科学通报 2009 年 第 54 卷 第 15 期: 2240 ~ 2246
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE IN CHINA PRESS

# 换热器㶲散最小优化

夏少军, 陈林根*, 孙丰瑞

海军工程大学研究生院, 武汉 430033

* 联系人, E-mail: lingenchen@hotmail.com, lgchenna@yahoo.com

2008-10-10 收稿, 2009-02-24 接受

教育部新世纪优秀人才支持计划项目(编号: NCET-04-1006)和全国优秀博士学位论文作者专项资金 (编号: 200136)资助项目

**摘要** 对一类高低温两侧流体之间传热服从牛顿定律[$q\propto\Delta(T)$]的两股流换热器进行了研究, 在传热量一定的条件下, 以㶲耗散最小为优化目标, 利用最优控制理论求出了换热器参数的最优分布, 得出了对应于换热过程㶲耗散最小时的热流密度为常数的结论. 分析比较了逆流、顺流、凝结流三种形式的换热器, 结果表明采用逆流式换热器可实现换热过程耗散最小. 给出了数值算例, 并与以熵产生最小为目标的优化结果进行了比较.

**关键词**
有限时间热力学
㶲耗散
最优控制
换热器

自 20 世纪 70 年代以来, 国内外许多学者用有限时间热力学分析研究了热力系统的性能优化问题[1~11]. 换热器在现代工业中应用极其广泛, 换热器的优化与强化可以提高能源利用率, 降低换热设备的体积和重量, 因此一直是有限时间热力学的重点研究对象之一. Bejan[12]首先提出用熵产生最小原则(EGM)对换热器流道长度等结构尺寸进行了热优化. Berry 等人[3], Linetskii 和 Tsirlin[13], Andresen 和 Gordon[14]研究表明牛顿传热定律[$q\propto\Delta(T)$]下逆流式换热器在各类换热器中的熵产最小. Andresen和Gordon[15]进一步研究了一类高低温两侧传热服从广义辐射传热定律[$q\propto\Delta(T^n)$]的换热过程, 导出了对应于熵产生最小化的换热过程最优时间路径. 夏少军等[16]研究了一类更普适传热定律[$q\propto(\Delta(T^n))^m$]下对应于熵产生最小化的换热过程最优时间路径. Badescu[17]在文献[14]的基础上选择高温侧热库为参考环境, 研究表明牛顿传热定律下逆流式换热器在各类换热器中的火用损失最小. Badescu[18]进一步研究了文献[15]中的换热过程, 得到了广义辐射传热定律下对应于过程火用损失最小的换热过程最优时间路径. 若以大气环境(温度恒定)作为参考环境, 那么以火用损失最小为目标和以熵产生最小为目标的优化结果是等同的. 徐志明等人[19]修正定义了换热器熵产生数, 求解了换热器最优参数分布. Nummedal和Kjelstrup[20], Johannessen等人[21]基于不可逆热力学相关理论以熵产生最小为目标优化了换热器的换热过程. 过增元等人[22~24]提出并论证了换热器中的温差场均匀性准则.

基于导热过程与导电过程的相似性, 过增元等人[25, 26]从传热学角度提出了新的物理量"㶲": 在传热过程中虽然热量是守恒的, 但由于存在热阻, 㶲并不守恒, 存在一定耗散. 㶲耗散代表了传热过程的不可逆程度. 过增元等人[25]还提出了"㶲耗散极值原理". 针对体点导热问题, 过增元等人[27]利用㶲耗散极值原理(文献[27]称为传热势容耗散极值原理), 在高导热材料数量给定的条件下, 获得了整体导热能力最强时所需的高导热材料在导热区域中的分布. 另外, 还从导热机理[28]、电热模拟试验[29]等方面对㶲进行了进一步的阐述, 并以㶲耗散最小为目标进行传热优化[30~36]. 宋伟明等人[37]最近利用㶲耗散极值

**引用格式**: 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
Xia S J, Chen L G, Sun F R. Optimization for entransy dissipation minimization in heat exchanger. Chinese Sci Bull, 2009, 54, doi: 10.1007/s11434-009-0202-7

原理证明了温差场均匀性原理[22~24]. 在此基础上, 本文将对一类高低温两侧流体之间传热服从牛顿定律的两股流换热器进行研究, 在传热量一定的条件下, 以换热过程㶲耗散最小为优化目标, 利用最优控制理论求出了换热器参数的最优分布, 并与以熵产生最小为目标的优化结果进行比较, 揭示两种优化目标对于换热器换热过程优化的异同点.

## 1 换热器模型

图 1 所示为三类简单的两股流换热器模型, 其中包括顺流、凝结流、逆流三种换热方式. 凝结流换热也称相变传热, 由于一侧流体发生相变其温度保持不变, 因此在采用顺流或逆流换热效果是相同的. 在图 1 的各种换热器模型中, 还满足如下假设:

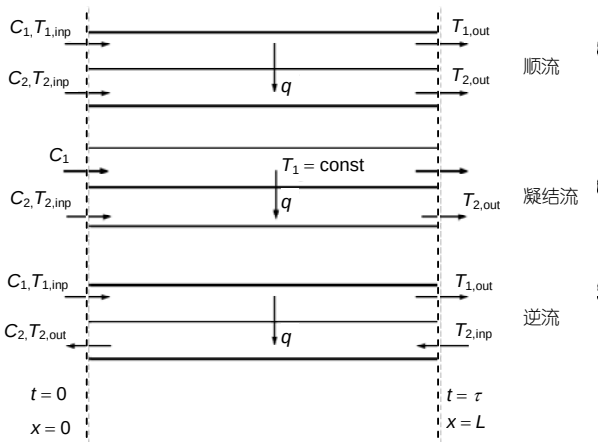



**图 1 三类简单的两股流换热器模型**

(ⅰ) 热、冷流体在垂直于流动方向已充分混合, 各自截面的平均温度分别记为 $T_1(l)$ 和 $T_2(l)$, 热流体单位质量的热容为常数 $C_1$, 质量流率为 $m_1$, 热容率(水当量) $w_1 = m_1 C_1$, 入口温度和出口温度分别为 $T_{1,\mathrm{inp}}$ 和 $T_{1,\mathrm{out}}$, 冷流体单位质量的热容为常数 $C_2$, 质量流率为 $m_2$, 热容率(水当量) $w_2 = m_2 C_2$, 入口温度和出口温度分别为 $T_{2,\mathrm{inp}}$ 和 $T_{2,\mathrm{out}}$.

(ⅱ) 流体流动为一维定常、常物性并忽略导热. 仅考虑热阻, 忽略流体流动压降的影响. $q(l)$ 为热冷流体间换热的热流密度, 传热过程服从牛顿定律[ $q \propto \Delta T$ ], 传热系数 $k$ 为常数.

(ⅲ) 换热器长度为 $L$, 单位时间换热器总的传热量为 $Q$.

根据以上假定, 热、冷流体间传热服从牛顿定律, 传热流率 $q$ 为:

$$q = k[T_1(l) - T_2(l)]. \tag{1}$$

由热力学第一定律可得

$$q(T_1, T_2) = -w_1 dT_1 / dl = w_2 \mathrm{d}T_2 / \mathrm{d}l. \tag{2}$$

文献[25]定义了一物体所具有的热量传递的总能力——物理量㶲为

$$E_h = Q_{vh} T / 2, \tag{3}$$

其中 $Q_{vh} = Mc_v T$ 为物体的定容热容量, $T$ 是物体温度. 由此可得到换热器的㶲耗散, 称为㶲耗散函数为[25]:

$$\Delta E = \int_0^L k(T_1 - T_2)^2 \mathrm{d}l. \tag{4}$$

## 2 优化过程

现在的问题为在能量守恒方程式(2)的约束下求式(4)最小化所对应的冷流体温度 $T_2(l)$ 的最佳分布. 本问题属于最优控制问题, 建立变更的拉格朗日函数如下:

$$L = k(T_1 - T_2)^2 - \lambda(l)[k(T_1 - T_2) - w_2 \mathrm{d}T_2 / \mathrm{d}l], \tag{5}$$

式中 $\lambda(l)$ 为拉格朗日乘子. 上式取极值的条件为如下的欧拉—拉格朗日方程:

$$\partial L / \partial T_2 - \mathrm{d}[\partial L / \partial(\mathrm{d}T_2 / \mathrm{d}l)] / \mathrm{d}l = 0, \quad \partial L / \partial T_1 = 0. \tag{6}$$

将(5)式代入(6)式可得:

$$2k(T_1 - T_2) - \lambda k + w_2 \mathrm{d}\lambda / \mathrm{d}l = 0, \tag{7}$$

$$2k(T_1 - T_2) - \lambda k = 0. \tag{8}$$

联立(7)式和(8)式可得:

$$\mathrm{d}\lambda / \mathrm{d}l = 0. \tag{9}$$

(9)式表明拉格朗日乘子 $\lambda(l)$ 为常数, 与位置变量 $l$ 无关. 因为 $\lambda$ 和 $k$ 均为常数, 所以联立(1)式和(8)式可得

$$q(l) = k(T_1 - T_2) = \mathrm{const}. \tag{10}$$

由(10)式可见, 在换热器总传热量 $Q$ 给定的条件下, 对应于换热器的㶲耗散 $\Delta E$ 最小时的热流密度 $q(l)$ 为常数, 也即热、冷流体温度之差为常数, 与温差场分布均匀性准则[22~24,37]相一致, 传热效果好. 联立(2)式和(10)式可得:

$$T_1(l)-T_2(l)=Q/(kL). \tag{11}$$

图 1 中顺流和凝结流换热器不可能实现由(11)式所表述的最优解，理论上只有逆流式换热器才能实现热流密度为常数. 由(2)式进一步可得:

$$T_1(l)=-w_2T_2(l)/w_1+\alpha, \tag{12}$$

式中 $\alpha$ 为积分常数. 联立(11)式与(12)式可得:

$$w_1=-w_2,\quad \alpha=w_1(T_{1,\mathrm{inp}}-T_{1,\mathrm{out}})/(kL), \tag{13}$$

由(13)式可见，热、冷流体的热容率(水当量)相等，这是工业换热器设计常用的准则之一[3, 14]. 在热流体质量流率 $m_1$、热容 $C_1$、冷流体热容 $C_2$ 等参数已知的条件下，冷流体的最佳质量流率为

$$(m_2)_{\mathrm{opt}}=-m_1C_1/C_2, \tag{14}$$

由于 $m_1$, $C_2$, $C_1$ 等参数均不可能为负数，所以只有当 $m_2$ 为负数也即采用逆流式换热器时才可能实现熵耗散最小. 相应的逆流式换热器中热、冷流体温度沿管长的最优分布为:

$$T_1(l)=T_{1,\mathrm{inp}}-Ql/(w_1L), \tag{15}$$

$$T_2(l)=T_{1,\mathrm{inp}}-Ql/(w_1L)-Q/kL. \tag{16}$$

## 3 讨论

### 3.1 换热器熵耗散最小的物理意义

文献[36]提出了基于熵耗散的换热器当量热阻为

$$R_E=\frac{\Delta E}{Q^2}=\frac{\int_0^L k(T_1-T_2)^2\mathrm{d}l}{\left[\int_0^L k(T_1-T_2)\mathrm{d}l\right]^2}. \tag{17}$$

由(17)式可见在传热量给定的条件下，以熵耗散最小为目标优化等价于以换热器当量热阻 $R_E$ 最小为目标优化. 联立(11)和(17)式，可得对应于熵耗散最小最优构型下的当量热阻为

$$(R_E)_{\mathrm{opt}}=1/(kL). \tag{18}$$

文献[36]还得到了与换热器当量热阻 $R_E$ 相对应的冷热流体间当量温差 $\Delta T_E$，并分析表明 $\Delta T_E$ 即为算术平均温差 $\Delta T_{AMTD}$:

$$\Delta T_E=R_EQ=\frac{\Delta E}{Q}=\frac{\int_0^L k(T_1-T_2)^2\mathrm{d}l}{\int_0^L k(T_1-T_2)\mathrm{d}l}$$
$$=\frac{T_{1,\mathrm{inp}}+T_{1,\mathrm{out}}}{2}-\frac{T_{2,\mathrm{inp}}+T_{2,\mathrm{out}}}{2}=\Delta T_{AMTD}, \tag{19}$$

由(19)式可见，传热量给定时，换热器熵耗散最小还等价于换热过程算术平均温差最小. 由于对应于换热器熵耗散最小时的最优解在逆流式换热器中出现，由(11)和(19)式进一步可得换热器熵耗散最小时的当量温差为

$$\Delta T_E=\Delta T_{AMTD}=Q/(kL). \tag{20}$$

### 3.2 各种优化目标的综合比较

文献[3, 13, 14]研究表明牛顿传热定律下对应于换热器换热过程熵产生最小化时的热、冷流体温度之比和局部熵产率均为常数. Nummedal和Kjelstrup [20]基于不可逆热力学中传热以温度倒数之差 $\Delta(1/T)$ 为驱动力(即线性唯象传热定律[ $q\propto\Delta(T^{-1})$ ])，以最小熵产生为目标优化了换热器的换热过程，结果表明热冷流体温度倒数之差 $\Delta(1/T)$ 为常数即“等驱动力原则(EoF)”. 在文献[20]的基础上，Johannessen等人[21]注意到传热系数与局部温度有关，进一步研究表明对应于熵产生最小化时的换热过程局部熵产为常数即“等熵产生原则(EoEP)”. 文献[15]进一步研究了一类高低温两侧传热服从广义辐射传热定律的换热过程，导出了对应于熵产最小化的换热过程最优时间路径，结果表明牛顿传热定律与线性唯象传热定律下对应于熵产最小时的熵产率均为常数. Badescu[17]在文献[14]的基础上选择高温侧热库为参考环境，研究表明牛顿传热定律下逆流式换热器在各类换热器中的火用损失最小，对应于火用损失最小时的火用损失率为常数. 本文则以熵耗散最小为优化目标研究了换热过程，结果表明牛顿传热定律下对应于熵耗散最小化时的热流密度为常数. 由以上分析可见，在传热量给定的条件下，以熵耗散最小化为优化目标，和以熵产生或火用损失最小为优化目标优化换热过程的结果是明显不同的.

## 4 数值算例

首先针对一个实际换热器，在传热量一定的条件下，以熵耗散最小为优化目标优化了其换热过程，

并与以熵产生最小化为目标的结果进行了比较. 其次针对一个以时间为自变量的换热过程, 研究了传热量变化对其㶲耗散最小和熵产生最小时流体温度最优构型的影响.

### 4.1 传热量一定的实际换热器优化

考虑一个工业催化剂重整器中的油水换热器系统[3], 换热方式为逆流式. 管长为$L=5$ m, 管道直径为$D=2.5\times10^{-2}$ m, 管道数为$n=438$, 单位面积的传热系数为$k_0=190$ W/(m$^2$·K). 热流体(油)的进、出口温度分别为$T_{1,\,\mathrm{inp}}=333$ K和$T_{1,\,\mathrm{out}}=313$ K, 质量流率为$m_1=12$ kg/s, 热容为$C_1=1840$ J/(kg·K). 冷流体(水)的进、出口温度分别为$T_{2,\mathrm{inp}}=281\,\mathrm{K}$和$T_{2,\mathrm{out}}=323\,\mathrm{K}$, 质量流率为$m_2=6.25\,\mathrm{kg/s}$, 热容为$C_2=1680\,\mathrm{J/(kg\cdot K)}$. 则有单位长度的换热系数为$k=k_0\pi Dn=6.52\times10^3\ \mathrm{W/(m\cdot K)}$, 系统总的换热量为$Q=m_1C_1(T_{1,\mathrm{inp}}-T_{1,\mathrm{out}})=4.42\times10^5$ W. 经推导, 逆流式换热器的热、冷流体温度分布为:

$$T_1(l)=w_2/w_1[a\exp(-kl(w_2-w_1)/(w_1w_2))-b]+(w_2-w_1)b/w_1, \tag{21}$$

$$T_2(l)=a\exp(-kl(w_2-w_1)/(w_1w_2))-b, \tag{22}$$

式中

$$a=(T_{1,\mathrm{inp}}-T_{2,\mathrm{inp}})/(w_2/w_1-\exp(-kL(w_2-w_1)/(w_1w_2))),$$

$b=w_2a/w_1-T_{1,\mathrm{inp}}$. 由文献[3]可知, 对应于熵产生最小化最优构型时的逆流式换热器热、冷流体温度分布为:

$$T_1(l)=T_{1,\mathrm{inp}}\exp[kl(1-c)/w_1], \tag{23}$$

$$T_2(l)=cT_1(l), \tag{24}$$

式中$c=1+w_1\ln[1-Q/(w_1T_{1,\mathrm{inp}})]/(kL)$.

对于本算例, 保持$T_{1,\mathrm{inp}}$, $T_{1,\mathrm{out}}$, $m_1$, $C_1$等参数值不变, 也就是传热量一定. 表 1 给出了实际换热器的优化结果与原系统比较, 包括优化前原系统的计算结果、以㶲耗散最小(本文)和熵产生最小[3]为目标优化后的结果, 其中$\dot{S}_g$为换热器总熵产率. 图 2 和 3 分别是各种情形下该实际换热器的热、冷流体温度分布. 从表 1 可以看出, 以㶲耗散最小为目标优化换热过程后, 不仅换热器的算术平均温差$\Delta T_E$较原系统的$\Delta T_E$要小, 并且过程的熵产生也减少了, 但优化后冷流体的流率约为原系统的 2 倍. 分别以过程熵产生最小为目标和以㶲耗散最小为目标优化后, 两者的算术平均温差和熵产率几乎相等(差别小于1% ). 这是因为对于传热服从牛顿定律且传热量给定的换热过程, 对应于过程㶲耗散最小时的热流密度为常数, 而对应于过程熵产生最小时的热、冷流温度之比为常数, 当传热量较小时(对于这里的实际换热器算例, 主要体现在热流体温度变化较小, 进、出口温差较小仅为 20 K), 两者换热过程流体温度分布差别较小, 如图 2 和 3 所示.

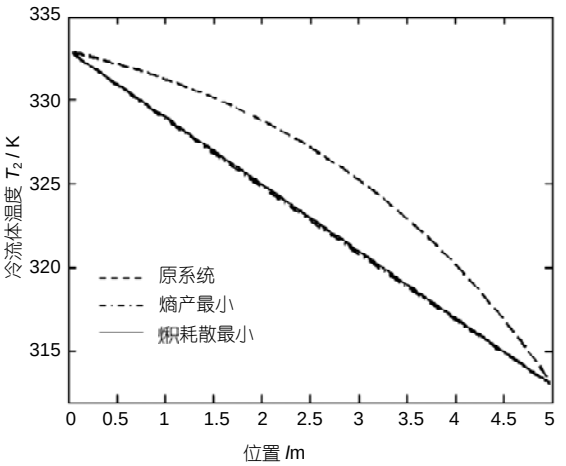



**图 2 传热量较小时实际换热器的热流体温度分布**

**表 1 实际换热器的优化结果与原系统比较**

| 情形 | $w_2/w_1$ | $m_2$/kg·s$^{-1}$ | $T_{2,\,\mathrm{inp}}$/K | $T_{2,\,\mathrm{out}}$/K | $\Delta T_E$/K | $\dot{S}_g$ /W·K$^{-1}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 原系统 | 0.476 | 6.25 | 281 | 323 | 20.97 | 122.95 |
| 㶲耗散最小 | 1.000 | 13.14 | 299.9 | 319.1 | 13.51 | 60.35 |
| 熵产生最小 | 1.043 | 13.72 | 299.5 | 319.5 | 13.52 | 60.33 |

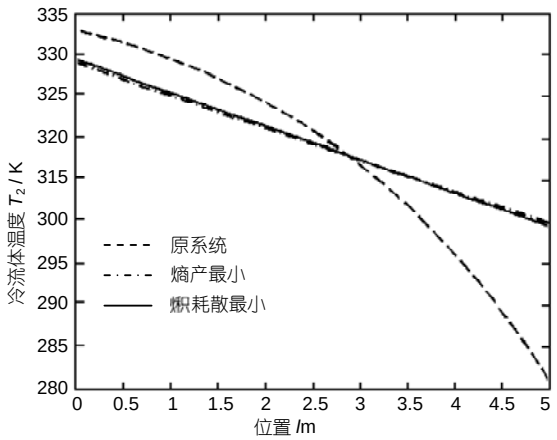



**图 3 传热量较小时实际换热器的冷流体温度分布**

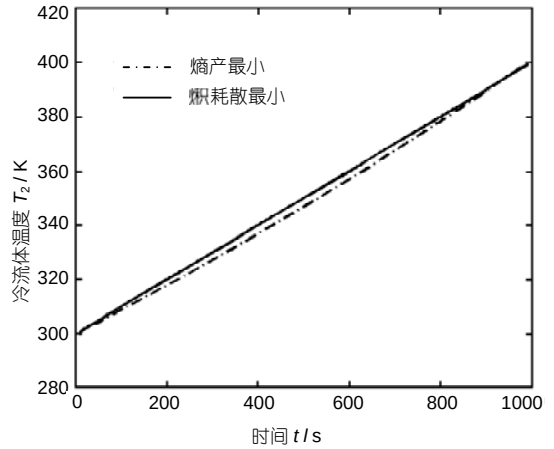



**图 4 传热量居中时($\Delta T_2 = 100$ K)冷流体温度最优构型**

### 4.2 传热量变化对流体温度最优构型的影响

文献[14, 17]中分析表明以时间 $t$ 为变量和以位置 $l$ 为变量研究换热器换热过程是等效的. 为了分析传热量变化对流体温度最优构型的影响的方便, 这里选取时间 $t$ 为变量研究换热过程, 由图 1 可见时间 $t$ 与位置 $l$ 的一一对应关系. 显然, 若将自变量位置 $l$ 变为自变量时间 $t$ 研究换热过程, 易得出牛顿传热定律下对应于㶲耗散最小化时的热流率为常数的结论. 根据文献[15, 16], 取 $w_2/k = 1000$ s, 换热过程总时间 $\tau = 1000$ s, 冷流体初始温度 $T_2(t=0) = 300$ K. 对于本算例, 给定冷流体初始温度 $T_2(t=0)$和末态温度 $T_2(t=\tau)$ 也就是给定了传热量, 因此分别取冷流体末态温度 $T_2(t=\tau)$ 为 400 K 和 900 K 便实现了换热过程传热量的变化, 此时也即冷流体加热温差分别为 $\Delta T_2 = 100$ K 和 $\Delta T_2 = 600$ K.

图 4 和图 5 分别是传热量居中时($\Delta T_2 = 100$ K)两种不同优化目标下热、冷流体温度的最优构型. 图 6 和图 7 分别是传热量较大时($\Delta T_2 = 600$ K)两种不同优化目标下热、冷流体温度的最优构型. 对比图 4~7 可知, 传热量的变化对流体温度最优构型的影响较大. 数值计算也表明: 当 $\Delta T_2 = 100$ K 时, 两种不同优化目标下熵产生和㶲耗散相差小于1%, 热流体初始温度相差 13.7 K, 末态温度相差 15.1 K, 如图 5 所示; 当 $\Delta T_2 = 600$ K, 两种不同优化目标下的熵产生相差 2.6%, 㶲耗散相差 10.3%, 热流体初始温度相差 270.4 K, 末态温度相差 388.8 K, 如图 7 所示. 因此, 两个不同优化目标下的流体温度最优构型随着传热

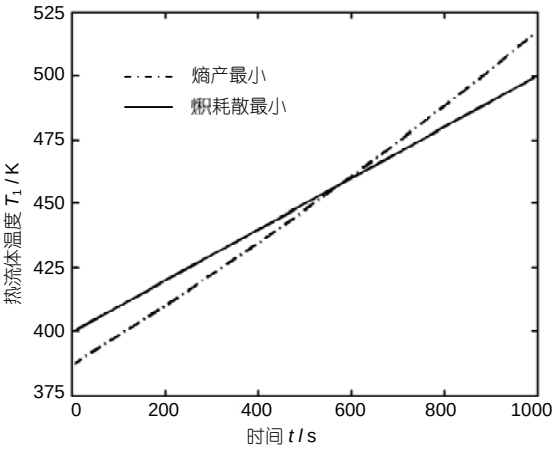



**图 5 传热量居中时($\Delta T_2 = 100$ K)热流体温度最优构型**

量的增大, 相互之间的差别也增大. 由于熵产表征的是热功转换能力的物理量, 如果过程熵产越小, 系统做功能力损失或火用损失就越小, 而㶲耗散反映了热量传递过程的不可逆性, 在传热量一定的条件下, 以㶲耗散最小为优化目标的结果为换热过程热流密度为常数, 也即热、冷流体温度之差为常数, 与温差场分布均匀性准则[22~24,37]相一致, 传热过程最优, 效果最好. 因此, 研究换热器性能时优化目标的选取与换热器的具体应用及实际需求有关, 对于追求可用能损失最小的节能领域而言, 以熵产生最小为目标优化换热器性能较好[12~21], 而对于追求传热效率和传热效果的强化传热领域而言, 则以㶲耗散最小(给定热流边界)为目标优化换热器性能较好.

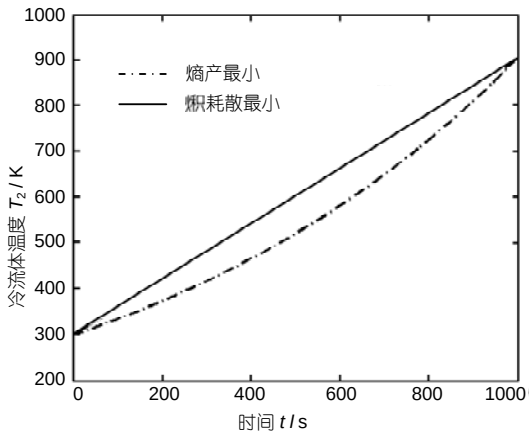



**图 6　传热量较大时($\Delta T_2 = 600$ K)冷流体温度最优构型**

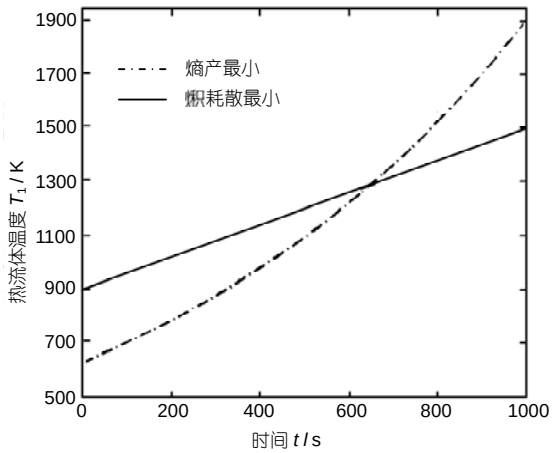



**图 7　传热量较大时($\Delta T_2 = 600$ K)热流体温度最优构型**

## 5　结论

本文对一类高低温两侧流体之间传热服从牛顿传热定律的两股流换热器进行了研究，在传热量一定的条件下，以换热过程㶲耗散最小为优化目标，利用最优控制理论求出了换热器参数的最优分布，得到了对应于换热过程㶲耗散最小时的热流密度为常数的结论，与温差场分布均匀性准则[22~24,37]相一致，传热效果较好．分析比较了逆流、顺流、凝结流三种形式的换热器，结果表明采用逆流式换热器可实现换热过程㶲耗散最小，给出了实现最优参数分布的方法—等水当量比设计原则．对于在传热量给定且高低温两侧传热服从牛顿定律的换热过程，以熵产生最小为目标的优化结果为热、冷流体温度之比为常数，以㶲耗散最小为目标的优化结果为热流密度为常数，两者得出的结论是显著不同的．给出了数值算例，首先以㶲耗散最小为目标优化了实际换热器的换热过程，然后分析了传热量变化对流体温度最优构型的影响，并均与以熵产生最小为目标的优化结果进行了比较．结果分析表明：对于实际换热器，以㶲耗散最小为目标优化后，不仅热、冷流体的算数平均温差减少了，而且过程的熵产生也减少了，但冷流体的流率增加了；由于所选实际换热器传热量较小，因此以㶲耗散最小为目标和以熵产生最小为目标的优化结果较为接近．传热量的变化对㶲耗散最小时流体温度最优构型的影响较大．在传热量较小时，以熵产生最小和㶲耗散最小两个不同优化目标下的流体温度最优构型优化结果差别较小，随着传热量的增大，相互之间的差别也增大．由于熵产和㶲耗散代表着不同的物理意义，因此研究换热器性能时优化目标的选取与换热器的具体应用及实际需求有关，对于追求可用能损失最小的节能领域而言，以熵产生最小为目标优化换热器性能较好[12~21]，而对于追求传热效率和传热效果的强化传热领域而言，则以㶲耗散最小(给定热流边界)为目标优化换热器性能较好．

**致谢**　三位审稿人对本文提出了细心、无私和充满建设性的意见，在此致以诚挚的谢意．

## 参考文献

1　Andresen B, Berry R S, Ondrechen M J, et al. Thermodynamics for processes in finite time. Acc Chem Res, 1984, 17: 266—271[DOI]
2　Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. J Appl Phys, 1996, 79: 1191—1218[DOI]
3　Berry R S, Kazakov V A, Sieniutycz S, et al. Thermodynamic Optimization of Finite Time Processes. Chichester: Wiley, 1999
4　Chen L, Wu C, Sun F. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems. J Non-Equilib Thermodyn, 1999, 24: 327—359[DOI]

5 Chen L, Sun F. Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and optimization. New York: Nova Science Publishers, 2004
6 陈林根. 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, 2005
7 王建辉, 何济洲, 毛之远. 偕振子系统量子热机循环性能. 中国科学 G 缉: 物理学 力学 天文学, 2006, 36: 591—605
8 宋汉江, 陈林根, 孙丰瑞. 辐射传热条件下一类内可逆热机最大效率时的最优构型. 中国科学 G 缉: 物理学 力学 天文学, 2008, 38: 1083—1096
9 夏丹, 陈林根, 孙丰瑞. 广义不可逆四库等温化学势变换器的最优性能. 中国科学 B 辑: 化学, 2008, 38: 492—503
10 伍文君, 陈林根, 孙丰瑞. 导热优化的"树网"构造法的改进.中国科学 E 缉: 技术科学, 2006, 36: 773—781
11 周圣兵, 陈林根, 孙丰瑞. 基于三角形单元体的气－固反应器构形优化.中国科学 E 缉: 技术科学, 2008, 38: 764—772
12 Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley, 1982: 135—145
13 Linetskii S B, Tsirlin A M. Evaluating thermodynamic efficiency and optimizing heat exchangers. Therm Enginee, 1988, 35: 593—597
14 Andresen B, Gordon J M. Optimal heating and cooling strategies for heat exchanger design. J Appl Phys, 1992, 71: 76—80[DOI]
15 Andresen B, Gordon J M. Optimal paths for minimizing entropy generation in a common class of finite time heating and cooling processes. Int J Heat Fluid Flow, 1992, 13: 294—299[DOI]
16 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. $q\propto(\Delta(T^n))^m$ 传热规律下换热过程最小熵产生优化. 热科学与技术, 2008, 7: 226—230
17 Badescu V. Optimal strategies for steady state heat exchanger operation. J Phys D: Appl Phys, 2004, 37: 2298—2304[DOI]
18 Badescu V. Optimal paths for minimizing lost available work during usual heat transfer processes. J Non-Equilib Thermodyn, 2004, 29: 53—73[DOI]
19 徐志明, 扬善让, 陈钟颀. 换热器最优参数的变分解法. 化工学报, 1995, 46: 75—80
20 Nummedal L, Kjelstrup S. Equipartition of forces as a lower bound on the entropy production in heat exchange. Int J Heat Mass Transfer, 2001, 44: 2827—2833[DOI]
21 Johannessen E, Nummedal L, Kjelstrup S. Minimizing the entropy production in heat exchange. Int J Heat Mass Transfer, 2002, 45: 2649—2854[DOI]
22 过增元, 李志信, 周森泉. 换热器中的温差场均匀性原则. 中国科学 E 辑: 技术科学, 1996, 26: 25—31
23 Guo Z, Zhou S, Li Z, et al. Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger. Int J Heat Mass Transfer, 2002, 45: 2119—2127[DOI]
24 过增元, 魏澍, 程新广. 换热器强化的场协同原则. 科学通报, 2003, 48: 2324—2327
25 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 㶲——描述物体传递热量能力的物理量. 自然科学进展, 2006, 16: 1288—1296
26 过增元. 热学中的新物理量. 工程热物理学报, 2008, 29:112—114
27 过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用. 科学通报, 2003, 48: 21—25
28 韩光泽, 过增元. 导热能力损耗的机理及其数学表述. 中国电机工程学报, 2007, 27: 98—102
29 朱宏晔, 陈泽敬, 过增元. 㶲耗散极值原理的电热模拟实验研究. 自然科学进展, 2007, 17: 1692—1698
30 韩光泽, 过增元. 不同目的热优化目标函数: 热量传递势容损耗与熵产. 工程热物理学报, 2006, 27: 811—813
31 程新广, 孟继安, 等. 导热优化中的最小传递势容耗散与最小熵产. 工程热物理学报, 2005, 26: 1034—1036
32 吴晶, 程新广, 孟继安, 过增元. 层流对流换热中的势容耗散极值与最小熵产. 工程热物理学报, 2006, 27: 100—102
33 魏曙寰, 陈林根, 孙丰瑞. 基于矩形单元体的以㶲耗散最小为目标的"体点"导热构形优化.中国科学 E 缉: 技术科学, 2009, 39: 278—285
34 Wu J, Liang X G. Application of entransy dissipation extremum principle in radiative heat transfer optimization. Sci China Ser E: Technol Sci, 2008, 51: 1306—1314[DOI]
35 陈群, 任建勋. 对流换热过程的广义热阻及其与㶲耗散的关系. 科学通报, 2008, 53: 1730—1736
36 柳雄斌, 过增元, 孟继安. 换热器中的㶲耗散与热阻分析. 自然科学进展, 2008, 18: 1186—1190
37 宋伟明, 孟继安, 梁新刚, 等. 一维换热器中温差场均匀性原则的证明. 化工学报, 2008, 59: 2460—2464