科学通报 2011 年 第 56 卷 第 11 期：871 ~ 875
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社 SCIENCE CHINA PRESS

换热器优化设计的最小㶲耗散方法

李雪芳, 郭江峰, 许明田*, 程林

山东大学热科学与工程研究中心, 济南 250061
* 联系人, E-mail: mingtian@sdu.edu.cn

2010-07-16 收稿, 2010-03-15 接受
国家重点基础研究发展计划 (2007CB206900)和山东省国际科技合作 (2008GJHZ20701) 资助项目

摘要 以水-水换热的平衡逆流换热器为例, 把㶲耗散理论应用于换热器的优化设计. 在一定的假设条件下, 得到了换热器的最佳长径比的解析表达式; 在给定换热面积或换热管体积的约束条件下, 获得了最佳质量速度和最小㶲耗散率的解析表达式. 这些结果表明, 为了减少换热器中的不可逆耗散, 在允许的条件下应尽量增大换热面积, 降低流速.

关键词
㶲耗散
管壳式换热器
优化设计

随着石油和煤炭等能源资源的枯竭,其价格也不断攀升, 能源短缺已成为影响经济和社会发展的重要因素. 换热器广泛应用于化工、石油、动力、食品加工及其他许多工业部门, 在生产中占有重要地位. 因而对换热器进行优化设计, 尽量减少无为的能量耗散, 提高换热器的效能, 是提高能源利用率的重要措施.

目前对换热器的优化目标大致分为两类, 一类是以成本最小为目标函数[1~5], 另一类是基于热力学第二定律的优化设计[6~10]. 第一类的换热器优化设计方法, 虽然使成本降低, 但牺牲了换热器的性能[11]. 而以熵产最小化为代表的第二类优化设计方法, 存在“熵产悖论”的缺陷[8,12]. 过增元等通过导热过程和导电过程的比拟, 定义了描述热量传递能力的物理量——㶲[13], 并据此定义了换热器的等效热阻用于定量描述换热器中传热引起的不可逆耗散[14]. 陈林根等把㶲耗散理论应用于体点散热问题[15]. 郭江峰等基于㶲耗散理论定义了评价换热器性能的㶲耗散数, 发现㶲耗散数避免了熵产数导致的“熵产悖论”, 且能够体现换热器的整体性能[12]. 许明田等推出了换热器中黏性流动引起的㶲耗散[16]. 本文拟基于文献[14, 16]给出的换热器中有限温差传热和黏性流动引起的㶲耗散表达式, 以及文献[12]给出的对㶲耗散无量纲化的方法, 以总的㶲耗散数最小为目标函数, 在一定的假设条件下, 证明随着长径比或质量流量的变化, 由有限温差传热引起的㶲耗散和由黏性流动引起的㶲耗散存在相反的变化趋势, 因而存在最佳的长径比和质量流量. 并试图用解析的方法给出换热器的最佳长径比和最佳质量流量, 用于指导换热器的优化设计.

1 换热器中的㶲耗散

㶲定义为热容量与温度乘积的一半[13]

$$E_h = \frac{1}{2}Q_{vh}T = \frac{1}{2}Mc_pT^2, \tag{1}$$

这里, Q_{vh} 是为热容量, C_p 是流体定压比热,T 是温度即热势. 下面我们以平衡逆流换热器为例讨论换热器中的㶲耗散. 假设换热器中的两种流体均为不可压缩流体, 热流体和冷流体的入口温度和压力分别为 T_1, P_1 和 T_2, P_2, 出口温度和压力分别为 $T_{1,\mathrm{out}}$, $P_{1,\mathrm{out}}$ 和 $T_{2,\mathrm{out}}$, $P_{2,\mathrm{out}}$. 冷热流体的热容流量比 $C^* = (\dot{m}c)_2/(\dot{m}c)_1 = 1$ ($\dot{m}$ 为质量流量). 对于一维换热器, 假设流动为一维定常流动, 和外界没有热量交换, 忽略流体动能和势能的变化, 并忽略轴向导热.

对于换热器中的换热过程, 主要存在两类不可

英文版见: Li X F, Guo J F , Xu M T, et al. Entransy dissipation minimization for optimization of heat exchanger design. Chinese Sci Bull, 2010, 55, doi: ????

逆耗散, 一是有限温差传热, 二是黏性流动. 由有限温差传热引起的熵耗散率为[14],

$$\dot{E}_T=\left[\frac{1}{2}(\dot{m}c)_1T_1^2+\frac{1}{2}(\dot{m}c)_2T_2^2\right]-\left[\frac{1}{2}(\dot{m}c)_1T_{1,\text{out}}{}^2+\frac{1}{2}(\dot{m}c)_2T_{2,\text{out}}{}^2\right] \tag{2}$$

定义有限温差传热的(熵)耗散数为[12],

$$\dot{E}_T{}^*=\frac{\dot{E}_T}{Q(T_1-T_2)}=\frac{\dot{E}_T}{\varepsilon(\dot{m}c)_1(T_1-T_2)^2}, \tag{3}$$

其中, Q 为换热量, ε 为换热器的有效度, 它是实际换热量与最大可能换热量的比值. 由黏性流动所引起的熵耗散为[16],

$$\dot{E}_P=\frac{\dot{m}_1\Delta P_1}{\rho_1}\frac{T_{1,\text{out}}-T_1}{\ln T_{1,\text{out}}-\ln T_1}+\frac{\dot{m}_2\Delta P_2}{\rho_2}\frac{T_{2,\text{out}}-T_2}{\ln T_{2,\text{out}}-\ln T_2}, \tag{4}$$

其中, Δp_1, Δp_2 分别为热流体和冷流体的压降, ρ_1 和 ρ_2 分别为热流体和冷流体的密度. 式(4)用于定量描述黏性流动引起的不可逆耗散, 我们同样对其无量纲化, 得到如下表达式,

$$\dot{E}_P{}^*=\frac{-\Delta P_1}{(\rho c)_1(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_2}{T_1}\left[1-(1-\varepsilon)\frac{T_2-T_1}{T_2}\right]}+\frac{\Delta P_2}{(\rho c)_2(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}\left[1+(1-\varepsilon)\frac{T_2-T_1}{T_1}\right]}. \tag{5}$$

假设换热器为近乎理想的换热器[17], 在此假定下, $(1-\varepsilon)$远小于 1. 以水-水换热器为例, 普通工况下冷热水入口温度之差 $\Delta T=T_1-T_2$ 小于 100 K, 因而 $\Delta T/T_i<100/273\approx0.366$(, 所以, 式(5)可简化为:

$$\dot{E}_P{}^*=\frac{\Delta P_1}{(\rho c)_1(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}+\frac{\Delta P_2}{(\rho c)_2(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}. \tag{6}$$

因此, 换热器的总熵耗散数为

$$\dot{E}^*=\dot{E}_T{}^*+\dot{E}_P{}^*=(1-\varepsilon)+\frac{\Delta P_1}{(\rho c)_1(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}+\frac{\Delta P_2}{(\rho c)_2(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}. \tag{7}$$

考虑到本例为典型的换热器换热过程, 因此可以引入传热单元数 Ntu. 设换热器有效度ε 接近 1, 传热单元数 Ntu 趋于无穷大. 当 $C^*=(\dot{m}c)_2/(\dot{m}c)_1=1$时[17],

$$\varepsilon=\frac{Ntu}{1+Ntu}. \tag{8}$$

在本例中, 传热单元数定义为

$$Ntu=\frac{UA}{(\dot{m}c)}$$

其中, U 是总的传热系数, A 为总换热面积. 假设相对于对流换热, 固体壁的导热热阻可以忽略, 则有

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{(hA)_1}+\frac{1}{(hA)_2}, \tag{9a}$$

或

$$\frac{1}{Ntu}=\frac{1}{Ntu_1}+\frac{1}{Ntu_2}, \tag{9b}$$

其中, h_1 和 h_2 为热流体和冷流体的对流换热系数, $Ntu_i=(hA)_i/(\dot{m}c)_i$ $(i=1,2)$. 对于近于理想的换热器, $Ntu\gg1$, 则有[17]

$$1-\varepsilon\approx\frac{1}{Ntu}. \tag{10}$$

所以换热器的熵耗散数可表示为,

$$\dot{E}^*=\left[\frac{1}{Ntu_1}+\frac{\Delta P_1}{(\rho c)_1(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}\right]+\left[\frac{1}{Ntu_2}+\frac{\Delta P_2}{(\rho c)_2(T_1-T_2)}\frac{1}{\ln\frac{T_1}{T_2}}\right]. \tag{11}$$

式(11)右边两项分别对应于换热器的每一侧的(熵)耗散, 并可表示成如下形式:

$$\dot{E}_i^*=\frac{1}{Ntu_i}+\frac{P_i}{(\rho c)_i(T_1-T_2)\ln\frac{T_1}{T_2}}\frac{\Delta P_i}{P_i}\quad(i=1,2), \tag{12}$$

上式右侧第一项表示有限温差传热引起的(熵)耗散, 第二项表示黏性流动引起的(熵)耗散. 为方便起见, 我们下面用符号 $\dot{E}^*$ 表示 $\dot{E}_i^*$.

这里需说明的是在推导式(2)和(4)时没有利用冷热流体的流动是层流的假设, 所以这些公式既适用于层流的情况, 也适用于湍流的情况.

2 参数优化

理论上如果换热器中的不可逆损耗越少，换热器的性能应越高. 而㶲耗散可以用于描述换热器中的不可逆耗散[18,19]，因此下面我们拟基于式(12)和有关换热器中的流动和传热的经验公式，以㶲耗散数最小为目标函数，在一定条件下，寻求换热器设计中的最佳长径比和最佳质量流量.

2.1 最佳长径比

尽管由式(12)可知，有限温差传热和黏性流动引起的㶲耗散具有可加性，但换热器中的这两种不可逆因素通过换热管的几何参数紧密地耦合在一起. 因此基于上面推出的㶲耗散数的表达式，对换热器的几何参数进行优化，对换热器的设计具有重要的指导意义[19].

由斯坦顿数 $St\left(\left(Re\right)_D, Pr\right)$ 和与雷诺数有关的摩擦因子 $f\left(\left(Re\right)_D\right)$ 可得：

$$Ntu = \frac{4L}{D}St, \tag{13}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = f\frac{4L}{D}\frac{G^2}{2\rho P}, \tag{14}$$

式中，$G = \dot{m}/A$ 表示质量速度，L 为流程长度，D 管子的水力直径. 引入无量纲的质量速度 $G_* = G/\sqrt{2\rho P}$，并设

$$\tau^2 = \frac{P}{\left(\rho c\right)\left(T_1 - T_2\right)\ln\dfrac{T_1}{T_2}}.$$

最后把式(13)和(14)代入式(12)可得，

$$\dot{E}^* = \frac{1}{\dfrac{4L}{D}St} + \tau^2 f\frac{4L}{D}G_*{}^2. \tag{15}$$

由上式可知，换热器每侧管子的长径比对由有限温差传热引起的㶲耗散和由黏性流动引起的㶲耗散具有相反的影响，因此在雷诺数和质量速度一定的情况下，可以得到使㶲耗散数最小时的长径比：

$$\left(\frac{4L}{D}\right)_{\text{opt}} = \frac{1}{\tau G_*\left(fSt\right)^{1/2}}. \tag{16}$$

此时的㶲耗散数为：

$$\dot{E}^*_{\min} = 2\tau G_*\left(\frac{f}{St}\right)^{1/2}. \tag{17}$$

由式(16)可以看出，最佳长径比随无量纲的质量速度的增大而减小. 由式(17)可以看出，最小㶲耗散数依赖于无量纲质量速度以及摩擦因子和斯坦顿数的比值，该比值虽然和雷诺数有关，但随雷诺数的变化不显著[17]，因此最小㶲耗散数主要由无量纲的质量速度确定，质量速度越小，即工作流体在换热面积上停留的时间越长，换热器中的㶲耗散数越小. 在本节中，我们在 G_* 和 Re_D 给定的条件下，给出了最佳长径比. 但在换热器设计中，通常要考虑成本的约束，有时换热器所占据的空间亦为重要的限制条件，因此我们下面讨论在给定换热面积或换热管体积的条件下的换热优化设计问题.

2.2 给定换热面积条件下的参数优化

根据水力直径的定义，每一侧的传热面积为

$$A = \frac{4L}{D}A_c,$$

其中，A_c 是管子的截面积. 将上式整理为无量纲的形式，可得

$$A_* = \frac{4L}{D}G_*{}^{-1}, \tag{18}$$

式中，A_* 为无量纲的传热面积:

$$A_* = \frac{A}{\dot{m}}\left(2\rho P\right)^{1/2}.$$

把式(18)代入式(15)，并整理得

$$\dot{E}^* = \frac{1}{A_* St}G_*{}^{-1} + \tau^2 fA_* G_*{}^3. \tag{19}$$

由上式可以看出，当 A_* 和雷诺数 Re_D 给定时，太大和太小的质量速度均不利于减小换热器中的不可逆耗散，因此选择合适的 G_* 可以使每侧的㶲耗散数取得最小值. 优化结果为:

$$G_{*,opt} = \left(\frac{1}{3A_*{}^2\tau^2 fSt}\right)^{1/4}, \tag{20}$$

$$\dot{E}^*_{\min} = 4\left(\frac{\tau^2 f}{27A_*{}^2St^3}\right)^{1/4}. \tag{21}$$

式(20)给出了在 A_* 和雷诺数 Re_D 给定时的无量纲质量速度的最优值. 由式(21)可知，足够大的换热面积对应于小的(㶲)耗散数，因此为了减少换热器中的不可逆耗散，在允许的条件下，应选取足够大的换热面积. 由式(20)可知，大的换热面积对应于低的质量流量.

对给定的 $\dot{E}^*$ 和 Re_D，由式(19)可以得到最小的

换热面积:

$$A_{*,\min}=\frac{16}{3^{3/2}}\frac{\tau f^{1/2}}{\dot{E}^{*2}St^{3/2}}, \tag{22}$$

此时,

$$\left(\frac{4L}{D}\right)_{\text{opt}}=\frac{4}{3}\frac{1}{\dot{E}^{*}St}. \tag{23}$$

由式(22)和(23)可知, 小的㶲耗散数对应于大的换热面积和大的长径比. 实际上, 式(21)和(22)等价, 它们表示了在给定雷诺数的条件下, $A_*^{1/2}\dot{E}^*$可能的最小取值.

2.3 给定换热管体积条件下的参数优化

管子体积为

$$V=LA_c.$$

可以类似地对其无量纲化, 得到如下表达式:

$$V_*=\frac{4L}{D}(Re)_D G_*^{-2}, \tag{24}$$

其中, V_*是无量纲体积, 可表示为

$$V_*=V\frac{8P}{\nu\dot{m}},$$

式中, ν是运动黏度. 把式(24)代入(15), 并整理可得:

$$\dot{E}^*=\frac{(Re)_D}{V_*St}G_*^{-2}+\tau^2 f\frac{V_*}{(Re)_D}G_*^{4}. \tag{25}$$

由式(25)可知, 当V_*和雷诺数Re_D给定时, 太大和太小的质量速度均不利于减小换热器中的不可逆耗散, 因此存在最佳的质量速度使每侧的㶲耗散数达到最小值. 优化结果为:

$$G_{*,\text{opt}}=\left(\frac{(Re)_D^{\,2}}{2V_*^{2}\tau^{2}fSt}\right)^{1/6}, \tag{26}$$

$$\dot{E}^*_{\min}=3\left(\frac{(\mathrm{Re})_D\tau^2 f}{4V_*St^2}\right)^{1/3}. \tag{27}$$

式(26)给出了在V_*和雷诺数Re_D给定的条件下无量纲质量速度的最佳值. 另外由式(26)和(27)知, 大的换热管体积对应小的㶲耗散数和低的质量流速, 很明显给定的换热管体积限定了最小㶲耗散数的取值.

而当$\dot{E}^*$和Re_D给定时, 有:

$$V_{*,\min}=\frac{27}{4}\frac{(Re)_D\tau^2 f}{\dot{E}^{*3}St^2}. \tag{28}$$

实际上式(27)和(28)等价, 在雷诺数给定的条件下, 它们给出了$\dot{E}^*V_*^{1/3}$可能的最小取值.

3 结论

本文以水-水平衡逆流换热器为例, 选取㶲耗散数作为评价换热器的标准, 证明了在给定雷诺数和质量流速条件下, 换热器存在最佳长径比, 并给出了最佳长径比的解析表达式. 在给定雷诺数和换热面积(或换热管体积)的约束条件下, 证明存在最佳质量速度, 并给出了最佳质量速度的解析表达式. 结果表明, 为了减少换热器中的不可逆耗散, 在允许的范围内应尽可能地增加换热面积, 降低流速. 这一结论和数值求解以㶲耗散数为目标函数的换热器优化设计的结果相一致[20].

由本文的分析可知, 传统的以成本为目标函数的换热器优化设计通常以牺牲换热器的性能为代价, 这一结论亦被换热器优化设计的数值结果所证实[11]. 而从文献[11]中的分析可知, 换热器性能的提高可产生很大的效益, 因此在换热器的设计中不仅应尽量降低成本, 还要尽可能地提高换热器的性能, 本文的工作提供了如何在给定换热面积或换热管体积的约束条件下尽可能地提高换热器性能的措施.

参考文献

1 Selbas R, Kizilkan O, Reppich M. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. Chem Eng Process, 2006, 45: 268–275

2 Wildi -Tremblay P, Gosselin L. Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance. Int J Energ Res, 2007, 31: 867–885

3 Allen B, Gosselin L. Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell-and-tube condensers. Int J Energ Res, 2008, 32: 958–969

4 Babu B V, Munawar S A. Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchanger. Chem Eng Sci, 2007, 62: 3720–3739

5 Caputo A C, Pelagagge P M, Salini P. Heat exchanger design based on economic optimisation. Appl Therm Eng, 2008, 28: 1151–1159
6 Yilmaz M, Sara O N, Karsli S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis. Exergy Int J, 2001, 1: 278–294
7 Bejan A. Entropy generation minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. J Appl Phys, 1996, 79:1191–1218
8 Bejan A. Entropy Generation Minimization. New York: CRC Press, 1995
9 Guo J F, Cheng L, Xu M T. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. Appl Therm Eng, 2009, 29: 2954–2960
10 Guo J F, Cheng L, Xu M T. The entropy generation minimization based on the revised entropy generation number. Int J Exergy, 2010, 7: 607–629
11 Guo J F, Xu M T, Cheng L. The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design. Appl Energ, 2009, 86: 2079–2087
12 郭江峰, 程林, 许明田. (熵)耗散数及其应用. 科学通报. 2009, 54: 2998–3002
13 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
14 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
15 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
16 许明田, 程林, 郭江峰. (熵)耗散理论在换热器设计中的应用. 工程热物理学报, 2009, 30: 2090–2092
17 Bejan A. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: John Wiley & Sons, 1982
18 王松平, 陈清林, 张冰剑. (熵)传递方程及其应用. 科学通报, 2009, 54: 2247–2251
19 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
20 Guo J F, Li M X, Xu M T, et al. The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger. In: Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference, Washington, 2010