T_0}{G_{in}} = 1 - \frac{(Q_{in} - W) T_0}{G_{in}} \\ &= 1 - \frac{Q_{in} \left(1 - \frac{W}{Q_{in}}\right) T_0}{G_{in}} \\ &= 1 - \frac{C_H (T_{H-in} - T_0) + C_L (T_{L-in} - T_0)}{\frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2} C_L (T_{L-in}^2 - T_0^2)} \\ &\quad \times \left(1 - \frac{W}{Q_{in}}\right) T_0 \\ &= 1 - \frac{C_H (T_{H-in} - T_0) + C_L (T_{L-in} - T_0)}{\frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2} C_L (T_{L-in}^2 - T_0^2)} \\ &\quad \times (1 - \eta) T_0, \end{aligned} \quad (13)$$

其中^[51],

$$\eta = W / Q_{in}. \quad (14)$$

η 为整个系统的热效率. 由式(13)可知, 当 C_H , C_L , T_{H-in} , T_{L-in} 和 T_0 给定时, N_G 与 η 之间有相同的变化趋势, 即较大的熵损失系数总对应较大的热效率. 此时, 熵损失系数的概念适用于热效率的优化分析.

考虑到高低温热源流体最终都会通过传热过程释放到环境中, 于是整个系统的熵耗散率可表示为

$$\begin{aligned} G_{dis} &= \left(\frac{1}{2} C_H (T_{H-in}^2 - T_{H-out}^2) - Q_{H-out} T_H \right) \\ &\quad + \left(Q_L T_L - \frac{1}{2} C_L (T_{L-out}^2 - T_{L-in}^2) \right) \\ &\quad + \left(\frac{1}{2} C_H (T_{H-out}^2 - T_0^2) - Q_{H-out} T_0 \right) \\ &\quad + \left(\frac{1}{2} C_L (T_{L-out}^2 - T_0^2) - Q_{L-out} T_0 \right), \end{aligned} \quad (15)$$

其中, 第一部分是高温热源流体与循环工质间传热过程的熵耗散率, 第二部分是低温热源流体与循环工质间传热过程的熵耗散率, 第三部分是高温热源流体与环境间传热过程的熵耗散率, 第四部分是低温热源流体与环境间传热过程的熵耗散率. 将上式进一步化简可得

$$G_{\text{dis}} = \frac{1}{2}C_H(T_{\text{H-in}}^2 - T_0^2) + \frac{1}{2}C_L(T_{\text{L-in}}^2 - T_0^2) - Q_H T_H + Q_L T_L - (Q_{\text{in}} - W)T_0. \quad (16)$$

可见, 当 C_H , C_L , $T_{\text{H-in}}$, $T_{\text{L-in}}$ 和 T_0 给定时, G_{dis} 与 W 之间没有明确的对应关系. 这是因为熵耗散率的概念是为传热优化而提出的, 并未涉及热功转换过程的分析研究.

最近, Cheng和Liang^[66]提出了功引起的熵变化率的概念. 当系统没有输出功率时, 该系统就是一个传热系统, 此时系统的熵损失率就是熵耗散率, 当系统有输出功率时, 熵损失率与熵耗散率之差即为功引起的熵变化率. 对于我们所研究的系统, 该参数可表示为

$$G_V = WT_0. \quad (17)$$

可见, 当 T_0 给定时, G_V 与 W 之间有相同的变化趋势, 即较大的 G_V 始终对应较大的 W . 因此, 功引起的熵变化率这一概念适用于输出功率的优化分析.

从熵理论角度, 熵损失率、熵耗散率以及功引起的熵变化率这三个概念虽然都基于熵理论提出, 但三者的应用范围有所不同. 熵耗散率是基于传热优化提出的. 研究表明, 因传热的不可逆性, 传热过程中熵总是减少, 减少的这部分熵即为熵耗散. 在这一过程不涉及热功转换, 因此熵耗散概念适用于传热过程的优化分析, 却并不一定适用于热功转换过程的优化分析. 而熵损失率和功引起的熵变化率的概念是基于热功转换过程所提出的. 其中, 熵损失率是热功转换过程中因传热的不可逆性所引起的熵耗散率和循环中的功熵之和, 是整个热功转换过程中被消耗的熵. 因此, 熵损失率的概念在一定条件下适用于热功转换过程的优化分析. 当然当系统没有输出功时, 该系统便是一个传热系统, 功熵为0, 系统熵损失率就是熵耗散率, 两个概念在此时是一致的. 功引起的熵变化率这一概念在上文中已经分析, 在此不再赘述.

将上述3个概念应用到我们所研究的斯特林循环系统中, 可见, 上述斯特林循环系统包含以下5个过程, 每个过程都包含着熵的变化. 在过程1中, 热量从高温

热源流体传递给循环工质, 该过程熵的变化体现为熵的耗散; 在过程2中, 热量通过斯特林循环转换为功, 该过程熵的变化即体现为功熵, 从而使得热量熵减少; 在过程3中, 经循环后的废热从循环工质传递给低温热源, 该过程熵的变化体现为热量熵的耗散; 在过程4与过程5中, 热量分别从高、低温热源流体传递给环境, 这两个过程熵的变化体现为熵耗散. 从整体而言, 熵损失实际上是整个系统为了达到对外输出功的目的所付出的熵变化, 包含了上述全部5个过程中的熵变化量, 而熵耗散则仅仅体现了整个过程中的1, 3, 4, 5这4个传热过程中的熵变化率, 并未体现整个过程. 这就是熵损失与熵耗散两个概念之间的差异所在, 也是熵损失的概念可用于优化我们所研究的斯特林循环系统输出功而熵耗散不能的原因. 同时, 功引起的熵变化率直接体现纯粹传热过程与热功转换过程中熵变化的差异, 与系统输出功直接相关, 因而也可用于优化斯特林循环系统.

下面, 我们从熵产最小化理论角度对整个斯特林系统进行分析. 首先, 系统熵平衡方程为

$$dS = \delta S_f + \delta S_g, \quad (18)$$

其中, dS 为熵变率, δS_f 为熵流率, δS_g 为熵产率. 因我们研究的热力学过程是稳态过程, 所以 $dS=0$, 有

$$\delta S_g = -\delta S_f. \quad (19)$$

因此, 系统熵产率可表示为^[48]

$$\begin{aligned} S_g &= S_{f\text{-out}} - S_{f\text{-in}} \\ &= \left(\frac{Q_{L\text{-out}}}{T_0} + \frac{Q_{H\text{-out}}}{T_0} \right) - \left(C_H \ln \frac{T_{\text{H-in}}}{T_0} + C_L \ln \frac{T_{\text{L-in}}}{T_0} \right) \\ &= \frac{Q_{\text{out}}}{T_0} - C_H \ln \frac{T_{\text{H-in}}}{T_0} - C_L \ln \frac{T_{\text{L-in}}}{T_0} \\ &= \frac{Q_{\text{in}} - W}{T_0} - C_H \ln \frac{T_{\text{H-in}}}{T_0} - C_L \ln \frac{T_{\text{L-in}}}{T_0}. \end{aligned} \quad (20)$$

结合式(1)和(20)可见, 当 C_H , C_L , $T_{\text{H-in}}$, $T_{\text{L-in}}$ 和 T_0 给定时, S_g 与 W 之间的变化趋势恰好相反, 即较小的熵产率对应较大的输出功率. 此时, 熵产最小化理论适用于斯特林循环系统输出功率的优化分析.

进一步, 我们也可用熵产数和改进熵产数的概念来进行分析.

熵产数 N_S 定义为^[53]

$$N_S = S_g / S_{g\text{-min}}, \quad (21)$$

其中, $S_{g\text{-min}}$ 为熵产率的最小值. 结合熵产数的定义可

知, 由于整个系统的熵产率的最小值是一个定值, 熵产数 N_S 与熵产率 S_g 有完全相同的变化趋势, 从而两者的应用范围完全相同.

改进熵产数 N_{gS} 为单位热量的熵产与环境温度的乘积, 定义如下^[55]:

$$N_{gS} = S_g T_0 / Q_{in}. \quad (22)$$

可见, 当进入系统的热量以及环境温度给定时, 改进熵产数和熵产率变化趋势相同. 但随着进入系统热量的变化, 两者的优化适用性和应用范围便不一定一致.

将上述概念应用到斯特林循环系统, 可见, 当 C_H , C_L , T_{H-in} , T_{L-in} 和 T_0 给定时, 进入系统的热量以及环境温度是一个定值, 此时 S_g , N_S 和 N_{gS} 有相同的变化趋势. 又由式(14)可知, η 与 W 有相同的变化趋势, 而 S_g 与 W 的变化趋势相反. 可见, N_S 和 N_{gS} 两者与 η 有相反的变化趋势, 即较小的 N_S 和 N_{gS} 均对应于较大的 η . 由此可知, 当 C_H , C_L , T_{H-in} , T_{L-in} , T_0 都给定时, 熵产数和改进熵产数都适用于斯特林循环系统热效率的优化分析. 但是当 C_H , C_L , T_{H-in} , T_{L-in} , T_0 其中有参数值未给定时, 例如 T_{H-in} 或 C_H 未给定时, 进入系统的总热量不是一个常数, 此时, 熵产率和改进熵产数变化趋势不一定一致, 所以, 在这两种情况下熵产率和改进熵产数的优化适用性便会呈现不同的情况. 对此, 我们将在下文中通过具体的算例来进行分析和讨论.

下面, 我们进一步将广义传热定律应用于斯特林循环系统研究. 假定该系统高低温热流流体与循环工质间传热满足广义传热定律, 传热系数分别设为 k_1 和 k_2 , 传热面积分别设为 A_1 和 A_2 . 首先考虑在高温热流流体和循环工质段的换热情况, 利用微分法先考虑在微元换热面 dA 上的换热情况, 换热流率为

$$dQ = k_1(T_{H-f}^n - T_H^n)^m dA = C_H dT, \quad (23)$$

其中, T_{H-f} 为该微元换热面上高温热流端的温度. 由式(23)可知, 在 C_H , T_{H-in} , T_H 和 k_1 已知的前提下, 可求得高温热流流体沿换热面的温度分布情况, 以及工质在高温热流端的吸热流率:

$$Q_H = \int_{A_1} k_1(T_{H-f}^n - T_H^n)^m dA. \quad (24)$$

将上述方法类似地应用到低温热流流体与工质换热段的传热分析上, 可得出在低温段微元换热面 dA 上

的换热流率为

$$dQ = k_2(T_L^n - T_{L-f}^n)^m dA = C_L dT, \quad (25)$$

其中, T_{L-f} 为该微元换热面上低温热流端的温度. 因此, 在 C_L , T_{L-in} , T_L 和 k_2 已知的前提下, 可求得低温热流流体沿换热面的温度分布情况, 以及循环工质在低温热流端的放热流率:

$$Q_L = \int_{A_2} k_2(T_L^n - T_{L-f}^n)^m dA. \quad (26)$$

将这些热流率的计算结果代入上面有关公式中, 即可计算相应的输出功率、热效率、熵产率、焓损失率、焓耗散率等参数值.

3 算例分析

下面, 我们以最大的输出功率 W 和热效率 η 为优化对象, 讨论 G_{loss} , G_{dis} , S_g 与 W 之间的变化关系, 以及 N_S , N_{gS} , N_G 与 η 之间的变化关系, 并根据计算结果讨论焓理论熵产最小化理论在该系统优化中的适用性. 以下, 我们主要分析 3 种工况. 考虑本文讨论的系统中, T_0 是给定的, 因而 G_V 与 W 之间变化趋势必然相同. 因此, 在以下计算中, 我们不再给出 G_V 的变化曲线.

第一种工况, 考虑 T_{H-in} , T_{L-in} , C_H , C_L 同时给定的情况. 假设 $T_{H-in}=800$ K, $T_{L-in}=290$ K, $T_0=300$ K, $C_H=40$ W/K, $C_L=100$ W/K, $A_1=A_2=1$ m². 当 $m=n=1$ 时, 广义传热定律特殊化为牛顿传热定律. 给定 $k_1=4$ W m⁻² K⁻¹, $k_2=3.5$ W m⁻² K⁻¹, 计算可得出 G_{loss} , G_{dis} , S_g 与 W 之间的变化曲线如图 2 所示; 同时可得 N_S , N_{gS} , N_G 与 η 之间的变化曲线如图 3 所示. 计算结果表明, 当 $T_H=570$ K 时, W 取得最大值, 相应的 G_{loss} 和 S_g 在此处分别取得最大值和最小值, 但 G_{dis} 在此处并未取得极值. 与此同时, η 和 N_G 也取得最大值, 相应的 N_S 和 N_{gS} 同时取得最小值.

进一步, 我们改变 m 和 n 的值, 考虑另外两种传热定律, 假定 $m=1.2$, $n=1.1$, $k_1=4 \times 10^{-2}$ W m⁻² K^{-1.32}, $k_2=3.5 \times 10^{-2}$ W m⁻² K^{-1.32}, 以及 $m=1.5$, $n=0.8$, $k_1=4 \times 10^{-1}$ W m⁻² K^{-1.2}, $k_2=3.5 \times 10^{-1}$ W m⁻² K^{-1.2}. 在这两种传热定律下, G_{loss} , G_{dis} , S_g 与 W 之间的变化曲线分别如图 4 和 5 所示, N_S , N_{gS} , N_G 与 η 之间的变化曲线分别如图 6 和 7 所示. 计算结果表明, 图 4 和 5 中 G_{loss} , G_{dis} , S_g 与 W 之间的变化趋势与图 2 所呈现的完全相同, 图 6 和 7 中

图2 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 T_H 的变化曲线($m=1, n=1$)

图4 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 T_H 的变化曲线($m=1.2, n=1.1$)

图3 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{gS} 、焓损失系数 N_G 和热效率 η 随 T_H 的变化曲线($m=1, n=1$)

图5 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 T_H 的变化曲线($m=1.5, n=0.8$)

N_S , N_{gS} , N_G 与 η 之间的变化趋势也与图3所呈现的完全相同. 由此可见, 不同的传热定律并不影响讨论参数的变化趋势, 只是影响了数值的大小, 由数值计算结果可知, 最大焓损失率和最小熵产率均对应最大输出功, 但焓耗散率极值并不对应; 最大焓损失系数、最小熵产数和最小改进熵产数均对应于最大热效率. 即说明, 焓理论和熵产最小化理论均可用于系统输出功和热效率的优化分析, 此计算结果验证了之前理论分析的结论.

第二种工况, 我们假定 C_H 给定, T_{H-in} 不给定. 假设 $T_H=650$ K, $T_{L-in}=290$ K, $T_0=300$ K, $C_H=40$ W/K, C_L

$=100$ W/K, $A_1=A_2=1$ m². 首先考虑牛顿传热定律, 给定 $m=n=1$, $k_1=4$ W m⁻² K⁻¹, $k_2=3.5$ W m⁻² K⁻¹, 计算可得 G_{loss} , G_{dis} , S_g 与 W 之间的变化曲线如图8所示; 也可得 N_S , N_{gS} , N_G 与 η 之间的变化曲线如图9所示. 可见, 随 T_{H-in} 增加, W , G_{loss} , S_g 和 G_{dis} 均呈上升趋势, 较大的 G_{loss} 和 G_{dis} 均对应较大的 W , 但此时较小的 S_g 却不对应较大的 W . 在这种工况下, G_{loss} 和 G_{dis} 两个概念均适用于系统输出功的优化分析, 但熵产最小化理论并不适用. 同时, 随着 T_{H-in} 增大, η , N_G 和 N_S 均增大, 但 N_{gS} 减小. 可见, 较小的 N_{gS} 和较大的 N_G 均对应较大的 η , 但是较小的 N_S 却不对应. 此时, N_{gS} 和 N_G 的概念适用于系统热效率的

图 6 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{GS} 、熵损失系数 N_G 和热效率 η 随 T_{H-in} 的变化曲线($m=1.2, n=1.1$)

图 7 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{GS} 、熵损失系数 N_G 和热效率 η 随 T_{H-in} 的变化曲线($m=1.5, n=0.8$)

优化分析, 但是 N_S 概念却不适用。

改变 m 和 n 的值, 考虑另外一种传热定律, $m=1.5, n=0.8, k_1=4 \times 10^{-1} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1.2}, k_2=3.5 \times 10^{-1} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1.2}$, 其他参数和上面讨论的一样。计算可得 $G_{\text{loss}}, G_{\text{dis}}, S_g$ 与 W 之间的变化曲线以及 N_S, N_{GS}, N_G 与 η 之间的变化曲线分别如图10和11所示。可见, $G_{\text{loss}}, G_{\text{dis}}, S_g$ 与 W 之间的变化趋势与图8所呈现的相同, N_S, N_{GS}, N_G 与 η 之间的变化趋势与图9所呈现的相同。可见, 不同的传热定律并不影响讨论参数的变化趋势, 只是影响了相关参数数值的大小。

综上所述, 在 C_H 给定而 T_{H-in} 未给定时, 熵损失率

图 8 系统熵损失率 G_{loss} 、熵耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 T_{H-in} 的变化曲线($m=1, n=1$)

图 9 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{GS} 、熵损失系数 N_G 和热效率 η 随 T_{H-in} 的变化曲线($m=1, n=1$)

和熵耗散率的概念适用于系统输出功的优化分析, 但熵产最小化理论却不适用; 熵损失系数和改进熵产数两个概念均适用于热效率的优化分析, 但最小化熵产数并不适用。

第三种工况, 假定 T_{H-in} 给定而 C_H 未给定。在这种工况下, 假设 $T_{H-in}=800 \text{ K}, T_H=650 \text{ K}, T_{L-in}=290 \text{ K}, T_0=300 \text{ K}, C_L=100 \text{ W/K}, A_1=A_2=1 \text{ m}^2$ 。考虑两种传热定律, 给定 $m=1, n=1, k_1=4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}, k_2=3.5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, 以及 $m=1.5, n=0.8, k_1=4 \times 10^{-1} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1.2}, k_2=3.5 \times 10^{-1} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1.2}$ 。计算可得 $G_{\text{loss}}, G_{\text{dis}}, S_g$ 与 W 之间的变化曲线分别如图12和13所示, N_S, N_{GS}, N_G 与 η 之间的变化曲线分别如图14和15所

图 10 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 $T_{\text{H-in}}$ 的变化曲线($m=1.5$, $n=0.8$)

图 12 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 C_H 的变化曲线($m=1$, $n=1$)

图 11 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{gs} 、焓损失系数 N_G 和热效率 η 随 $T_{\text{H-in}}$ 的变化曲线($m=1.5$, $n=0.8$)

图 13 系统焓损失率 G_{loss} 、焓耗散率 G_{dis} 、熵产率 S_g 和输出功率 W 随 C_H 的变化曲线($m=1.5$, $n=0.8$)

示。可见,在这两种传热定律下,随着 C_H 的增加, W 、 G_{loss} 、 S_g 和 G_{dis} 均呈上升趋势。因此,较大的 G_{loss} 和 G_{dis} 均对应较大的 W ,但较小的 S_g 却不对应。此时, G_{loss} 和 G_{dis} 两个概念均适用于 W 的优化分析,但熵产最小化理论并不适用。同时可见,在两种传热规律下,随着 C_H 的增加, η 和 N_G 减小, N_S 增加,而 N_{gs} 则先减小后增加,且分别在 $C_H=42$ 和 36 W/K时取得极值。显然,较大的 N_G 和较小的 N_S 始终对应较大的热效率,但是较小的 N_{gs} 却不对应。因此, N_G 和 N_S 两个概念适用于热效率的优化分析,但是 N_{gs} 概念却不适用。

综上所述,在 $T_{\text{H-in}}$ 给定而 C_H 未给定时,焓损失率

和焓耗散率两个概念均适用于系统输出功的优化分析,但是熵产最小化理论并不适用;同时,焓损失系数和熵产数参数适用于热效率的优化分析,但改进熵产数概念并不适用。

4 关于焓理论有关争议的讨论

近年来,关于焓理论的争议在不同期刊上陆续出版。有的研究人员认为焓的概念没有物理基础,是错误的^[67];有的则认为焓理论与熵产理论没有区别,只是对熵产概念的简单重复^[57,67,68],更有甚者认为焓理

图 14 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{gS} 、熵损失系数 N_G 和热效率 η 随 C_H 的变化曲线($m=1, n=1$)

图 15 系统熵产数 N_S 、改进熵产数 N_{gS} 、熵损失系数 N_G 和热效率 η 随 C_H 的变化曲线($m=1.5, n=0.8$)

论抄袭了其他理论^[67,69,70]。对于这些评论,相关研究人员都进行了驳斥和答复^[71~74]。特别地,针对熵理论与熵产理论没有区别,以及熵概念是错误的等评论,本文的分析结果可算作在具体案例上进行的回应。从斯特林循环输出功率及热效率优化分析中,基于熵概念的相关参数与基于熵产概念的相关参数在不同工况中的变化趋势有显著的差异,其对优化分析的适用性与有效性也显然不同。相对而言,熵损失率、熵损失系数和功引起的熵变化率3个参数在与相应优化目标的一致性上,反而优于熵产率、熵产数和改进熵产数。显然,熵理论与熵产理论存在质的差异,不能武断地否定熵理论在热优化分析中的科学意义和应用价值。

在此,有必要说明的是,有研究人员在其对熵理论的负面评价已经得到回应和答复的情况下,仍然完全无视这些评论和答复,继续发表评论重复其原有的观点^[75~84]。有的文章因为使用了熵的概念,便会收到负面评论,且评论中只是相关作者对熵理论负面观点的陈述,而没有涉及被评论文章的研究模型、研究方法、研究结果等具体内容^[75~78]。截至目前,甚至同一作者发表此类毫无意义的评论文章达7篇之多^[75~81]。而且,几乎在每一篇重复发表的评论文章中,均只集合对熵理论的负面评论,而对这些负面评论相应的答复只字不提。这些文章缺失学术讨论的公平性,同时也浪费了学术资源。

对于有关负面评论,研究人员指出,其中存在一系列问题。例如,有的评论篡改了原文^[85],然后对篡改后的内容进行批评。在文献^[67]中,“thermal charge”被篡改为了“thermal change”。有的存在逻辑问题,同一作者在评论时逻辑明显呈现出不一致等情况^[86]。例如,熵理论被同一作者批评为重复了熵产理论,同时也是没有物理基础且是错误的^[67,69,70]。这些评论在逻辑上显然不可能同时成立。如果熵理论重复了熵产理论,则其相关概念的物理意义应与熵产理论相关概念相同,不可能是没有物理意义或是错误的;反之,如果其无物理基础或是错误的,则也不可能“成功”地重复熵产理论,而应该导出一系列不合常理甚至完全错误的结果^[86]。此外,同一作者还指责熵理论抄袭了构形理论、熵产最小化理论等多种理论^[67,69,70]。如果一个理论可以是多个理论的翻版,显然这所谓的“多个理论”应可以统一为一个理论,其内部应互为翻版,不应是不同的理论。显然,这在逻辑上也是存在问题的。有的评论还对与熵理论有关的关键概念进行重新命名并进行批判^[87,88]。文献表明,熵的概念是基于热电比拟得来的^[3];在有关评论中,将“热电比拟”重命名为“热功比拟”,进而指出传热过程与做功过程不可比拟,意图以此动摇熵理论的物理基础^[87,88]。显而易见,“热电比拟”是传热学中十分经典的内容,且与做功完全无关,相关批评是完全站不住脚的^[89]。有的评论则始终基于已被论证存在错误的文献^[85]。Xu^[90]讨论过熵概念的热力学基础,程雪涛和梁新刚^[56],Guo^[91],Kostic^[92]均论证过该文的结论不能成立。但Grazzini等人^[57]基于Xu^[90]的结果给出了有关的负面评论。而且,后续有关负面评论文章的作者完全忽视Guo等人^[56,91,92]的论证,多次引用

Grazzini等人的文章, 将其作为否定熵理论的依据和基础. 甚至, 在有关评论中还出现了人身攻击^[67,69,70]. 虽然相关评论的作者为此给出了道歉信^[86], 但人身攻击在学术争论中是完全不应该出现的.

与此同时, 国内外有一批研究人员仍给予熵理论公正的评价. 例如, Sekulic等人^[93]虽然在熵理论的适用范围等方面存在疑虑, 但客观上也承认了熵概念的物理意义. 对于熵理论一系列负面评论, Kostic^[94]更是明确地指出, 尽管熵的概念尚不完善, 还需要进一步研究和发展, 但基于有限和主观的批评去否定熵理论还为时过早且不够公正, 而且让人感到现有的理论已经足够完美而不需要创新和进步. Xu等人^[95]也明确指出, 虽然熵理论受到一些质疑, 但不同国家的研究人员仍使用该理论开展了许多研究工作, 新的文章不断出版; 与其急于枪毙该理论, 我们更应仔细思考、发展并正确地使用它.

作为一个尚处于发展中的理论, 熵理论存在问题或不足是完全正常的, 基于研究事实和科学逻辑的批评对该理论的发展是有益的; 但有一些评论显然超出了正常学术争论的范畴, 需要我们加以注意. 当然, 这也促使熵理论的支持者需要进一步推进相关研究工作, 更为确切和深入地阐释和展现该理论的科学性、独创性和应用意义.

5 结论

基于广义传热定律, 我们以系统输出功率 W 和热效率 η 为优化目标, 对有限热容热源条件下的斯特林循环进行分析, 讨论了在不同传热定律下熵损失率、功引起的熵变化率、熵耗散、熵产率与输出功率之间的变化关系, 也讨论了熵产数、改进熵产数、熵损失系数与热效率之间的变化关系. 根据分析结果, 探讨了熵理论

和熵产最小化理论在该系统中的优化适用性, 并对与熵理论有关争议进行了讨论, 主要结论如下.

(1) 当环境温度给定时, 功引起的熵变化率与输出功率之间有相同的变化趋势, 即功引起的熵变化率这一概念始终适用于循环输出功率的优化分析.

(2) 在高低温热流流体进口温度和热容量流同时给定时, 熵损失率最大值和熵产率最小值同时对应系统输出功的最大值, 但熵耗散率极值并不对应. 同时, 熵损失系数最大值、熵产数最小值和改进熵产数最小值同时对应热效率最大值. 因此, 在此情况下, 熵损失的概念和熵产最小化理论同时适用于循环输出功率的优化分析, 但是熵耗散的概念并不适用; 同时, 熵损失系数、熵产数和改进熵产数这些参数均适用于系统热效率的优化分析.

(3) 在高低温热流流体热容量流和进口温度只给定其一的两种工况下, 较大的熵损失率和熵耗散率均对应较大的系统输出功率, 但较小的熵产率却不对应. 可见, 熵损失率和熵耗散率的概念均适用于系统输出功的优化分析, 但熵产最小化理论并不适用. 同时, 较大的熵损失系数一直对应较大的热效率, 但较小的熵产数和改进熵产数并不一直对应较大的热效率. 因此, 熵损失系数在这两种工况下均都适用于循环热效率的优化分析, 但熵产数和改进熵产数却并不总适用.

(4) 对当前对熵理论的有关争议进行了简要的讨论. 在对熵理论的负面评论中, 存在简单重复发表观点、篡改原文、逻辑不一致、重新命名关键概念、基于错误的结论进行批评甚至人身攻击等一系列超出正常学术争论的问题, 需要我们加以注意. 本文的计算分析结果, 也体现了熵理论与熵产最小化理论的显著差异, 同时给出了熵理论可用于热功转换过程优化分析的应用案例, 在一定程度上可作为指责熵理论重复了熵产理论并质疑其应用价值的一种回应.

参考文献

- 1 Cheng X T, Liang X G. Entropy: Its physical basis, applications and limitations. *Chin Sci Bull*, 2014, 59: 5309–5323
- 2 Yuan F, Chen Q. Two energy conservation principles in convective heat transfer optimization. *Energy*, 2011, 36: 5476–5485
- 3 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entropy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 4 David B, Ramousse J, Luo L. Optimization of thermoelectric heat pumps by operating condition management and heat exchanger design. *Energy Convers Manage*, 2012, 60: 125–133
- 5 Guo Z Y, Li Z X, Zhou S Q. Principle of uniformity of temperature difference field in heat exchanger. *Sci China Ser E-Tech Sci*, 1996, 39: 68–75
- 6 Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer.

- [Int J Heat Mass Transfer](#), 2005, 48: 1797–1807
- 7 Özcan H. The effects of heat transfer on the exergy efficiency of an air-standard Otto cycle. [Heat Mass Transfer](#), 2011, 47: 571–577
- 8 Ge Y, Chen L G, Sun F R. Optimal path of piston motion of irreversible Otto cycle for minimum entropy generation with radiative heat transfer law. [J Energy Inst](#), 2012, 85: 140–149
- 9 曾丹苓, 敖越, 张新铭, 等. 工程热力学. 第3版. 北京: 高等教育出版社, 2002
- 10 Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 1997
- 11 Bejan A. General criterion for rating heat-exchanger performance. [Int J Heat Mass Transfer](#), 1978, 21: 655–658
- 12 Grazzini G, Gori F. Entropy parameters for heat exchanger design. [Int J Heat Mass Transfer](#), 1988, 31: 2547–2554
- 13 Johannessen E, Nummedal L, Kjelstrup S. Minimizing the entropy production in heat exchange. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2002, 45: 2649–2654
- 14 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 Transfer](#), 1997, 40: 905–914
- 15 Cheng X T, Zhang Q Z, Liang X G. Analyses of entransy dissipation, entropy generation and entransy-dissipation-based thermal resistance on heat exchanger optimization. [Appl Thermal Eng](#), 2012, 38: 31–39
- 16 郭江峰, 许明田, 程林. 换热器设计中的熵耗散均匀性原则. 中国科学: 技术科学, 2010, 6: 671–676
- 17 Cheng X T, Liang X G. Applicability of the minimum entropy generation method for optimizing thermodynamic cycles. [Chin Phys B](#), 2013, 22: 010508
- 18 Adavbiele A S. Optimization of thermofluid systems with second law. [Int J Energy Resear Africa](#), 2010, 1: 67–80
- 19 Chen L G, Wu C, Sun F R. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems. [J Non-Equilib Thermodyn](#), 1999, 24: 327–359
- 20 Wu C, Chen L G, Chen J C. *Recent Advances in Finite Time Thermodynamics*. New York: Nova Science Publishers, 1999
- 21 Chen L G, Sun F R. *Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and Optimization*. New York: Nova Science Publishers, 2004
- 22 Myat A, Thu K, Kim Y D, et al. A second law analysis and entropy generation minimization of an absorption chiller. [Appl Thermal Eng](#), 2011, 31: 2405–2413
- 23 Cheng X T, Liang X G. Entransy and entropy analyses of heat pump systems. [Chin Sci Bull](#), 2013, 58: 4696–4702
- 24 Klein S A, Reindl D T. The relationship of optimum heat exchanger allocation and minimum entropy generation rate for refrigeration cycles. [J Energy Resour Technol](#), 1998, 120: 172–178
- 25 Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Entransy analysis of open thermodynamic systems. [Chin Sci Bull](#), 2012, 57: 2934–2940
- 26 Salamon P, Hoffmann K H, Schubert S, et al. What conditions make minimum entropy production equivalent to maximum power production? [J Non-Equilib Thermodyn](#), 2001, 26: 73–83
- 27 Cheng X T, Liang X G. Optimization of combined endoreversible Carnot heat engines with different objectives. [Chin Phys B](#), 2015, 24: 060510
- 28 程雪涛, 梁新刚. 熵产最小化理论在传热和热功转换优化中的应用探讨. 物理学报, 2016, 65: 234–240
- 29 程雪涛, 王文华, 梁新刚. 基于广义传热定律的传热与热功转换优化. 中国科学: 技术科学, 2012, 42: 1179–1187
- 30 程雪涛, 梁新刚. 闭口系统的间接做功能力及其度量. 中国科学: 技术科学, 2013, 43: 943–947
- 31 Xu R Q, Li X Z, Wei H Y, et al. Regulation of eight avr by hrpG and hrpX in *Xanthomonas campestris* pv. *campestris* and their role in pathogenicity. [Prog Nat Sci](#), 2006, 16: 1288–1294
- 32 Chen Q, Zhu H Y, Pan N, et al. An alternative criterion in heat transfer optimization. [Proc R Soc A-Math Phys Eng Sci](#), 2011, 467: 1012–1028
- 33 Chen L G. Progress in entransy theory and its applications. [Chin Sci Bull](#), 2012, 57: 4404–4426
- 34 Chen L G, Xiao Q H, Xie Z H, et al. Constructal entransy dissipation rate minimization for tree-shaped assembly of fins. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2013, 67: 506–513
- 35 Chen L G, Xiao Q H, Xie Z H, et al. T-shaped assembly of fins with constructal entransy dissipation rate minimization. [Int Commun Heat Mass Transfer](#), 2012, 39: 1556–1562
- 36 Feng H J, Chen L G, Xie Z H, et al. Constructal optimization for H-shaped multi-scale heat exchanger based on entransy theory. [Sci China Tech Sci](#), 2013, 56: 299–307
- 37 Chen L, Wei S, Sun F. Constructal entransy dissipation rate minimization of a disc. [Int J Heat Mass Transfer](#), 2011, 54: 210–216
- 38 Wei S, Chen L G, Sun F R. Constructal entransy dissipation minimization of round tube heat exchanger cross-section. [Int J Thermal Sci](#), 2011, 50: 1285–1292

- 39 冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于焓理论的“+”形高导热构形通道实验研究. *物理学报*, 2016, 65: 201–209
- 40 Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. *Energy*, 2009, 34: 1199–1206
- 41 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entansy expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 3049–3059
- 42 Cheng X T, Liang X G. Entansy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 269–278
- 43 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Radiative entansy flux in enclosures with non-isothermal or non-grey, opaque, diffuse surfaces and its application. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 2446–2456
- 44 程雪涛, 徐向华, 梁新刚. 圆柱状卫星侧面温度场均匀化设计. *兵器装备工程学报*, 2016, 37: 1–6
- 45 Huang Z W, Li Z N, Hwang Y, et al. Application of entansy dissipation based thermal resistance to design optimization of a novel finless evaporator. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1486–1493
- 46 Cheng X T, Liang X G. Entansy loss in thermodynamic processes and its application. *Energy*, 2012, 44: 964–972
- 47 Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Optimization of heat transfer and heat-work conversion based on generalized heat transfer law. *Sci China Tech Sci*, 2012, 55: 2847–2855
- 48 Zhang T, Liu X H, Tang H D, et al. Progress of entansy analysis on the air-conditioning system in buildings. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1463–1474
- 49 Han C H, Kim K H. Entansy and exergy analyses for optimizations of heat-work conversion with carnot cycle. *J Therm Sci*, 2016, 25: 242–249
- 50 Li T L, Yuan Z H, Xu P, et al. Entansy dissipation/loss-based optimization of two-stage organic Rankine cycle (TSORC) with R245fa for geothermal power generation. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1524–1536
- 51 Wu Y Q. Output power analyses of an endoreversible Carnot heat engine with irreversible heat transfer processes based on generalized heat transfer law. *Chin Phys B*, 2015, 24: 070506
- 52 Wu Y Q, Cai L, Wu H J. Analyses of an air conditioning system with entropy generation minimization and entansy theory. *Chin Phys B*, 2016, 25: 060507
- 53 Wu Y Q. Analyses of thermodynamic performance for the endoreversible Otto cycle with the concepts of entropy generation and entansy. *Sci China Tech Sci*, 2017, 60: 692–700
- 54 Ahmadi M H, Ahmadi M A, Pourfayaz F, et al. Entansy analysis and optimization of performance of nano-scale irreversible Otto cycle operating with Maxwell-Boltzmann ideal gas. *Chem Phys Lett*, 2016, 658: 293–302
- 55 周兵, 程雪涛, 梁新刚. 斯特林循环输出功率优化分析. *中国科学: 技术科学*, 2013, 56: 228–236
- 56 程雪涛, 梁新刚. 焓理论在热功转换过程中的应用探讨. *物理学报*, 2014, 63: 32–39
- 57 Grazzini G, Borchellini R, Lucia U. Entropy versus entansy. *J Non-Equilib Thermodyn*, 2013, 38: 259–271
- 58 Kaushik S C, Kumar S. Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. *Energy*, 2000, 25: 989–1003
- 59 Kaushik S C, Kumar S. Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines. *Energy Convers Manage*, 2001, 42: 295–312
- 60 吴锋, 陈林根, 孙丰瑞, 等. 斯特林机的有限时间热力学优化. 北京: 化学工业出版社, 2008
- 61 Wu F, Chen L G, Wu C, et al. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energy Convers Manage*, 1998, 39: 727–732
- 62 Wu F, Chen L G, Sun F R, et al. Performance and optimization criteria for forward and reverse quantum Stirling cycles. *Energy Convers Manage*, 1998, 39: 733–739
- 63 袁都奇, 刘宗修. 斯特林热机的性能优化分析. *热能动力工程*, 1996, 11: 282–284
- 64 Thombare D G, Verma S K. Technological development in the Stirling cycle engines. *Renew Sust Energy Rev*, 2008, 12: 1–38
- 65 Cheng X T, Liang X G. Discussion on the applicability of entropy generation minimization and entansy theory to the evaluation of thermodynamic performance for heat pump systems. *Energy Convers Manage*, 2014, 80: 238–242
- 66 Cheng X T, Liang X G. Entansy variation associated with work. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 81: 167–170
- 67 Bejan A. “Entansy,” and its lack of content in physics. *J Heat Transfer*, 2014, 136: 055501
- 68 del Rio Oliveira S, Milanez L F. Equivalence between the application of entansy and entropy generation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2014, 79:

518–525

- 69 Bejan A. Comment on “Application of entransy analysis in self-heat recuperation technology”. *Ind Eng Chem Res*, 2014, 53: 18352–18353
- 70 Bejan A, Lorente S. Letter to the Editor. *Chem Eng Process*, 2012, 51: 34
- 71 Guo Z Y. Closure to “Discussion of ‘“Entransy,” and its lack of content in physics’ ” (2014, ASME J. Heat Transfer, 136(5), p. 055501). *J Heat Transfer*, 2014, 136: 056001
- 72 Wu J, Guo Z Y. Comments on “Equivalence between the application of entransy and entropy generation” [Int. J. Heat Mass Transfer 79 (2015): 518–525]. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 101: 824
- 73 Liu X B, Chen Q, Wang M, et al. Reply to letter to the Editor. *Chem Eng Process*, 2012, 56: 35–36
- 74 Wu J, Guo Z Y. Reply to “Comment on ‘Application of entransy analysis in self-heat recuperation technology’”. *Ind Eng Chem Res*, 2014, 53: 18354–18356
- 75 Awad M M. Comment on the paper: Goudarzi and Talebi, 2018. Heat removal ability for different orientations of single-phase natural circulation loops using the entransy method. *Ann. Nucl. Energ.* 111, 509–522. *Ann Nucl Energy*, 2018, 116: 448–449
- 76 Awad M M. Comments on “Entransy analysis and optimization of performance of nano-scale irreversible Otto cycle operating with Maxwell-Boltzmann ideal gas”. *Chem Phys Lett*, 2017, 671: 56–57
- 77 Awad M M. Comments on “Introduction of an energy efficiency tool for small scale biomass gasifiers—A thermodynamic approach” (S. Vakalis, F. Patuzzi, M. Baratieri, *Energy Convers. Manage.* 131 (2017) 1–9). *Energy Convers Manage*, 2017, 138: 698–699
- 78 Awad M M. Comments on “Temperature-heat diagram analysis method for heat recovery physical adsorption refrigeration cycle—Taking multi-stage cycle as an example”. *Int J Refrig*, 2017, 82: 541–542
- 79 Awad M M. Reply to comments on “Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review” (*Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2015; 44: 608–610). *Renew Sust Energy Rev*, 2015, 51: 1792–1793
- 80 Awad M M. Entransy unmasked. *Energy Convers Manage*, 2014, 88: 1070–1071
- 81 Awad M M. Discussion: “Entransy is now clear”. *J Heat Transfer*, 2014, 136: 095502
- 82 Bejan A. Comment on “Study on the consistency between field synergy principle and entransy dissipation extremum principle”. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 120: 1187–1188
- 83 Bejan A. Heatlines (1983) versus synergy (1998). *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 81: 654–658
- 84 Bejan A. Letter to the editor on “Temperature-heat diagram analysis method for heat recovery physical adsorption refrigeration cycle—Taking multi stage cycle as an example” by S. Z. Xu et al., vol. 74, 2017, pp. 254–268. *Int J Refrig*, 2018, 90: 277–279
- 85 Cheng X T, Chen Q, Liang X G. Comments on “Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review” (*Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014; 40: 348–374). *Renew Sustain Energy Rev*, 2015, 44: 608–610
- 86 Cheng X T, Liang X G. Entransy analyses of the thermodynamic cycle in a turbojet engine. *Sci China Tech Sci*, 2017, 60: 1160–1167
- 87 Bejan A. Evolution in thermodynamics. *Appl Phys Rev*, 2017, 4: 011305
- 88 Bejan A. Thermodynamics today. *Energy*, 2018, 160: 1208–1219
- 89 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Theoretical analyses of the performance of a concentrating photovoltaic/thermal solar system with a mathematical and physical model, entropy generation minimization and entransy theory. *Sci China Tech Sci*, 2018, 61: 843–852
- 90 Xu M T. The thermodynamic basis of entransy and entransy dissipation. *Energy*, 2011, 36: 4272–4277
- 91 Guo Z Y. Comments on “The thermodynamic basis of entransy and entransy dissipation” [*Energy* 36 (2011) 4272–4277]. *Energy*, 2014, 68: 998–999
- 92 Kostic M M. Nature of heat and thermal energy: From caloric to Carnot’s reflections, to entropy, exergy, entransy and beyond. *Entropy*, 2018, 20: 584
- 93 Sekulic D P, Sciubba E, Moran M J. Entransy: A misleading concept for the analysis and optimization of thermal systems. *Energy*, 2015, 80: 251–253
- 94 Kostic M M. Entransy concept and controversies: A critical perspective within elusive thermal landscape. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 340–346
- 95 Xu S Z, Wang R Z, Wang L W. Reply to “Letter to the editor on ‘Temperature-heat diagram analysis method for heat recovery physical adsorption refrigeration cycle-Taking multi-stage cycle as an example’” by A. Bejan. *Int J Refrig*, 2018, 90: 280–286

Analyses of entropy generation and entransy for a Stirling cycle system based on generalized heat transfer law

WU YanQiu¹, CAI Li² & WU XiLi¹

¹ Key Laboratory of Nonlinear Science and System Structure, Chongqing Three Gorges University, Chongqing 404100, China;

² Key Laboratory of Information and Signal Processing, Chongqing Three Gorges University, Chongqing 404100, China

In this paper, a Stirling cycle heated by a finite reservoir is analyzed and optimized with the entropy generation minimization and the entransy theory based on generalized heat transfer law. Taking the output power and the heat-work conversion efficiency as the optimization objectives, we discuss the optimization applicability of the concepts of entransy loss rate, entransy variation rate associated with work, entransy dissipation rate, entransy loss coefficient, entropy generation rate, entropy generation number and revised entropy generation number in detail. Three numerical cases are presented. The results show that both the entransy loss rate and the entransy variation rate associated with work always increase with the increase of output power, and the entransy loss coefficient always increases with the increase of heat-work conversion efficiency. However, larger entransy dissipation rate and smaller entropy generation rate do not always lead to larger output power, while smaller entropy generation number and smaller revised entropy generation number do not always lead to larger heat-work conversion efficiency, either. Therefore, with the three numerical cases discussed in this paper, we can conclude that the concepts of entransy loss rate, entransy variation rate associated with work and entransy loss coefficient are applicable for the optimization analysis, while the other parameters are not always applicable. Based on the results above, the controversy about the entransy theory is also discussed. The main problems in some negative comments of the entransy theory are summerized and analyzed, such as tampering the original text, logical inconsistency, simple repetition of academic views, renaming key concepts and even personal attacks, etc. It should be noticed that these negative comments are not real academic discussions. To some extent, the results in this paper can also be a response to some negative comments.

Stirling cycle, entransy theory, entropy generation minimization, generalized heat transfer law, optimization analyses

doi: [10.1360/N092018-00300](https://doi.org/10.1360/N092018-00300)