科学通报 2012 年 第 57 卷 第 16 期: 1489 ~ 1495
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

开口热力学系统的㶲分析

程雪涛, 王文华, 梁新刚*

清华大学航天航空学院, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084
* 联系人, E-mail: liangxg@tsinghua.edu.cn

2012-01-12 收稿, 2012-04-17 接受
清华大学自主科研计划和国家自然科学基金(51136001)资助

摘要 㶲是近年提出以描述热量传递能力的物理量. 将㶲的概念拓展应用于涉及做功的开口热力学过程的分析. 定义了焓㶲的概念, 基于该定义发展了开口系统的㶲平衡方程, 并给出了开口热力学系统中的"㶲损失"的概念. 应用㶲平衡方程, 对空气标准循环进行了分析和讨论. 研究表明, 当工质吸收的热量来自燃料燃烧反应时, 㶲损失速率可以描述循环净输出功率的变化; 当工质吸收的热量来自高温热流体加热时, 则系统的最大㶲损失速率和最小熵产速率均对应于循环的最大输出功率. 因此, 㶲损失是一个可以描述空气标准循环性能的参数.

关键词
㶲损失
焓㶲
㶲平衡方程
开口热力学系统
空气标准循环

在世界能源形势日益严峻的情况下, 节约能源已成为当今世界的重要议题之一. 考虑到世界总能源消费的 80%与热相关[1], 因而传热优化和热功转换优化日益获得研究人员的重视. 例如, 传热优化设计可以提高换热器的性能、增大传热效率[1]; 在热功转换中, 换热器组的热导优化分布可以增大系统对外输出功[2]. 近年来, 一些可用于传热过程和热功转换过程优化设计的理论也得到了发展[1~7].

对于传热过程, 研究人员发展了构形和热力学优化方法[4~6]. 在"体点问题"的热传导优化中, Bejan[4]提出了构形理论. 使用该方法时, 首先给定局部高导热材料的基本结构, 而后再通过理论推导和数值模拟对该结构的高宽比进行优化, 以降低加热区域的最高温度; 进而生成次级、再次级的基本结构覆盖整个区域, 形成导热网络. 研究表明, 构形方法在热传导优化中是有效的, 并进而被拓展到热对流的优化中[8~10]. 在另一方面, 有学者将最优的传热过程与系统的最小熵产联系了起来(最小熵产原理)[4~6], 并将该思想拓展到其他传热过程的分析中. 基于最小熵产原理, 研究人员开展了大量的传热优化工作[11,12]. 考虑到这一类优化方法的目标在于使系统熵产最小化, 因此该方法也被称为"热力学优化方法".

然而, 对于构形理论和热力学优化方法在传热优化中的可用性还存在一些不同看法[6,13~17]. 对于构形理论, Ghodoossi[13,14]在分析不同复杂度的树状导热网络时发现, 逐级"构型"过程并不能保证导热通道网络的导热性能随着结构复杂度的增加而改善. 在热对流中, Escher 等人[16]研究发现, 在给定流率时, 平行网络通道的性能系数将比树状网络的大 5 倍以上; 在给定网络的压力梯度时, 平行网络通道的传热量将是树状网络的 4 倍左右. 对于最小熵产原理, 研究表明, 当用该原理分析换热器时, 随着熵产的减小换热器的效能并不单调的提高, 在某些情况下反而会下降[6]. Shah 和 Skiepko[17]讨论了 18 种换热器的熵产与效能的关系, 发现在熵产取得最大值时, 换热器的效能可以取最大、中间或者最小值. 这就表明, 最小熵产原理并不总适用于传热优化.

近年来, Guo 等人[7]基于热电比拟提出了可用以描述物体传热能力的新物理量——㶲. 在热传导和电传导中, 热流与电流对应, 热阻与电阻对应, 温度与电压对应, 热容与电容对应. 㶲则对应于电势能的概念, 可用以描述物体内所含有热量的势能. 对于内能为 U、温度为 T 的物体, 其㶲定义为[7]

$$G = UT/2. \tag{1}$$

英文版见: Cheng X T, Wang W H, Liang X G. Entransy analysis of open thermodynamic systems. Chin Sci Bull, 2012, 57, doi: 10.1007/s11434-012-5224-x

当热量从高温传递到低温物体时，总会伴随着㶲的耗散[7,18]. 因此，㶲可以用以描述热传递过程的不可逆性[7,18~20]. 进一步，Cheng 等人[18,21,22]基于㶲的概念建立了热平衡判据，建立了单原子理想气体系统中㶲的微观表达式，在一定程度上揭示了㶲的微观物理意义，并进一步在广义流动中推广了㶲理论；Xu[23]从热力学的角度讨论了㶲和㶲耗散. 基于㶲和㶲耗散的概念，Guo 等人[7]推导了给定热流边界时的最小㶲耗散原理和给定温度边界情况下的最大㶲耗散原理. 这些原理被统称为“㶲耗散极值原理”. 进而，他们定义了基于㶲耗散的热阻，并将㶲耗散极值原理等效为更便于理解的最小热阻原理.

㶲耗散极值原理也被应用于优化“体点问题”[7]. 对于该问题，结合高导热材料体积比例有限这一限制条件，Guo 等人[7]基于㶲耗散极值原理建立了一个 Lagrange 函数，并通过推导该函数的极值得到了温度梯度均匀性原则. 这样，通过将高导热材料布置在温度梯度较高的地方，即可获得高导热材料的分布结构，并有效降低系统的平均温度. 研究表明，通过㶲理论获得的加热体平均温度低于通过构形方法获得的平均温度[7,24]. 另外，Chen 等人[25]基于“体点问题”对㶲理论和最小熵产原理进行了对比，也发现通过㶲理论获得的系统平均温度更低. 此外，其他一些研究表明，㶲理论可用于优化热传导[26,27]、热对流[28]、热辐射[29,30]以及换热器[1,31~34]等. 而且，当㶲理论被用于分析换热器时，不会像熵产那样存在悖论[1,32].

对于热功转换过程，熵的概念获得了广泛的应用[2,3,35~39]. 熵这一概念是在 1854 年 Clausius 研究卡诺循环时提出的[40]. 对于任意的不可逆过程，熵产总是存在的. 在热功转换过程中，熵产越大，则意味着系统做功能力损失越多[40]. 基于这一点，熵产这一概念便可用于优化热力学过程，以减小系统做功能力的损失，并提高输出功[2]. 例如，Chen 等人[2]在分析包含换热器组的热力系统做功时，发现系统熵产最小对应于对外输出功最大；Myat 等人[39]在分析吸收式制冷机时发现，最小的热力学循环熵产对应于最大的 COP.

在另一方面，也有关于㶲理论优化热力学过程的探索[2,41]，研究人员从不同的角度探讨了㶲理论在这方面的适用性. Chen 等人[2]认为㶲耗散这一概念不能用于闭口热力学过程的优化；吴晶[41]则定义了热量转换㶲的概念，并基于该概念对闭口热力学过程进行了优化分析.

基于上述分析讨论可见，㶲理论在传热优化中是适用的，而熵的概念则并不总是适用. 在热功转换过程中，熵的概念得到了广泛应用，而对于㶲理论的适用性，研究人员从不同角度进行了探讨，但尚未有明确的结论[2,41]，因此有待进一步研究. 目前还没有用㶲理论研究涉及热-功转换的开口热力学过程的报道. 因此，有必要针对开口系统开展一些研究工作. 本文即针对涉及热-功转换的开口热力学系统，讨论研究㶲理论在过程优化中的适用性.

1 焓㶲

对于任意热力学过程，根据热力学第一定律有

$$\delta Q = \mathrm{d}U + \delta W, \tag{2}$$

其中δQ为工质吸收的热量，$\mathrm{d}U$为工质内能的变化量，δW为系统对外输出功. 式(2)乘以工质的温度T，有

$$T\delta Q = T\mathrm{d}U + T\delta W, \tag{3}$$

其中，左边是热量δQ相关的热量㶲，右边第二项是与输出功δW相关的功㶲. 考虑一个理想气体系统，当定容比热c_V为常数时，上式右边第一项可表达为

$$T\mathrm{d}U = T\mathrm{d}\left(c_V mT\right) = \mathrm{d}\left(\frac{1}{2}c_V mT^2\right) = \mathrm{d}\left(\frac{1}{2}UT\right) = \mathrm{d}G, \tag{4}$$

其中m为质量. 因此，式(3)右边第一项即为工质㶲的变化量.

基于式(3)，与功、热量和内能相关的㶲均得到了定义. 然而，焓作为热力学中的一个重要物理量，与之对应的焓㶲无定义. 以下，我们即对此进行讨论.

对于一个热力学系统，其焓的定义为

$$H = U + pV, \tag{5}$$

其中，p为压力，V为体积. 基于式(5)，焓的微分可表达为

$$\mathrm{d}H = \mathrm{d}\left(U + pV\right) = \mathrm{d}U + \mathrm{d}\left(pV\right). \tag{6}$$

式(6)乘以系统温度T有

$$T\mathrm{d}H = T\mathrm{d}U + T\mathrm{d}\left(pV\right), \tag{7}$$

其中，方程右边项为焓㶲的微分表达式，左边一项可定义为与焓$\mathrm{d}H$相关的焓㶲的变化量. 对于理想气体系统，有

$$\begin{aligned} T\mathrm{d}H &= T\mathrm{d}\left(c_V mT\right) + T\mathrm{d}\left(mRT\right) = \mathrm{d}\left[\frac{1}{2}\left(c_V + R\right)mT^2\right] \\ &= \mathrm{d}\left(\frac{1}{2}c_p mT^2\right) = \mathrm{d}\left(\frac{1}{2}HT\right), \end{aligned} \tag{8}$$

其中，m为气体质量，R为气体常数(J/(kg K))，c_p为气

体定压比热. 式(8)的积分为

$$\int_0^H T\mathrm{d}H=\int_0^T \mathrm{d}\left(\frac{1}{2}HT\right)=\frac{1}{2}HT\,. \tag{9}$$

基于式(5), 则理想气体系统的焓㶲可定义为

$$G_H=\frac{1}{2}HT\,. \tag{10}$$

应用式(8)和式(10), 下面即可建立开口理想气体系统的㶲平衡方程.

2 开口热力学系统的㶲平衡方程

图 1 所示为一个稳态的开口热力学系统. 根据热力学第一定律, 有[42]

$$\delta Q=\mathrm{d}U+\delta W_{\mathrm{f}}+\delta W_{\mathrm{net}}\,, \tag{11}$$

其中, δQ 为系统吸热量, $\mathrm{d}U$ 为内能变化量, δW_{net} 为对外输出净功, δW_{f} 为流动功变化, 其表达式为

$$\delta W_{\mathrm{f}}=\mathrm{d}\left(pV\right). \tag{12}$$

因此, 式(11)可以改写为[42]

$$\delta Q=\mathrm{d}U+\mathrm{d}\left(pV\right)+\delta W_{\mathrm{net}}=\mathrm{d}H+\delta W_{\mathrm{net}}\,. \tag{13}$$

式(13)乘以系统温度 T, 有

$$T\delta Q=T\mathrm{d}H+T\delta W_{\mathrm{net}}\,. \tag{14}$$

考虑式(8)和式(10), 有

$$\delta G_Q=\mathrm{d}G_H+\delta G_{W\text{-net}}\,, \tag{15}$$

其中,

$$\delta G_Q=T\delta Q\,, \tag{16}$$

$$\delta G_{W\text{-net}}=T\delta W_{\mathrm{net}}\,, \tag{17}$$

在式(15)中, δG_Q 为系统吸收的热量㶲, $\mathrm{d}G_H$ 为系统焓㶲的变化量, $\delta G_{W\text{-net}}$ 为净功㶲. 可见, 流入系统的热量㶲中的一部分进入了系统并使系统的焓㶲增加, 其余的则被用于对外输出净功(净功㶲). 这就是稳态开口热力学系统的㶲平衡方程.

3 标准空气循环的优化分析

在实际应用中, 空气标准循环获得了广泛应用[42]. 如图 2 所示, 工质通过一个等熵过程被压缩, 温度由初始值 T_1 提高到 T_2. 然后, 工质在一个等压过程中吸热, 温度进一步提高到 T_3. 此后, 系统再经历一个等熵过程, 温度降低为 T_4. 最后, 乏汽被排放到环境中, 其温度回复到初始状态, 一个循环得以完成. 在该循环中, 工质由燃料与空气之间的燃烧反应后的混合燃气组成. 然而, 由于空气中 80%的成分并不参与燃烧反应, 这样的工质仍然可视为空气[42]. 因此, 燃烧反应生成的热可视为工质从内热源中吸收的热.

假定空气可视为理想气体. 考虑工质最终回到初始状态, 因此循环完成时其焓将不会发生变化. 根据能量守恒有

$$\dot{W}_{\mathrm{net}}=\dot{Q}-\dot{Q}_0=\dot{Q}\left(1-\frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}}\right)=\dot{Q}\left(1-\frac{T_4-T_1}{T_3-T_2}\right). \tag{18}$$

其中, $\dot{Q}$ 为燃烧反应的生成热, $\dot{Q}_0$ 为乏汽排放到环境中后释放到环境中的热量. 在该循环中, 有[42]

$$\frac{T_1}{T_2}=\frac{T_4}{T_3}=\frac{T_4-T_1}{T_3-T_2}\,. \tag{19}$$

因此得

$$\dot{W}_{\mathrm{net}}=\dot{Q}\left(1-T_1/T_2\right). \tag{20}$$

如果从㶲的角度对图2所示的空气标准循环进行分析, 该热力学系统由工质和环境组成. 对于工质而言, 考虑它在循环完成后回复到初始状态, 因此根据式(10)可知其焓㶲在循环前后不会发生变化. 根据式(15)可知, 循环的净功㶲流率为

$$\dot{G}_{W\text{-net}}=\dot{G}_Q-\dot{G}_{Q0}\,, \tag{21}$$

其中, $\dot{G}_Q$ 为工质吸收的热量㶲流率, $\dot{G}_{Q0}$ 为工质对外释放的热量㶲流率. 式(21)即表达了系统用于做功部分的㶲流率.

当工质被排放到环境中后, 其温度将降低到初始状态. 该过程可视为一个热量传递过程, 因此其中

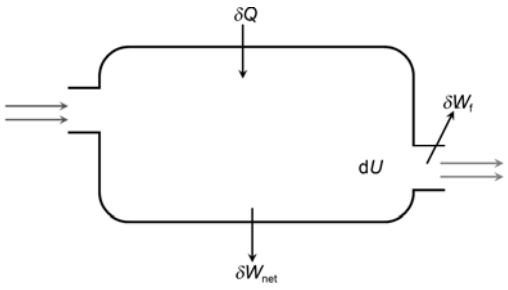


图 1 稳态开口热力学系统示意图

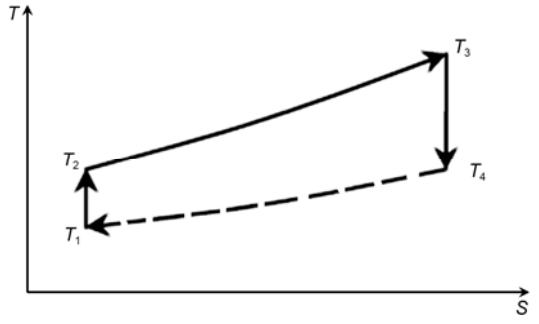


图 2 空气标准循环示意图

必然产生㶲耗散[7,18]. 这部分㶲耗散速率为

$$\dot{G}_{\mathrm{dis}}=\dot{G}_{Q0}-\dot{G}_{Q\text{-e}}, \tag{22}$$

其中, $\dot{G}_{Q-\mathrm{e}}$ 为进入环境的热量㶲流率.

对于整个系统而言, $\dot{G}_Q$ 中的一部分被用于做功, 一部分在乏汽的冷却过程中被耗散掉, 其余的则排放到了环境中. 因此, 除了排入环境的热量㶲流率以外, 其他的都在该热力学过程中损失掉了. 这部分损失掉的热量㶲流率, 可称为系统的㶲损失速率, 有

$$\dot{G}_{\mathrm{loss}}=\dot{G}_{W\text{-net}}+\dot{G}_{\mathrm{dis}}=\dot{G}_Q-\dot{G}_{Q0}+\dot{G}_{Q0}-\dot{G}_{Q\text{-e}}=\dot{G}_Q-\dot{G}_{Q\text{-e}}. \tag{23}$$

考虑图 2 所示的过程, 可知工质只有在过程 2~3 中吸收热量㶲, 考虑该过程为等压过程得

$$\dot{G}_Q=\frac{1}{2}H_3T_3-\frac{1}{2}H_2T_2=\frac{1}{2}c_p\dot{m}\left(T_3^2-T_2^2\right), \tag{24}$$

其中 $\dot{m}$ 为循环工质的流率. 考虑在工质和环境之间的热传递过程中没有输出功, 由式(15)得

$$\dot{G}_{Q\text{-e}}=\dot{G}_{H\text{-e}}=\dot{Q}_0T_1, \tag{25}$$

其中 $\dot{G}_{H\text{-e}}$ 为环境的焓㶲增量速率. 因此, 结合式(19)有

$$\begin{aligned}\dot{G}_{\mathrm{loss}}&=\frac{1}{2}c_p\dot{m}\left(T_3^2-T_2^2\right)-\dot{Q}_0T_1\\&=\frac{1}{2}c_p\dot{m}\left[\left(T_2+\frac{\dot{Q}}{c_p\dot{m}}\right)^2-T_2^2\right]\\&=\frac{\dot{Q}^2}{2c_p\dot{m}}+\dot{Q}T_2\left(1-\frac{T_1^2}{T_2^2}\right).\end{aligned} \tag{26}$$

根据式(20), 净输出功率将随着 $\dot{Q}$ 和 T_2 的增加或者 T_1 的减小而增加. 与此同时, 根据式(26)可见, 系统的㶲损失速率也会随着 $\dot{Q}$ 和 T_2 的增加或者 T_1 的减小而增加. 因此, 㶲损失速率可以描述空气标准循环对外输出功率的变化情况.

如果采用熵的概念对该循环进行分析, 则乏汽排入环境后产生的熵产速率也应予以考虑[43]. 这样, 系统的熵产速率可以表达为

$$\dot{S}_{\mathrm{g}}=c_p\dot{m}\ln\frac{T_3}{T_2}+c_p\dot{m}\ln\frac{T_1}{T_4}+\frac{\dot{Q}_0}{T_1}, \tag{27}$$

其中, 右边第一项为工质吸收热量时的熵增速率, 第二项是工质对环境放热时的熵减少速率, 第三项为环境的熵增速率. 考虑式(18), (19)有

$$\dot{S}_{\mathrm{g}}=c_p\dot{m}\ln\frac{T_1T_3}{T_2T_4}+\frac{\dot{Q}_0}{T_1}=\frac{\dot{Q}}{T_2}. \tag{28}$$

可见, 系统的熵产速率将随着 T_2 的减小而增大. 然而, 随着 $\dot{Q}$ 的增加, 系统熵产速率也增大. 进一步可见, 当 $\dot{Q}$ 和 T_2 给定时, 熵产速率将不随 T_1 的变化而变化. 结合净输出功率随 $\dot{Q}$, T_2 以及 T_1 的变化趋势可见, 熵产速率不能描述空气标准循环对外输出功率的变化情况, 也就是熵产速率与对外输出功率不是单调的对应关系.

如图 3 所示, 我们可分析另外一种工况, 即空气标准循环的工质并非从燃料的燃烧反应中吸收热量, 而是通过一个逆流换热器吸收高温流体中的热量. 高温流体的热容量流率、进出口温度分别用 C_{H}、$T_{\mathrm{H\text{-}in}}$ 和 $T_{\mathrm{H\text{-}out}}$ 表示. 这样, 工质获得的热量可表达为[44]

$$\begin{aligned}\dot{Q}&=C_{\mathrm{H\text{-}min}}\left(T_{\mathrm{H\text{-}in}}-T_2\right)\varepsilon_{\mathrm{H}}\\&=C_{\mathrm{H\text{-}min}}\left(T_{\mathrm{H\text{-}in}}-T_2\right)\frac{1-\exp\left[-NTU\left(1-C^{\mathrm{H}^*}\right)\right]}{1-C^{\mathrm{H}^*}\exp\left[-NTU\left(1-C^{\mathrm{H}^*}\right)\right]},\end{aligned} \tag{29}$$

其中, NTU 为换热器的传热单元数, $C_{\mathrm{H\text{-}min}}$ 为 C_{H} 和 $c_p\dot{m}$ (工质定压比热 c_p 与其质量流率 $\dot{m}$ 的乘积)中较小者, ε_{H} 为换热器效能, C^{H^*}的表达式为

$$C^{\mathrm{H}^*}=\min(C_{\mathrm{H}},c_p\dot{m})\big/\max(C_{\mathrm{H}},c_p\dot{m}). \tag{30}$$

结合式(29), 系统的净输出功率可用式(20)表达.

如下, 从㶲的角度对该循环进行分析. 考虑到高温流体的乏汽和工质乏汽最终都将排放到环境中, 因此, 高温流体的乏汽和工质乏汽的冷却过程中的㶲耗散都应予以考虑. 结合式(15)可知, 部分来自高温流体的热量㶲将在高温流体与工质之间的传热过程以及高温流体乏汽和工质乏汽的冷却过程中耗散掉, 部分将被用于做功, 其余的则将输入到环境中. 因此有

$$\dot{G}_{\mathrm{f\text{-}h}}=\dot{G}_{\mathrm{dis}}+\dot{G}_{W\text{-net}}+\dot{G}_{Q\text{-e}}, \tag{31}$$

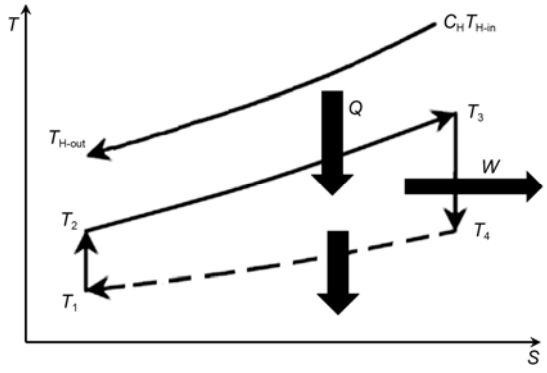


图 3 工质从高温流体吸热的空气标准循环示意图

其中，$\dot{G}_{\text{f-h}}$ 为来自高温流体的热量㶲流率，其表达式为

$$\dot{G}_{\text{f-h}}=\frac{1}{2}C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}^{2}-T_{\text{l}}^{2}\right). \tag{32}$$

$\dot{G}_{Q\text{-e}}$ 可表达为

$$\dot{G}_{Q\text{-e}}=\dot{Q}_{\text{e}}T_{\text{l}}=\left(\dot{Q}_{\text{all}}-\dot{W}_{\text{net}}\right)T_{\text{l}}=\left[C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}-T_{\text{l}}\right)-\dot{W}_{\text{net}}\right]T_{\text{l}}, \tag{33}$$

其中，$\dot{Q}_{\text{e}}$ 为输入环境的总热量流率，包括高温流体乏汽和工质乏汽输入环境的热量，$\dot{Q}_{\text{all}}$ 为来自高温流体的总热量流率. 考虑式(31)可知，在图 3 中，系统的㶲损失速率包括两部分，一部分热量㶲流率损失在传热过程中，另一部分则损失在做功过程中. 因此有

$$\begin{aligned}\dot{G}_{\text{loss}}&=\dot{G}_{\text{dis}}+\dot{G}_{W\text{-net}}\\&=\dot{G}_{\text{f-h}}-\dot{G}_{Q\text{-e}}\\&=\frac{1}{2}C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}^{2}-T_{\text{l}}^{2}\right)-\left[C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}-T_{\text{l}}\right)-\dot{W}_{\text{net}}\right]T_{\text{l}}\\&=\frac{1}{2}C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}-T_{\text{l}}\right)^{2}+\dot{W}_{\text{net}}T_{\text{l}}.\end{aligned} \tag{34}$$

当 C_{H}，T_{H} 和 T_{l} 给定时，系统的㶲损失速率随着输出功率的增加而线性增加. 因此，最大的㶲损失速率对应于最大的净输出功率.

如果采用熵的概念来分析该循环，考虑乏汽排放到环境中产生的熵产速率，有

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\text{g}}&=C_{\text{H}}\ln\frac{T_{\text{l}}}{T_{\text{H-in}}}+\frac{\dot{Q}_{\text{all}}-\dot{W}_{\text{net}}}{T_{\text{l}}}\\&=C_{\text{H}}\ln\frac{T_{\text{l}}}{T_{\text{H-in}}}+\frac{C_{\text{H}}\left(T_{\text{H-in}}-T_{\text{l}}\right)-\dot{W}_{\text{net}}}{T_{\text{l}}},\end{aligned} \tag{35}$$

其中，右边第一项为高温流体的熵减少速率，第二项为环境的熵增加速率. 可见，系统的熵产率随着对外输出功率的增加而线性地减小. 因此，最小熵产率对应于最大的净输出功率.

以下，我们可以分析一个数值算例. 假定 C_{H} = 2 W/K, c_p = 1000 J/(kg K), $\dot{m}$ = 0.001 kg/s, NTU = 2, T_{in} = 420 K, T_{l} = 300 K. 在这样的情况下，需要对工质的工作温度 T_2 进行优化设计，以增大对外净输出功率.

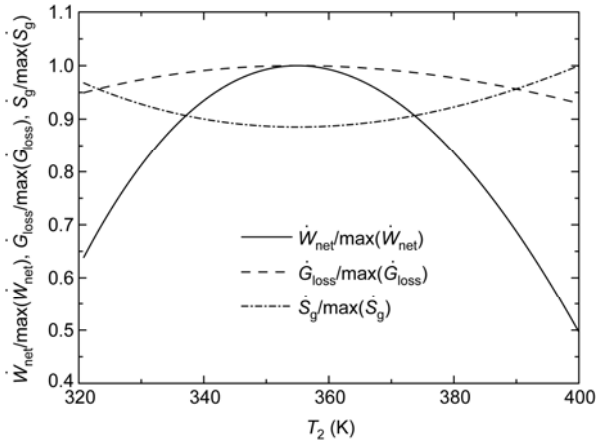


图 4　净输出功率、㶲损失速率和熵产率随温度 T_2 的变化

基于以上参数，系统的净输出功率、㶲损失速率和熵产速率随温度 T_2 的变化情况可由式(20), (34)以及(35)进行计算，结果如图 4 所示. 从图中可见，净输出功率和㶲损失速率在 T_2 为 355.2 K 时同时取得最大值. 与此同时，系统的熵产速率取得最小值. 显然，计算结果验证了上述理论分析的结果.

4　结论

本文定义了焓㶲，并基于该定义建立了开口系统稳态热力学过程的㶲平衡方程. 㶲平衡方程显示，工质吸收的热量㶲中的一部分将用以增加系统的焓㶲，其余的将用于对外输出净功. 稳态热力学过程的㶲是平衡的.

应用㶲平衡方程，本文对空气标准循环进行了优化分析和讨论. 研究表明，当工质吸收的热量来自燃料的燃烧反应的生成热时，系统的㶲损失率(㶲耗散率+做功引起的㶲变化率)可以用以描述对外输出净功率的变化，而熵产率则不能；㶲损失率越大，对外输出功率越大. 当工质吸收的热量来自高温流体时，系统的最大㶲损失率和最小熵产率同时对应于系统最大输出净功率. 综合而言，㶲损失这一概念可以描述空气标准循环的性能.

参考文献

1　Qian X D, Li Z X. Analysis of entransy dissipation in heat exchangers. Int J Therm Sci, 2011, 50: 608–614

2　Chen Q, Wu J, Wang M R, et al. A comparison of optimization theories for energy conservation in heat exchanger groups. Chin Sci Bull, 2010, 56: 449–454

3　Moran M J. Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use. New Jersey: Prentice-Hall Inc, 1982

4 Bejan A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. Int J Heat Mass Transfer, 1997, 40: 779–816
5 Bejan A. A study of entropy generation in fundamental convective heat transfer. ASME J Heat Transfer, 1979, 101: 718–725
6 Bejan A. Second-law analysis in heat transfer and thermal design. Adv Heat Transfer, 1982, 15: 1–58
7 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy–A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50: 2545–2556
8 Wu W J, Chen L G, Sun F R. Heat-conduction optimization based on constructal theory. Appl Energ, 2007, 84: 39–47
9 Tondeur D, Luo L G. Design and scaling laws of ramified fluid distributors by the constructal approach. Chem Eng Sci, 2004, 59: 1799–1813
10 Pence D V. Reduced pumping power and wall temperature in microchannel heat sinks with fractal-like branching channel networks. Microsc Therm Eng, 2002, 6: 319–331
11 Poulikakos D, Bejan A. Fin geometry for minimum entropy generation in forced convection. ASME J Heat Transfer, 1982, 104: 616–623
12 Erek A, Dincer I. An approach to entropy analysis of a latent heat storage module. Int J Therm Sci, 2008, 47: 1077–1085
13 Ghodoossi L. Entropy generation rate in uniform heat generating area cooled by conducting paths: Criterion for rating the performance of constructal designs. Energ Convers Manage, 2004, 45: 2951–2969
14 Ghodoossi L. Conceptual study on constructal theory. Energ Convers Manage, 2004, 45: 1379–1395
15 Ghodoossi L. Thermal and hydrodynamic analysis of a fractal microchannel network. Energ Convers Manage, 2005, 46: 771–788
16 Escher W, Michel B, Poulikakos D. Efficiency of optimized bifurcating tree-like and parallel microchannel networks in the cooling of electronics. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 1421–1430
17 Shah R K, Skiepko T. Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness-Number of traansfer unit behavior for complex flow arrangements. J Heat Transfer, 2004, 126: 994–1002
18 Cheng X T, Liang X G, Guo Z Y. Entransy decrease principle of heat transfer in an isolated system. Chin Sci Bull, 2011, 56: 847–854
19 Cheng X T, Liang X G, Xu X H. Microscopic expression of entransy. Acta Phys Sin, 2011, 60: 060512
20 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entransy 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
21 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Principles of potential entransy in generalized flow. Acta Phys Sin, 2011, 60: 118103
22 Cheng X T, Dong Y, Liang X G. Potential entransy and potential entransy decrease principle. Acta Phys Sin, 2011, 60: 114402
23 Xu M T. The thermodynamic basis of entransy and entransy dissipation. Energy, 2011, 36: 4272–4277
24 Chen L G, Wei S H, Sun F R. Constructal entransy dissipation minimization for 'volume-point' heat conduction. J Phys D: Appl Phys, 2008, 41: 195506
25 Chen Q, Zhu H Y, Pan N, et al. An alternative criterion in heat transfer optimization. P Roy Soc A Math Phy, 2011, 467: 1012–1028
26 肖庆华, 陈林根, 孙丰瑞. 基于㶲耗散率最小的"盘点"导热构形优化. 科学通报, 2010, 55: 2427–2437
27 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Homogenization of temperature field and temperature gradient field. Sci China Ser E-Tech Sci, 2009, 52: 2937–2942
28 Chen Q, Wang M, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. Energy, 2009, 34: 1199–1206
29 Cheng X T, Liang X G. Entransy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. Int J Heat Mass Transfer, 2011, 54: 269–278
30 Cheng X T, Xu X H, Liang X G. Radiative entransy flux in enclosures with non-isothermal or non-grey, opaque, diffuse surfaces and its application. Sci China: Tech Sci, 2011, 54: 2446–2456
31 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 换热器㶲散最小优化. 科学通报, 2009, 54: 2240–2246
32 Guo Z Y, Liu X B, Tao W Q, et al. Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis. Int J Heat Mass Transfer, 2010, 53: 2877–2884
33 郭江峰, 许明田, 程林. 换热器内随温度变化的黏度对两流体(㶲)的影响. 科学通报, 2011, 56: 1934–1939
34 李雪芳, 郭江峰, 许明田, 等. 换热器优化设计的最小㶲耗散方法. 科学通报, 2011, 56: 869–873
35 Ust Y, Sahin B, Safa A. The effects of cycle temperature and cycle pressure ratios on the performance of an irreversible otto cycle. Acta Phys Polonica A, 2011, 120: 412–416
36 Mistry K H, Lienhard J H, Zubair S M. Effect of entropy generation on the performance of humidification-dehumidification desalination cycles. Int J Therm Sci, 2010, 49: 1837–1847
37 Maheshwar G, Chaudhary S, Somani S K. Performance analysis of endoreversible combined Carnot cycles based on new maximum efficient power (MEP) approach. Int J Low Carbon Tech, 2010, 5: 1–6
38 Adavbiele A S. Optimization of thermofluid systems with second law. Int J Eng Research Africa, 2010, 1: 67–80

39 Myat A, Thu K, Kim Y D. A second law analysis and entropy generation minimization of an absorption chiller. Appl Therm Eng, 2011, 31: 2405–2413
40 赵凯华, 罗蔚茵. 热学. 北京: 高等教育出版社, 2002
41 吴晶. 热学中的势能(熵)及其应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2009. 72–106
42 陈则韶. 高等工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 2008
43 Bejan A. Entropy Generation Minimization. Florida: CRC Press, 1996
44 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1998

·动 态·

Bi_2O_3氧化物添加对 YBCO 超导块材性能的影响取得新进展

利用顶部籽晶熔渗工艺(TSIG)制备的 YBCO 超导块材, 由于其性能优于传统的熔融织构工艺(TSMTG)而被广泛关注, 但是这种工艺制备出的超导块材中尚存在着一些不足, 从而制约着超导块材性能的进一步提高. 其中最主要的原因就是超导块材中 Y211 粒子的颗粒基本上达到了最小粒径, 即 1 μm 左右, 因此, 要进一步提高临界电流密度J_c就必须在YBCO超导块材中引入有效的磁通钉扎中心. 实践证明, 在有效地改善材料内部组分以及结构方面所采取的方法中, 纳米粒子的掺杂是引入有效磁通钉扎中心的最实用的方法之一, 其中把具有双钙钛矿结构的$Y_2Ba_4CuMO_x$(M=Nb, Zr, W, Ag, Mo, Bi 等)纳米粒子作为第二相粒子引入 YBCO 超导体中, 可以有效地提高 YBCO 超导体的磁悬浮力和临界电流密度 J_c. 但是由于制备$Y_2Ba_4CuMO_x$ 纳米粉体比较耗时并且成本较高. 因此为了节约成本, 陕西师范大学物理与信息技术学院王妙、杨万民等人研究发现, 在采用顶部籽晶熔渗工艺(TSIG)制备 YBCO 超导块材时, 利用氧化物 Bi_2O_3 粉体掺杂可以在 YBCO 基体中成功地引入第二相纳米粒子 $Y_2Ba_4CuBiO_y$, 并由此来提供磁通钉扎中心, 提高了 YBCO 超导块材的磁悬浮力.

由杨万民教授担任通讯作者撰写的“Bi_2O_3 氧化物掺杂对单畴 YBCO 超导块材磁悬浮力的影响”一文中解释到, 添加 Bi_2O_3 氧化物可以在 YBCO 超导块材熔融状态时反应生成第二相纳米粒子 $Y_2Ba_4CuBiO_y$, 该文发表在《中国科学: 物理学 力学 天文学》2012 年第 42 卷第 4 期上.

这一研究的创新之处在于通过添加氧化物 Bi_2O_3 粉体使其在超导基体内部反应生成第二相纳米粒子 $Y_2Ba_4CuBiO_y$, 从而更好地起到磁通钉扎的作用, 并在适量的 Bi_2O_3 粉体的添加下, 使 YBCO 超导块材的磁悬浮力得到大幅度的提高.

该研究得到了教育部科学技术研究重大项目(311033)、国家自然科学基金(50872079, 51167016)、国家高技术研究发展计划(2007AA03Z241)和中央高校基本科研业务费专项资金(GK200901017)的资助.

(本刊讯)