

热漏对换热器熵耗散最小化的影响*

夏少军 陈林根† 戈延林 孙丰瑞

(海军工程大学热科学与动力工程研究室, 武汉 430033)

(海军工程大学舰船动力工程军队重点实验室, 武汉 430033)

(海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033)

(2013年4月14日收到; 2013年9月20日收到修改稿)

建立了存在热漏的换热器的传热过程模型. 假定热流体与冷流体间的传热以及冷流体与外界环境间的热漏均服从牛顿传热定律, 在冷流体净传热量一定的条件下, 应用最优控制理论导出了换热过程熵耗散最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型, 并将最优路径分别与热流体温度一定和热流率一定的传统传热策略进行了比较. 研究结果对于实际换热器的优化设计和最优运行具有一定的理论指导意义.

关键词: 换热器, 热漏, 熵耗散, 有限时间热力学

PACS: 05.70.Ce, 45.10.Db, 47.27.nf

DOI: 10.7498/aps.63.020505

1 引言

在有限时间热力学^[1-14]中存在最优性能和最优构型两类基本问题. 最优性能问题是指确定给定热力系统的目标函数极值及目标函数间的相互关系, 最优构型问题是研究如何通过控制热力系统的运行规律从而获得最佳的性能泛函. Bejan^[15,16]首先提出用熵产生最小化的方法对换热器流道长度进行优化. 文献^[17, 18]研究了牛顿传热定律 $[q \propto \Delta(T)]$ 下换热器熵产生最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型. 在文献^[18]的基础上, Badescu^[19]选择热流体温度为参考环境温度, 研究了换热器熵损失最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型. 实际的传热过程并不总是服从牛顿传热规律, 还可能服从其他类型的传热规律. 一些学者进一步研究了线性唯象传热规律 $[q \propto \Delta(T^{-1})]$ ^[20-23]、广义辐射传热规律 $[q \propto \Delta(T^n)]$ ^[24,25]、复杂传热规律 $[q \propto (\Delta(T^n))^m]$ ^[26,27]下换热器熵产生最小^[20-24,27]和熵损失最小^[25,26]时热流体温度和冷

流体温度的最优构型. 换热器熵产生表征的是热功转换过程的不可逆性, 然而有时换热器熵产生最小与其效能最大并不完全对应. Bejan^[28]对平衡流逆流式换热器的分析表明, 在有效度 $\varepsilon \in (0, 0.5)$ 时, 换热器的有效度随着熵产生数 N_S 的增加而增加, 此现象称为“熵产悖论”. 针对“熵产悖论”的产生, 文献^[29, 30]均提出了不同的修正方法和改进熵产生数的方法. Shah和Skiepko^[31]研究发现, 当换热器的熵产生数达到极值时, 不同流动布置方式下的换热器有效度既有可能是极大值或极小值, 也有可能是某一中间值. Guo等^[32-34]提出并论证了换热器中的温差场均匀性准则.

2006年, 过增元等^[35,36]基于热电比拟, 从传热学角度定义了一个与电容器的电势能唯象对应的、描述物体热量传递能力的物理量——焓(2003年曾被称为热量传递势容^[37]), 并进一步提出了传热过程的焓耗散极值原理和最小热阻原理. 焓和焓耗散极值原理自提出以来就引起了国内外学者的广泛关注^[38-41]. 一些学者从不同角度阐述了焓的物理机理^[36,38,39,42-47], 并将其用于热传导^[48-51]、热对流^[51-59]、热辐射^[60-64]、液固相变^[65]和传

* 国家自然科学基金(批准号: 51176203, 10905093)和海军工程大学博士生创新基金(批准号: HGBSJJ-2011002)资助的课题.

† 通讯作者. E-mail: lingenchen@hotmail.com

质^[66-72]等过程的优化和强化,以及换热器参数的优化设计^[73-87]和热力循环的优化^[88-94].宋伟明等^[73]应用焓耗散极值原理从理论上证明了温差场均匀性原则的正确性.Liu等^[74]研究发现,对于参与热功转换的换热器,换热器参数的优化取熵产生极值较好,而对于以加热和冷却为目的的换热器,换热器参数的优化取焓耗散极值更合适.文献^[75,76]通过基于焓耗散定义的换热器当量热阻建立了传热不可逆性与有效度的联系,并提出了换热器性能分析的有效度-热阻法,研究表明采用有效度-热阻法可避免熵产分析导致的“熵产悖论”^[28].Guo等^[79-81]基于焓耗散定义了换热器的焓耗散数^[79],导出了换热器设计的“焓耗散均匀性原则”^[80],并将其与“热流密度均匀分布”和“温差均匀分布”等原则进行了比较^[81].Xia等^[77,78]研究了牛顿传热定律下换热过程的焓耗散最小化^[77],并进一步研究了传热规律的影响^[78].Cheng等^[82-84]比较了焓耗散、熵产、基于焓耗散的当量热阻等物理量在换热器性能分析和优化中的适用性.Xu和Chen^[87]建立了换热器网络所有的设计参数与已知参数间的理论关系式——焓耗散平衡方程,并以此关系式为约束求解了空间舱中换热器网络的最小总质量.针对不涉及热功转化的异丙醇-丙酮-氢气(IAH)型化学泵,Guo和Huai^[85,86]基于焓理论,分别以焓耗散数^[86]和焓传递效率^[85]为目标,应用遗传算法研究了IAH型化学泵的性能优化问题.

然而,在现有的与换热器优化相关的研究文献中,关于热漏对换热器最优性能或最优构型影响的研究尚未见报道.本文以热流体在内侧流动、冷流体在外侧流动的两股流换热器为例,建立冷流体与外界环境间存在热漏的传热过程模型.在冷流体净换热量一定的条件下,应用最优控制理论导出了换热器传热过程焓耗散最小时的热流体温度和冷流体温度的最优构型.

2 物理模型

图1所示为顺流式和逆流式的两股流换热器模型在此模型中.热流体与冷流体在垂直于流动方向上已充分混合,热流体和冷流体的截面平均温度分别记为 $T_1(l)$ 和 $T_2(l)$;热流体比定压热容为 c_{p1} ,质量流率为 \dot{m}_1 ,热容率(也称水当量)为 $C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$,入口温度和出口温度分别为 $T_{1,inl}$ 和 $T_{1,out}$;冷流体比定压热容为 c_{p2} ,质量流率为 \dot{m}_2 ,

热容率为 $C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}$,入口温度和出口温度分别为 $T_{2,inl}$ 和 $T_{2,out}$.流体流动为一维定常、常物性并忽略流体内部轴向导热,仅考虑温差传热造成的焓耗散,忽略流体流动压降损失的影响.优化问题为在换热过程净传热量一定的条件下求解换热过程的焓耗散最小时的热流体温度和冷流体温度最佳分布规律.

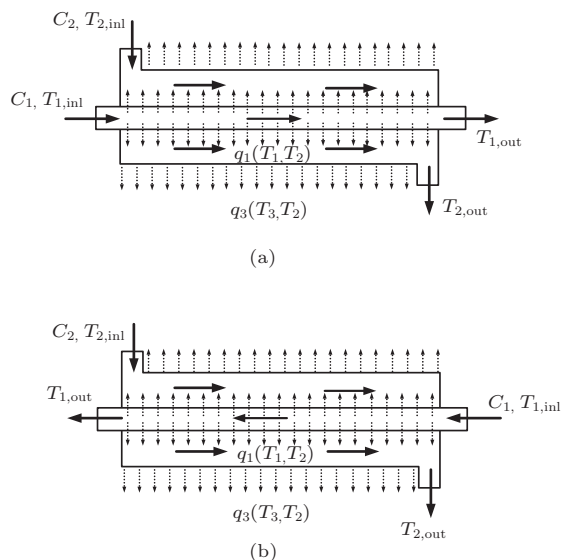


图1 不同流动存在热漏的两股流换热器 (a) 顺流式; (b) 逆流式

对于图1所示以位置 l 为变量的换热器,当换热器内传热过程达到稳态时,温度分布 $T_1(l)$, $T_2(l)$ 仅与位置 l 有关,与时间 t 无关.假定热流体温度是完全可控的情况,此时换热器以加热冷流体为目的,因此其净传热率应为冷流体实际得到的热流率,即 $\dot{Q} = C_2(T_{2,out} - T_{2,inl})$, \dot{Q} 为恒定值等价于冷流体的热容率 C_2 、入口温度 $T_{2,inl}$ 和出口温度 $T_{2,out}$ 的值均给定.换热过程的总焓耗散率取决于热流体的热容率 C_1 、热流体温度分布 $T_1(l)$ 、流动布置方式(顺流或逆流)等因素,而且一旦给定这些因素,冷流体的温度分布 $T_2(l)$ 和换热过程的总焓耗散率会相应被确定.

采用与文献^[18, 19, 24-27, 77, 78]相同的自变量处理方式,即以时间变量 t 代替位置变量 l ,以换热过程总时间 τ 代替换热器管长 L ,那么对于图1所示的一维换热器模型的优化问题可进一步拓广为图2所示的非稳态集总参数模型的焓耗散最小优化问题.虽然上述两种模型不同,但两种不同模型下得到的最优解是完全等价的,这是因为在数学上,采用符号 t 替换符号 l ,符号 τ 替换符号 L ,这只是简单的符号代换,对于待求的最优控制问题

本身及相应的最优解均无影响. 因此, 本文得到的优化结果既适用于一维稳态换热器, 也适用于零维非稳态换热过程, 既可选用位置 l 为变量针对一维稳态换热器进行优化, 也可选用时间 t 为变量针对零维非稳态换热过程进行优化. 本文的模型是在文献 [18, 19, 24—27, 77, 78] 所研究模型的基础上进一步考虑热漏的影响, 为了保持研究工作的连续性以及便于与前人研究结果进行分析比较, 本文采用与文献 [18, 19, 24—27, 77, 78] 中相同的变量处理方式, 选用时间 t 为变量针对零维非稳态换热过程进行优化, 其物理意义在于避免了顺流、逆流、凝结流等不同流动方式对于数学模型的影响.

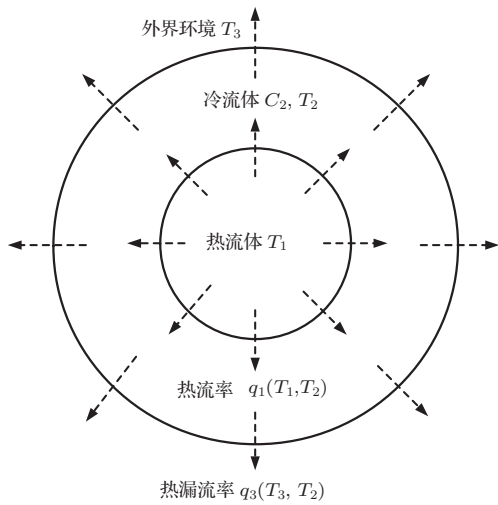


图2 存在热漏的传热过程模型

热流体与冷流体间的热流率为 $q_1(T_1, T_2)$, 外界环境温度恒为 T_3 , 冷流体与外界环境间存在的热漏流率为 $q_3(T_3, T_2)$. 假定热流率 $q_1(T_1, T_2)$ 和热漏流率 $q_3(T_3, T_2)$ 均服从牛顿传热规律 [$q \propto \Delta(T)$], 即

$$\begin{aligned} q_1(T_1, T_2) &= k_1(T_1 - T_2), \\ q_3(T_3, T_2) &= k_3(T_3 - T_2), \end{aligned} \quad (1)$$

式中 k_1 和 k_3 分别为相应侧传热过程的传热系数. 由热力学第一定律可知

$$C_2 \frac{dT_2}{dt} = k_1(T_1 - T_2) + k_3(T_3 - T_2). \quad (2)$$

若换热过程冷流体的净传热量 Q_2 一定, 则有

$$\begin{aligned} &\int_{T_2(0)}^{T_2(\tau)} C_2 dT_2 \\ &= \int_0^\tau [q_1(T_1, T_2) + q_3(T_3, T_2)] dt = Q_2, \end{aligned} \quad (3)$$

式中 $T_2(0)$ 和 $T_2(\tau)$ 分别为冷流体换热过程的初态温度和末态温度. 由此可知, 对于以时间 t 为变量

的零维非稳态换热过程, 过程净传热量 Q_2 为定值等价于冷流体初态温度 $T_2(0)$ 和末态温度 $T_2(\tau)$ 一定. 相应地, 对于以位置 l 为变量的一维稳态换热过程, 过程净传热量 Q_2 为定值等价于冷流体进口温度 $T_{2,inl}$ 和出口温度 $T_{2,out}$ 一定. 类似地, 在文中以时间 t 为变量的物理描述均可做以位置 l 为变量的等效物理描述, 下面对比将不再赘述.

文献 [35, 36, 42] 定义了描述物体所具有的热量传递能力的物理量——焓 E ,

$$E = Q_v T / 2, \quad (4)$$

式中 $Q_v = M c_v T$ 为物体的定容热量, 其中 M 为物体质量, c_v 为比定容热容; T 是物体温度. 换热过程的焓耗散来源于以下两部分: 一是热流体与冷流体间的有限温差传热; 二是冷流体与外界环境间的热漏. 由此得到换热过程的总焓耗散为

$$\begin{aligned} \Delta E &= \int_0^\tau [q_1(T_1, T_2)(T_1 - T_2) \\ &+ q_3(T_3, T_2)(T_3 - T_2)] dt. \end{aligned} \quad (5)$$

3 优化过程

现在的问题是在过程净传热量 Q_2 一定的条件下求换热过程焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型, 即在 (2) 式的约束下求 (5) 式中 ΔE 最小化所对应的 $T_1(t)$ 和 $T_2(t)$ 的最优路径. 建立变更的拉格朗日函数如下:

$$\begin{aligned} L &= [q_1(T_1, T_2)(T_1 - T_2) + q_3(T_3, T_2)(T_2 - T_3)] \\ &+ \lambda \left[C_2 \frac{dT_2}{dt} - q_1(T_1, T_2) - q_3(T_3, T_2) \right], \end{aligned} \quad (6)$$

式中 λ 为与时间相关的拉格朗日乘子. 换热过程最优路径的欧拉-拉格朗日方程组为

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial T_1} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{T}_1} &= 0, \\ \frac{\partial L}{\partial T_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{T}_2} &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

式中 $\dot{T}_i = dT_i/dt$ ($i = 1, 2$). 将 (6) 式代入 (7) 式经推导得

$$(k_1 + k_3)(T_1 - T_2)^2 - k_3(T_1 - T_3)^2 = \text{const}. \quad (8)$$

(8) 式为牛顿传热定律下存在热漏时换热器焓耗散最小化所对应的最优条件.

令 $x = T_1 - T_3$ 和 $y = T_2 - T_3$, 做变量代换后 (2) 式和 (8) 式分别变为

$$C_2 \frac{dy}{dt} = k_1(x - y) - k_3 y, \quad (9)$$

$$(k_1 + k_3)(x - y)^2 - k_3x^2 = \text{const.} \quad (10)$$

将(10)式对时间 t 求导可得

$$[k_1(x - y) - k_3y] \frac{dx}{dt} = (k_1 + k_3)(x - y) \frac{dy}{dt}. \quad (11)$$

将(9)式代入(11)式可得

$$C_2 \frac{dx}{dt} = (k_1 + k_3)(x - y). \quad (12)$$

将(12)式两边对时间 t 求导可得

$$C_2^2 \frac{d^2y}{dt^2} = k_1C_2 \frac{dx}{dt} - (k_1 + k_3)C_2 \frac{dy}{dt}. \quad (13)$$

将(9)式和(12)式代入(13)式可得

$$C_2^2 \frac{d^2y}{dt^2} = k_3(k_1 + k_3)y. \quad (14)$$

令 $\beta_1 = C_2/k_1$, $\beta_2 = k_3/k_1$, $\beta_3 = \sqrt{\beta_2(1 + \beta_2)}/\beta_1$, 由(14)式可解得

$$y(t) = a_1 \exp(\beta_3 t) + a_2 \exp(-\beta_3 t), \quad (15)$$

式中 a_1 和 a_2 为待定常数. 由 $y(0) = T_{20} - T_3$ 和 $y(\tau) = T_{2\tau} - T_3$ 可解得

$$y(t) = \frac{y(\tau) \sinh(\beta_3 t) + y(0) \sinh[\beta_3(\tau - t)]}{\sinh(\beta_3 \tau)}. \quad (16)$$

将(16)式代入(9)式可解得

$$\begin{aligned} x(t) = & \beta_1 \beta_3 \{y(\tau) \cosh(\beta_3 t) - y(0) \cosh[\beta_3(\tau - t)]\} \\ & + (1 + \beta_2) \{y(\tau) \sinh(\beta_3 t) \\ & + y(0) \sinh[\beta_3(\tau - t)]\} / \sinh(\beta_3 \tau). \end{aligned} \quad (17)$$

将(16)式和(17)式代入(5)式可得到换热过程的最小焓耗散 ΔE_{\min} .

当无热漏(即 $q_3 = 0$)时, (8)式可变为

$$T_1 - T_2 = \text{const.} \quad (18)$$

由(2)式和(18)式可知, 牛顿传热定律下无热漏换热过程焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度均随时间呈线性规律变化且两者之差为常数, 与温差场均匀性原理^[32-34]相一致, 此即为文献[73, 77, 78, 80, 81]的研究结果. 对于无热漏换热过程模型, 热流体温度和冷流体温度之差为常数, 其实现方式多样且较为简单. 例如, 布置流体流动方式为逆流, 调整热流体的流量满足 $C_1 = C_2$, 热流体进口温度 $T_{1,\text{inl}}$ 的值取决于换热器净传热率的大小, 具体分析可见文献[73, 77, 78, 80, 81]. 对于有热漏换热过程模型, 由(16)式和(17)式可知, 热流体温度和冷流体温度均为时间 t (或位置 l) 的复杂函

数, 需通过布置一系列随时间 t (或位置 l) 非线性变化的热源来实现. 例如, 通过多股温度不同的热流体与冷流体进行叉流换热, 各股热流体热容率的大小根据温度需求进行调节, 此时热流体热容率将不再保持为常数, 而是位置 l 的函数.

4 其他传热策略

根据文献[18, 19, 24-27, 77, 78, 81], 为了与焓耗散最小的最优策略相比较, 这里考虑了热流体温度一定和热流率一定的两种传统传热策略. 对于热流体温度一定的传热策略, 可认为传热过程中热流体发生了相变或其流量相对于冷流体流量趋于无限大(即 $C_1 \rightarrow \infty$); 对于热流率一定的传热策略, 可认为传热过程中冷流体加热采用壁面缠绕电阻丝的电加热方式或通过调节热流体流量使冷流体的热容率与热流体的热容率相等(即 $C_1 = C_2$).

对于热流体温度一定的传热策略, 此时有 $T_1 = \text{const.}$ 由(2)式得到热流体温度 T_1 和冷流体温度 $T_2(t)$ 必须满足如下方程

$$\begin{aligned} & \frac{k_1[T_1 - T_2(0)] + k_3[T_3 - T_2(0)]}{k_1[T_1 - T_2(\tau)] + k_3[T_3 - T_2(\tau)]} \\ & = \exp\left[\frac{(k_1 + k_3)\tau}{C_2}\right], \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \frac{k_1[T_1 - T_2(0)] + k_3[T_3 - T_2(0)]}{k_1[T_1 - T_2(t)] + k_3[T_3 - T_2(t)]} \\ & = \exp\left[\frac{(k_1 + k_3)t}{C_2}\right]. \end{aligned} \quad (20)$$

由(19)式和(20)式可解得温度 T_1 和 $T_2(t)$, 将其代入(5)式可得到热流体温度一定的传热策略下换热过程的焓耗散 $\Delta E_{T_1=\text{const.}}$.

对于热流率一定的传热策略, 此时有 $q_1 = \text{const.}$ 由(2)式得到热流率 q_1 和冷流体温度 $T_2(t)$ 必须满足如下方程:

$$\frac{q_1 + k_3[T_3 - T_2(0)]}{q_1 + k_3[T_3 - T_2(\tau)]} = \exp\left(\frac{k_3\tau}{C_2}\right), \quad (21)$$

$$\frac{q_1 + k_3[T_3 - T_2(0)]}{q_1 + k_3[T_3 - T_2(t)]} = \exp\left(\frac{k_3t}{C_2}\right). \quad (22)$$

由(21)式和(22)式可解得热流率 q_1 和温度 $T_2(t)$, 由(1)式进一步可解得温度 $T_1(t)$, 将 $T_1(t)$ 和 $T_2(t)$ 代入(5)式可得到热流率一定的传热策略下换热过程的焓耗散 $\Delta E_{q_1=\text{const.}}$.

5 数值计算与讨论

根据文献[18, 19, 24—27, 77, 78]选取计算参数. 取 $C_2/k_1 = 1000$ s, 冷流体的初态温度 $T_2(0) = 300$ K, 考虑两类温差 $\Delta T_2 = 100$ K 和 $\Delta T_2 = 600$ K. 当 $\Delta T_2 = 100$ K 时, 冷流体终态温度 $T_2(\tau) = 400$ K; 当 $\Delta T_2 = 600$ K 时, 终态温度 $T_2(\tau) = 900$ K. 为了分析热漏的影响, 分别取 $k_3/k_1 = 0.1$ 和 $k_3/k_1 = 0.5$.

图3—6分别为热漏 k_3/k_1 和传热温差 ΔT_2 取不同值时换热器热流体温度和冷流体温度随时间 t 的变化. 这里 $T_1 = \text{const}$, $q_1 = \text{const}$ 和 $\Delta E = \text{min}$ 分别代表热流体温度一定、热流率一定和焓耗散最小的传热策略. 由(18)式和文献[73, 77, 78, 80, 81]可知, 牛顿传热定律下无热漏时换热器传热过程的焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度之差为常数, 亦即与热流率一定的传热策略相一致. 由图3—6可见: 对于存在热漏的换热器, 焓耗散最小时流体温度随时间的变化规律与热流率一定和热流体温度一定的两种传热策略下流体温度随时间的变化规律间存在显著不同, 可见热漏影响传热过程焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型. 在换热过程中, 热流体温度一定的传热策略下冷流体温度最高, 热流率一定的传热策略下冷流体温度次之, 焓耗散最小的传热策略下冷流体温度最低. 在换热过程初态, 热流率一定的传热策略下热流体温度要高于焓耗散最小的传热策略下热流体温度, 而在换热过程末态, 前者要低于后者; 随着热漏和传热温差的增加, 热流体温度一定的传热策略下热流体温度升高, 各种传热策略下流体温度随时间的变化之间的差别增大.

图7所示为 $k_3/k_1 = 0.5$ 时各种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\text{min}}$ 随末态温度 $T_{2\tau} = T_2(\tau)$ 的变化. 图8所示为 $\Delta T_2 = 100$ K 时各种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\text{min}}$ 随参数 k_3/k_1 的变化. 表1列出了各种传热策略下焓耗散计算结果. 由图7和图8可见: 随着温度 $T_{2\tau}$ 的增加, 热流率一定和热流体温度一定的两种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\text{min}}$ 保持不变; 随着参数 k_3/k_1 的增加, 热流率一定和热流体温度一定的两种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\text{min}}$ 增加; 热流率一定的传热策略下换热过程的焓耗散小于热流体温度

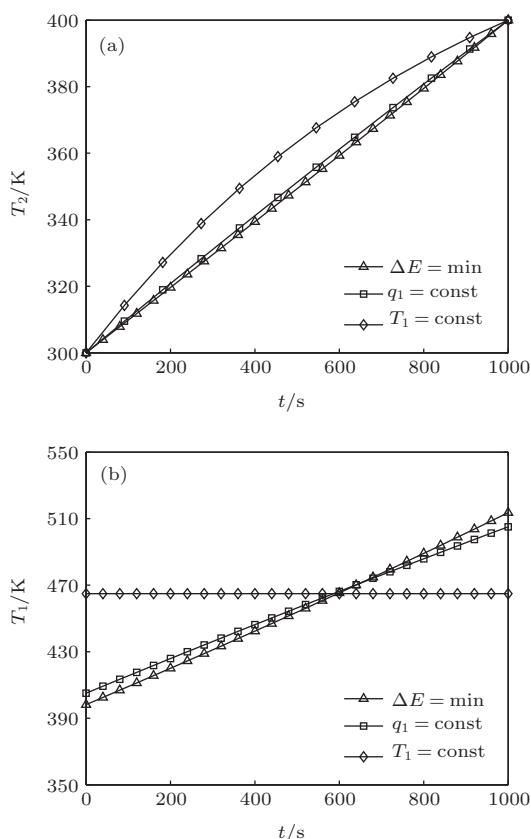


图3 $k_3/k_1 = 0.1$ 和 $\Delta T_2 = 100$ K 时换热器流体温度随时间 t 的变化 (a) 冷流体; (b) 热流体

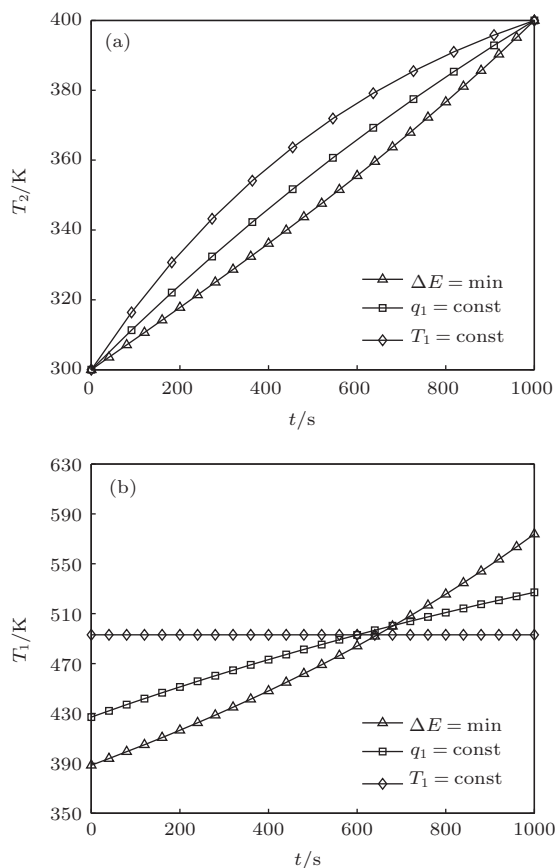


图4 $k_3/k_1 = 0.5$ 和 $\Delta T_2 = 100$ K 时换热器流体温度随时间 t 的变化 (a) 冷流体; (b) 热流体

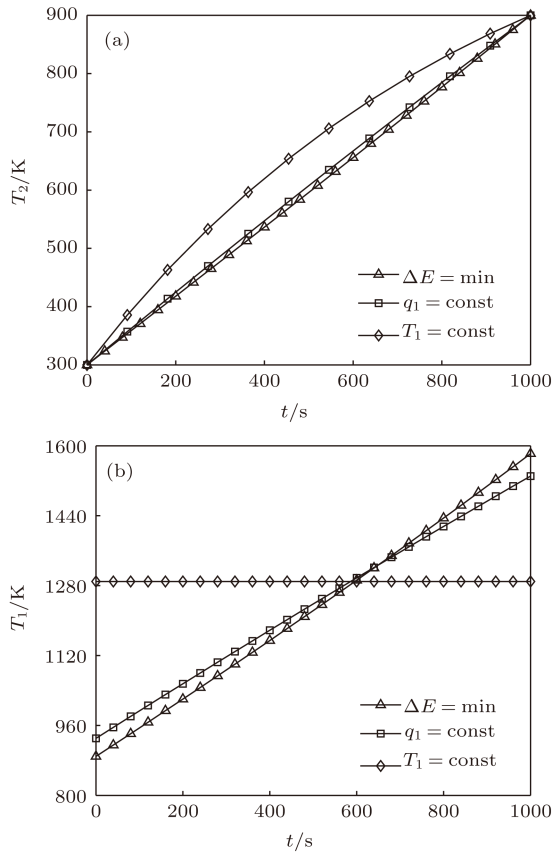


图5 $k_3/k_1 = 0.1$ 和 $\Delta T_2 = 600$ K 时换热器流体温度随时间 t 的变化 (a) 冷流体; (b) 热流体

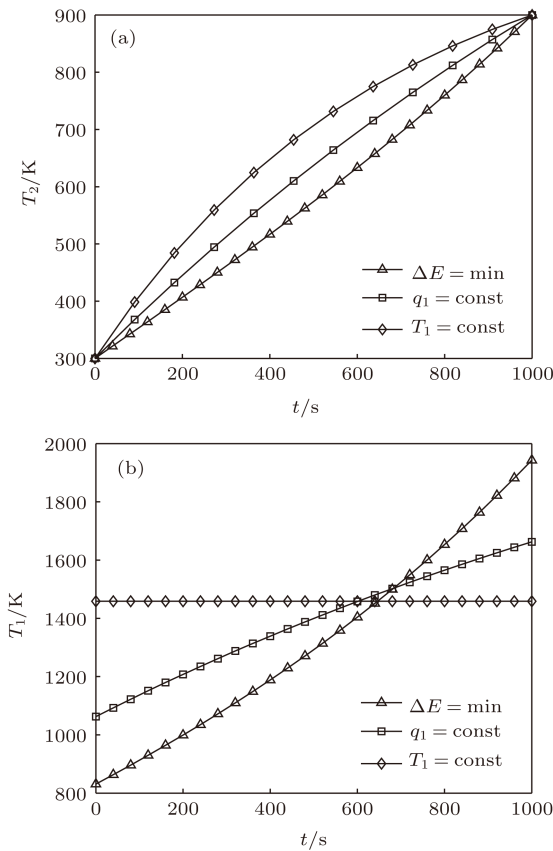


图6 $k_3/k_1 = 0.5$ 和 $\Delta T_2 = 600$ K 时换热器流体温度随时间 t 的变化 (a) 冷流体; (b) 热流体

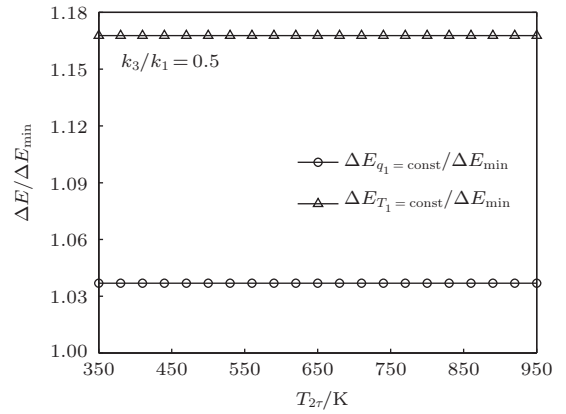


图7 各种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\min}$ 随末态温度 $T_{2\tau}$ 的变化

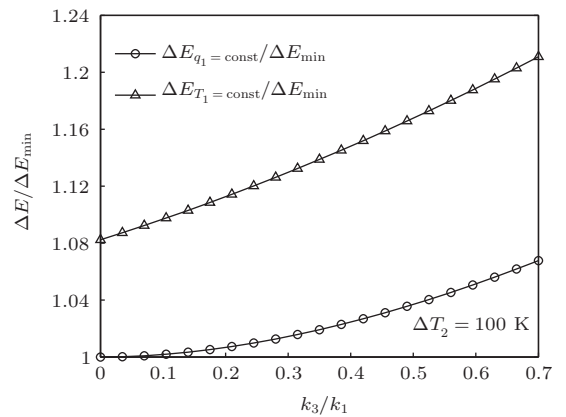


图8 各种传热策略下 $\Delta E/\Delta E_{\min}$ 随参数 k_3/k_1 的变化

表1 各种传热策略下能耗散的计算结果

传热策略	$T_1(0)/K$	$T_1(\tau)/K$	$\Delta E/\Delta E_{\min}$
$k_3/k_1 = 0.1, \Delta T_2 = 100$ K			
$T_1 = \text{const}$	464.9	464.9	1.097
$q_1 = \text{const}$	405.1	505.1	1.002
$\Delta E = \text{min}$	398.2	513.6	1.000
$k_3/k_1 = 0.5, \Delta T_2 = 100$ K			
$T_1 = \text{const}$	493.1	493.1	1.168
$q_1 = \text{const}$	427.1	527.1	1.037
$\Delta E = \text{min}$	388.5	573.8	1.000
$k_3/k_1 = 0.1, \Delta T_2 = 600$ K			
$T_1 = \text{const}$	1289.3	1289.3	1.097
$q_1 = \text{const}$	930.5	1530.5	1.002
$\Delta E = \text{min}$	889.1	1581.8	1.000
$k_3/k_1 = 0.5, \Delta T_2 = 600$ K			
$T_1 = \text{const}$	1458.5	1458.5	1.168
$q_1 = \text{const}$	1062.4	1662.4	1.037
$\Delta E = \text{min}$	831.1	1943.0	1.000

温度一定的传热策略下换热过程的能耗散. 由

表1可见,当热漏为 $k_3/k_1 = 0.1$ 时,热流体温度一定的传热策略下换热过程的焓耗散与最小焓耗散相差9.7%,热流率一定的传热策略下换热过程的焓耗散与最小焓耗散相差0.2%;当热漏为 $k_3/k_1 = 0.5$ 时,热流体温度一定的传热策略下换热过程焓耗散与最小焓耗散相差16.8%,热流率一定的传热策略下换热过程的焓耗散与最小焓耗散相差3.7%。由此可知,热流率一定的传热策略较为接近焓耗散最小的传热策略,两者均要优于热流体温度一定的传热策略。热流率一定和热流体温度一定的两种传热策略下的焓耗散与最小焓耗散之比均随着热漏的增加而增加,与传热量无关。

6 结 论

本文建立了存在热漏的换热器传热过程模型。考虑热流体与冷流体间的传热以及冷流体与外界环境间的热漏均服从牛顿传热定律,在冷流体净传热量一定的条件下,应用最优控制理论导出了换热过程焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型,并分别与热流体温度一定和热流率一定的两种传统传热策略进行了比较。当存在热漏的换热器焓耗散最小时冷流体温度和热流体温度的解析式分别为(16)和(17)式,而无热漏换热器焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度均随时间呈线性变化且两者之差为常数,与温差场均匀性原理[32-34]相一致。结果表明:热漏对换热器焓耗散最小时热流体温度和冷流体温度的最优构型有较为显著的影响。热流率一定的传热策略较为接近焓耗散最小的传热策略,两者均优于热流体温度一定的传热策略;热流率一定和热流体温度一定的两种传热策略下的焓耗散与最小焓耗散之比均随着热漏的增加而增加,与传热量的变化无关。

参考文献

[1] Andresen B, Salamon P, Berry R S 1984 *Phys. Today* **37** 62
 [2] Bejan A 1996 *J. Appl. Phys.* **79** 1191
 [3] Chen L G, Sun F R, Wu C 1998 *Prog. Phys.* **18** 393 (in Chinese) [陈林根, 孙丰瑞, Wu C 1998 物理学进展 **18** 393]
 [4] Chen L G, Wu C, Sun F R 1999 *J. Non-Equilib. Thermodyn.* **24** 237
 [5] Chen L G 2005 *Finite Time Thermodynamic Analysis of Irreversible Processes and Cycles* (Beijing: Higher Education Press) (in Chinese) [陈林根 2005 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析 (北京: 高等教育出版社)]

[6] He J Z, Wang L, Li J B 2005 *Acta Phys. Sin.* **54** 24 (in Chinese) [何济洲, 王磊, 李俊彬 2005 物理学报 **54** 24]
 [7] Wu F, Chen L G, Sun F R, Yu J Y 2008 *Finite Time Thermodynamic Optimization for Stirling Machines* (Beijing: Chemical Industry Press) (in Chinese) [吴锋, 陈林根, 孙丰瑞, 喻九阳 2008 斯特林机的有限时间热力学优化 (北京: 化学工业出版社)]
 [8] Sieniutycz S, Jezowski J 2009 *Energy Optimization in Process Systems* (Oxford: Elsevier)
 [9] He J Z, He B X 2010 *Acta Phys. Sin.* **59** 2345 (in Chinese) [何济洲, 贺兵香 2010 物理学报 **59** 2345]
 [10] Andresen B 2011 *Angew. Chem. Int. Ed.* **50** 2690
 [11] Tu Z C 2012 *Chin. Phys. B* **21** 020513
 [12] Wang J H, Xiong S Q, He J Z, Liu J T 2012 *Acta Phys. Sin.* **61** 080509 (in Chinese) [王建辉, 熊双泉, 何济洲, 刘江涛 2012 物理学报 **61** 080509]
 [13] Cheng H T, He J Z, Xiao Y L 2012 *Acta Phys. Sin.* **61** 010502 (in Chinese) [程海涛, 何济洲, 肖宇玲 2012 物理学报 **61** 010502]
 [14] Li J, Chen L G, Ge Y L, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 130501 (in Chinese) [李俊, 陈林根, 戈延林, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 130501]
 [15] Bejan A 1977 *Trans. ASME J. Heat Transfer.* **99** 374
 [16] Bejan A 1980 *Energy* **5** 720
 [17] Linetskii S B, Tsirlin A M 1988 *Therm. Eng.* **35** 593
 [18] Andresen B, Gordon J M 1992 *J. Appl. Phys.* **71** 76
 [19] Badescu V 2004 *J. Phys. D* **37** 2298
 [20] Nummedal L, Kjelstrup S 2001 *Int. J. Heat Mass Transfer* **44** 2827
 [21] Johannessen E, Nummedal L, Kjelstrup S 2002 *Int. J. Heat Mass Transfer* **45** 2649
 [22] Balkan F 2003 *Int. J. Energy Res.* **27** 1003
 [23] Balkan F 2005 *Energy Convers. Manage.* **46** 2134
 [24] Andresen B, Gordon J M 1992 *Int. J. Heat Fluid Flow* **13** 294
 [25] Badescu V 2004 *J. Non-Equilib. Thermodyn.* **29** 53
 [26] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2009 *Brazilian J. Phys.* **39** 98
 [27] Chen L G, Xia S J, Sun F R 2009 *J. Appl. Phys.* **105** 044907
 [28] Bejan A 1996 *Entropy Generation Minimization* (Boca Raton: CRC Press) p369
 [29] Xu Z M, Yang S R, Chen Z Q 1995 *J. Chem. Ind. Eng.* **46** 75 (in Chinese) [徐志明, 扬善让, 陈钟顺 1995 化工学报 **46** 75]
 [30] Hesselgreaves J E 2000 *Int. J. Heat Mass Transfer* **43** 4189
 [31] Shah R K, Skiepko T 2004 *Trans. ASME J. Heat Transfer* **126** 994
 [32] Guo Z Y, Li Z X, Zhou S Q 1996 *Sci. China E* **39** 68
 [33] Guo Z Y, Zhou S Q, Li Z X, Chen L G 2002 *Int. J. Heat Mass Transfer* **45** 2119
 [34] Guo Z Y, Wei S, Cheng X G 2004 *Chin. Sci. Bull.* **49** 111
 [35] Guo Z Y, Liang X G, Zhu H Y 2006 *Prog. Nat. Sci.* **16** 1288 (in Chinese) [过增元, 梁新刚, 朱宏晔 2006 自然科学进展 **16** 1288]
 [36] Guo Z Y 2008 *J. Eng. Thermophys.* **29** 112 (in Chinese) [过增元 2008 工程热物理学报 **29** 112]

- [37] Guo Z Y, Cheng X G, Xia Z Z 2003 *Chin. Sci. Bull.* **48** 406
- [38] Li Z X, Guo Z Y 2010 *Field Synergy Theory for Convective Heat Transfer Optimization* (Beijing: Science Press) (in Chinese) [李志信, 过增元 2010 对流传热优化的场协同理论 (北京: 科学出版社)]
- [39] Li Z X, Guo Z Y 2011 *Adv. Transp. Phenom.* **2** 1
- [40] Chen L G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 4404
- [41] Chen Q, Liang X G, Guo Z Y 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **63** 65
- [42] Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G 2007 *Int. J. Heat Mass Transfer* **50** 2545
- [43] Hu G J, Guo Z Y 2011 *J. Eng. Thermophys.* **32** 1005 (in Chinese) [胡帼杰, 过增元 2011 工程热物理学报 **32** 1005]
- [44] Cheng X T, Liang X G, Xu X H 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 060512 (in Chinese) [程雪涛, 梁新刚, 徐向华 2011 物理学报 **60** 060512]
- [45] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 118103 (in Chinese) [程雪涛, 徐向华, 梁新刚 2011 物理学报 **60** 118103]
- [46] Cheng X T, Dong Y, Liang X G 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 114402 (in Chinese) [程雪涛, 董源, 梁新刚 2011 物理学报 **60** 114402]
- [47] Xia S J, Chen L G, Ge Y L, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 180202 (in Chinese) [夏少军, 陈林根, 戈延林, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 180202]
- [48] Cheng X G, Meng J A, Guo Z Y 2005 *J. Eng. Thermophys.* **26** 1034 (in Chinese) [程新广, 孟继安, 过增元 2005 工程热物理学报 **26** 1034]
- [49] Han G Z, Guo Z Y 2006 *J. Eng. Thermophys.* **27** 811 (in Chinese) [韩光泽, 过增元 2006 工程热物理学报 **27** 811]
- [50] Ge L, Xu M T, Cheng L 2011 *J. Eng. Thermophys.* **32** 993 (in Chinese) [葛亮, 许明田, 程林 2011 工程热物理学报 **32** 993]
- [51] Chen L G, Feng H J, Xie Z H, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134401 (in Chinese) [陈林根, 冯辉君, 谢志辉, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 134401]
- [52] Chen Q, Ren J X 2008 *Chin. Sci. Bull.* **53** 3753
- [53] Wang S, Chen Q, Zhang B 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 3572
- [54] Liu W, Liu Z C, Jia H, Fan A W, Nakayama A 2011 *Int. J. Heat Mass Transfer* **54** 3049
- [55] Chen Q, Zhu H Y, Pan N, Guo Z 2011 *Proc. R. Soc. A* **467** 1012
- [56] Yuan F, Chen Q 2011 *Energy* **36** 5476
- [57] Jia H, Liu W, Liu Z C 2012 *Chem. Eng. Sci.* **69** 225
- [58] Cheng X T, Zhang Q Z, Xu X H, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 02503
- [59] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134703 (in Chinese) [冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 134703]
- [60] Wu J, Liang X G 2008 *Sci. China E* **51** 1306
- [61] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2010 *J. Eng. Thermophys.* **31** 1031 (in Chinese) [程雪涛, 徐向华, 梁新刚 2010 工程热物理学报 **31** 1031]
- [62] Cheng X T, Liang X G 2012 *J. Eng. Thermophys.* **33** 311 (in Chinese) [程雪涛, 梁新刚 2012 工程热物理学报 **33** 311]
- [63] Wu J, Cheng X T 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **58** 374
- [64] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 084401
- [65] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2010 *Sci. China: Tech. Sci.* **53** 960
- [66] Chen Q, Ren J X 2007 *J. Eng. Thermophys.* **28** 505 (in Chinese) [陈群, 任建勋 2007 工程热物理学报 **28** 505]
- [67] Chen Q, Meng J A 2008 *Int. J. Heat Mass Transfer* **51** 2863
- [68] Chen L, Chen Q, Li Z, Guo Z Y 2010 *Chin. Sci. Bull.* **55** 1445
- [69] Jiang Y, Xie X Y, Liu X H 2011 *Heat. Vent. Air Cond.* **41** 51 (in Chinese) [江亿, 谢晓云, 刘晓华 2011 暖通空调 **41** 51]
- [70] Yuan F, Chen Q 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 687
- [71] Zhang T, Liu X H, Zhang L, Jiang Y 2012 *Energy Convers. Manage.* **59** 103
- [72] Chen L G 2013 *J. Naval Univ. Eng.* **25** 1 (in Chinese) [陈林根 2013 海军工程大学学报 **25** 1]
- [73] Song W M, Meng J A, Liang X G, Li Z X 2008 *J. Chem. Ind. Eng.* **59** 2460 (in Chinese) [宋伟明, 孟继安, 梁新刚, 李志信 2008 化工学报 **59** 2460]
- [74] Liu X B, Meng J A, Guo Z Y 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 943
- [75] 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]
- [76] Guo Z Y, Liu X B, Tao W Q, Shah R K 2010 *Int. J. Heat Mass Transfer* **53** 2877
- [77] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 3587
- [78] Xia S J, Chen L G, Sun F R 2010 *Appl. Math. Model.* **34** 2242
- [79] Guo J F, Cheng L, Xu M T 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 2708
- [80] Guo J F, Xu M T, Cheng L 2010 *Sci. China: Tech. Sci.* **53** 1309
- [81] Guo J F, Xu M T, Cheng L 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 2071
- [82] Cheng X T, Zhang Q Z, Liang X G 2012 *Appl. Therm. Eng.* **38** 31
- [83] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy Convers. Manage.* **58** 163
- [84] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **46** 386
- [85] Guo J F, Huai X L 2012 *Energy* **43** 355
- [86] Guo J F, Huai X L 2012 *Energy* **41** 335
- [87] Xu Y C, Chen Q 2012 *Int. J. Heat Mass Transfer* **55** 5148
- [88] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **44** 964
- [89] Cheng X T, Wang W H, Liang X G 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 2847
- [90] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Sci. China: Tech. Sci.* **56** 228
- [91] Sun C, Cheng X T, Liang X G 2013 *J. Engng. Thermophys.* **34** 914 (in Chinese) [孙晨, 程雪涛, 梁新刚 2013 工程热物理学报 **34** 914]
- [92] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Energy Convers. Manage.* **68** 82
- [93] Cheng X T, Liang X G 2012 *Energy* **47** 421
- [94] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *J. Appl. Phys.* **113** 124904

Influence of heat leakage on entransy dissipation minimization of heat exchanger*

Xia Shao-Jun Chen Lin-Gen[†] Ge Yan-Lin Sun Feng-Rui

(Institute of Thermal Science and Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(Military Key Laboratory for Navy Ship Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(Received 14 April 2013; revised manuscript received 20 September 2013)

Abstract

Model of a heat transfer process in heat exchanger with heat leakage is established in this paper. Both the heat flux between the hot and cold fluids and the heat leakage between the cold fluid and outside environment are assumed to obey Newtonian heat transfer law. On condition that the net amount of heat transferred by the cold fluid is given, the optimal temperature configurations of the hot and cold fluids for the minimum entransy dissipation of the heat transfer process are derived by using the optimal control theory. Optimal paths are also compared with the conventional strategies of heat transfer under constant hot fluid temperature and constant heat flux rate operation. The results obtained in this paper could provide some theoretical guidelines for the optimal design and operation of real heat exchangers.

Keywords: heat exchanger, heat leakage, entransy dissipation, finite time thermodynamics

PACS: 05.70.Ce, 45.10.Db, 47.27.nf

DOI: [10.7498/aps.63.020505](https://doi.org/10.7498/aps.63.020505)

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 51176203, 10905093) and the Innovation Foundation for the Doctor of Naval University of Engineering, China (Grant No. HGBSJJ-2011002).

[†] Corresponding author. E-mail: lingenchen@hotmail.com