

换热器焓分析与热经济学分析

韩小良

(北京科技大学)

摘 要 对换热器的热量焓损失和焓效率进行了分析。指出为取得较高的焓效率,传热单元数和水当量比应仔细选择,它们有一最佳值。对换热器进行了热经济学优化计算,得出换热器最佳参数与燃料种类、发热量、价格、换热器传热系数、烟气进换热器温度和换热器单位传热面积投资有关,并对它们之间的关系进行了讨论。

关键词 换热器;焓;热经济学

中图分类号 TE066.21

0 前 言

对换热器热过程和热性能进行分析评价,是设计和选用换热器的理论依据。从节能(用能)观点出发,不但要分析能的数量传递,还要分析能的质量传递,指出能量传递过程中不可逆损失的大小。因此,热力学第二定律在换热器分析中的地位日益重要,不少学者进行了研究^[1-4],但焓分析法在换热器中应用较少,因此,有必要对换热器的焓损失和焓效率进行研究。

设计换热器不仅要考虑其热力性能,经济性也是很重要的一个方面,因此,需要将热力学第一定律、第二定律和经济优化理论相结合,这就产生了热经济学^[5-7],其特点是利用焓参数对设备或系统进行分析,在热力学指标和基本投资和及他费用之间寻找适当的平衡点,使单位产品的成本最小。

对换热器进行热经济学分析的目的是选取适当的换热面积或预热温度,以取得最大的节能经济效益。这就需要对换热器的各种费用进行分析,并研究它们与换热器热力参数的关系。

1 换热器的热量焓损失

换热器作为换热设备,必然存在着能的贬值即焓损失。换热器的焓损失可由下式计算

$$\Delta E = \Delta E_h - \Delta E_c \dots\dots\dots (1)$$

式中 ΔE 为换热器的损失, ΔE_h 和 ΔE_c 分别为热流体(用下标 h 表示)放出的焓和冷流体(用下标 c 表示)获得的焓。在稳态、常物性、不考虑粘性阻力及散热损失的情况下,有下述关系:

$$\Delta E_h = W_h [T_{h1} - T_{h2} + T_0 \ln(T_{h2}/T_{h1})] \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta E_c = W_c [T_{c2} - T_{c1} - T_0 \ln(T_{c2}/T_{c1})] \quad (3)$$

$$Q = W_h (T_{h1} - T_{h2}) = W_c (T_{c2} - T_{c1}) = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (4)$$

式中 W 为水当量, T 为绝对温度, 下标 0、1 和 2 分别表示环境状态、换热器入口状态和出口状态, K 为换热器的传热系数, A 为换热面积, ΔT_m 为对数平均温差, Q 为换热量。从而导出换热器传热过程的焓损失即热量焓损失 ΔE_Q 为:

$$\Delta E_Q = T_0 [W_h \ln(T_{h2}/T_{h1}) + W_c \ln(T_{c2}/T_{c1})] \quad (5)$$

下面分别对顺流和逆流换热器进行讨论。

1.1 顺流换热器

顺流换热器的对数平均温差为

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln[(T_{h1} - T_{c1}) / (T_{h2} - T_{c2})]} \quad (6)$$

将式(6)代入式(4)中, 可导出

$$T_{c2} = T_{c1} (1 + r/W) \quad (7)$$

$$T_{h2} = T_{h1} (1 - r/\sigma) \quad (8)$$

式中 $\sigma = T_{h1}/T_{c1}$ 定义为换热器入口温度因子, W_c/W_h 为水当量比, r 为下式:

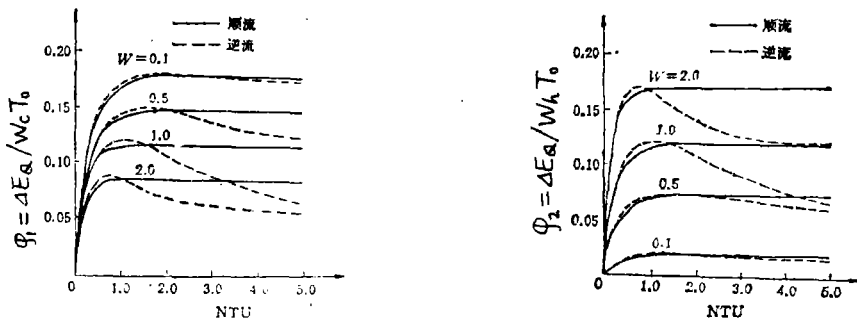
$$r = \frac{W(\sigma - 1)}{1 + W} [1 - e^{-(1+W)NTU}] \quad (9)$$

式中 $NTU = KA/wc$, 为基于冷流体的传热单元传热数。

将式(7)和(8)代入式(5)中, 得

$$\Delta E_Q = T_0 \left[W_h \ln \left(1 - \frac{r}{\sigma} \right) + W_c \ln \left(1 + \frac{r}{W} \right) \right] \quad (10)$$

ΔE_Q 与 NTU 和 W 的关系如图 1 所示, 可知在顺流情况下, 热量焓损失 ΔE_Q 随传热单元数 NTU 单调增加, 而当 $NTU \rightarrow \infty$ 时, ΔE_Q 趋向于一极限值。因此, 传热量越大, 焓损失也越大。



(a) $\varphi_1 = \Delta E_Q / W_c T_0 \sim NTU$ 曲线

(b) $\varphi_2 = \Delta E_Q / W_h T_0 \sim NTU$ 曲线

图 1 顺、逆流换热器的 $\Delta E_Q \sim NTU$ 曲线 ($\sigma = 2.0$)

1.2 逆流换热器

将逆流换热器对数平均温差公式

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h1} - T_{h2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h1} - T_{c2}) / (T_{h2} - T_{c1})]} \quad (11)$$

代入式(4), 仍可导出 T_{c2} 、 T_{h2} 和 ΔE_Q 的公式如式(7)、(8)和(10)所示, 但 r 变为

$$r = w(\sigma - 1) \frac{1 - e^{-(1-w)NTU}}{1 - we^{-(1-w)NTU}} \quad (12)$$

当 $w=1$ 时,

$$r = \frac{(\sigma-1)NTU}{1+NTU} \quad \dots\dots\dots (13)$$

逆流情况下的 $\Delta E_Q \sim NTU$ 曲线亦见图 1, 可知 ΔE_Q 随 NTU 变化有一最大值, 而当 $NTU \rightarrow \infty$ 时, ΔE_Q 趋向于零。因此, 逆流换热器应采用较大的传热单元数, 因为这时不仅换热量大, 烟损失也明显减少。

在较小的 NTU 范围内, 逆流换热器的 ΔE_Q 略高于顺流换热器的 ΔE_Q 。在较大和 NTU 下, 前者总小于后者, 也就是说, 逆流换热器总是优于顺流换热器。

冷热流体的水当量 W_C 和 W_H 对 ΔE_Q 的影响亦见图 1, 可见单独增加冷流体或热流体的水当量, 都会使 ΔE_Q 增大。另外, 当 W 较小时, 顺逆流时的 ΔE_Q 彼此没有大的差别。

2. 换热器的烟效率

换热器的烟效率 ζ_e 定义为冷流体获得的烟占热流体放出的烟份额, 即

$$\zeta_e = \Delta E_C / \Delta E_h \quad \dots\dots\dots (14)$$

它表示了能量的质的传递完善度。对理想换热器(没有烟损失), $\zeta_e = 100\%$ 。

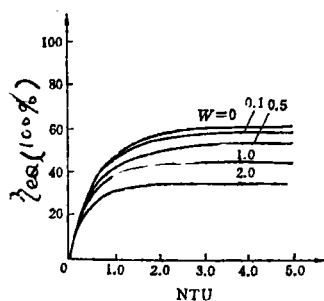
可以导出, 在不考虑粘性阻力下的换热器烟效率(称热量烟效率) ζ_{eQ} 为

$$\zeta_{eQ} = \frac{T_{c1r} - T_{O1} W \ln(1+r/w)}{T_{c1r} + T_{O1} \ln(1-r/a)} \quad \dots\dots\dots (15)$$

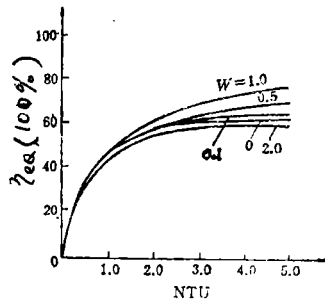
对于工业炉预热空气的换热器, 一般 $T_{C1} = T_{O1}$, 则有

$$\zeta_{eQ} = \frac{r - W \ln(1+r/w)}{r + \ln(1-r/\sigma)} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$\zeta_{eQ} \sim NTU$ 曲线和 $\zeta_{eQ} \sim W$ 曲线分别见图 2 所示和图 3 所示。可知逆流换热器的烟效率总高于顺流换热器 ζ_{eQ} 随 NTU 单调增加, 并且当 $NTU \rightarrow \infty$ 时, ζ_{eQ} 趋于一极限值。顺流时的 ζ_{eQ} 随 W 增大而降低, 而逆流时的 ζ_{eQ} 随 W 变化有一最大值(大约在 $W=1.0 \sim 1.2$ 处)。因此, 我们得出以下结论:



(a) 顺流换热器

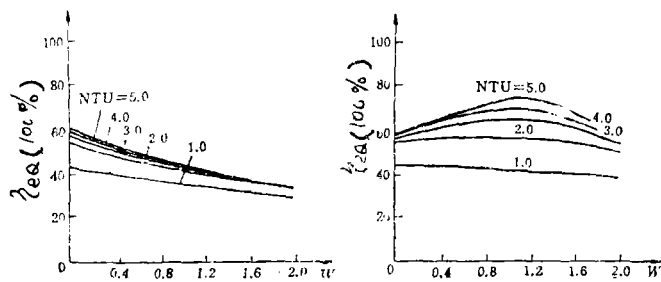


(b) 逆流换热器

图 2 顺、逆流换热器的 $\zeta_{eQ} \sim NTU$ 曲线 ($\sigma=2.0$)

换热器入口温度因子 σ 对烟效率 ζ_{eQ} 的影响见图 4。可见, σ 越大, ζ_{eQ} 越大。因此, 提高热流体入口温度; 可以提高换热器的烟效率。

(1) NTU 大, ζ_{eQ} 越大, 但当 NTU 增大到一定程度后, ζ_{eQ} 增加很缓慢。因此, 换热器不宜采用过大的 NTU , 否则一方面投资将大幅度提高, 另一方面换热器压降很大而使风机功率很大, 从而造成运行费很高, 而烟效率提高甚微, 并且有可能得不到任何效益。



(a) 顺流换热器 (b) 逆流换热器

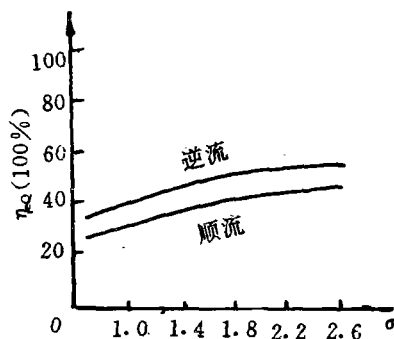


图3 顺、逆流换热器的 $\zeta_Q \sim W$ 曲线 ($\sigma=2.0$) 图4 换热器的 $\zeta_Q \sim W$ 曲线 ($W=NTU=1.0$)

(2) 对顺流换热器, 宜采用较小的 W 值, 这样不仅可以取得较高的 ζ_Q , 而且也可取得较高的预热温度, 并降低冷流体的输送功率。

(3) 对逆流换热器, $W=1.0 \sim 1.2$ 时取得最大的效率, 但 NTU 不宜取得过小。

3 换热器的热经济学分析

在换热器的传统设计计算中, 往往是以造价和与热量有关的费用为目标进行优化^[8-9], 但这种优化没有涉及到换热器中的不可逆烟损失, 包括有限温差传热造成的烟损失和流动阻力造成的损失。这种不可逆烟损失不仅限制能的利用, 而且在很大程度上决定着换热器的造价和运行费用。因此, 在换热器优化计算中, 必须考虑这种不可逆烟损失, 这就是换热器的热经济学优化。

对工业炉余热回收的换热器, 烟气和空气的水当量一般为已知, 热经济学优化的目的就是选取最佳换热面积或预热温度, 以取得最大的节能经济效益。

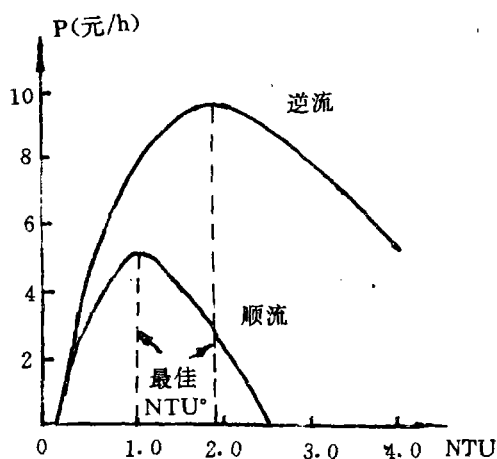


图5 换热器经济效益与传热单元数的关系

设燃料价格为 C_f 元/kg (或元/Nm³), 换热器单位时间单位面积的投资费用 (包括初投资、维修费、运行费等) 为 C_a 元/m² · h, 则取得的节能经济效益 P (元/h) 为

$$P = C_f \Delta E_c / E_f - C_a \cdot A$$

$$= C_f W_c T_c [r/W - \ln(1 + r/w)] / E_f - C_a W_c \cdot NTU/K \quad (17)$$

式中 E_f 为燃料的烟, 可按 $Rant^{[10]}$ 给出的公式计算。优化的目标是 $\max\{P\}$, 可由下式求出:

$$d(p)/d(NTU) = 0 \text{ 且 } P > 0 \quad (18)$$

可以证明, P 存在着最大值。当 $P > 0$ 且 P 为最大时, 对应的 NTU 、 A 、 T_{c2} 和 P 称为最佳 NTU 、 A 、 T_{c2} 和 P 记为 NTU^* 、 $\bar{A}$ 、 T_{c2}^* 和 P^* 。作为实例, 说明如下:

某一燃重油加热炉, 油耗 1000kg/h, 烟气进换热器温度为 800℃, 换热器传热系数为 40w/m² · C, 重油价格 200 元/t, 换热器单位时间单位换热面积的投资费用为 0.05 元/m² · h, 则换热器的

P 与 NTU 的关系见图 5。可见,逆流换热器比顺流换热器取得更大的节能效应,且前者的预热温度也较后者高,虽然前者的传热单元数比后者大。另外,逆流换热器比顺流换热器有更宽的 NTU 选择范围而不会出现亏损。

当燃料种类、燃料消耗量一定时,影响换热器的最佳参数的主要因素有:燃料价格、换热系数、烟气进换热器温度和换热器的单位投资费用。现以逆流换热器说明如下:

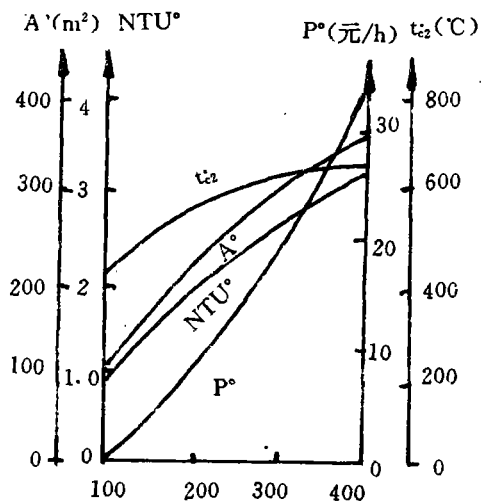


图 6 燃料价格对换热器最佳参数的影响

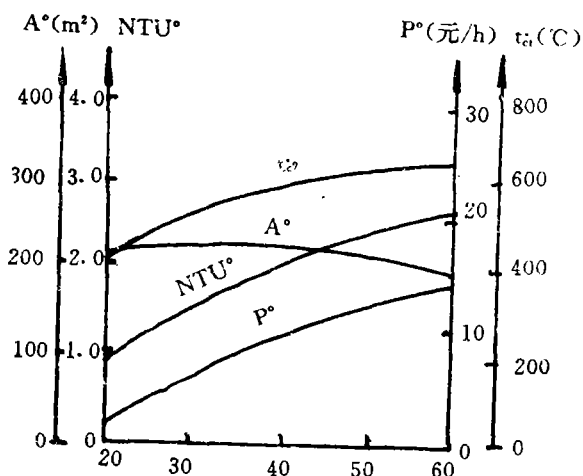


图 7 传热系数对换热器最佳参数的影响

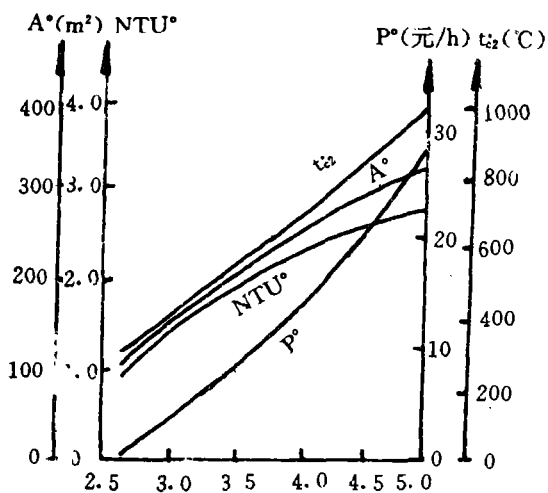


图 8 烟气入口温度对换热器最佳参数的影响

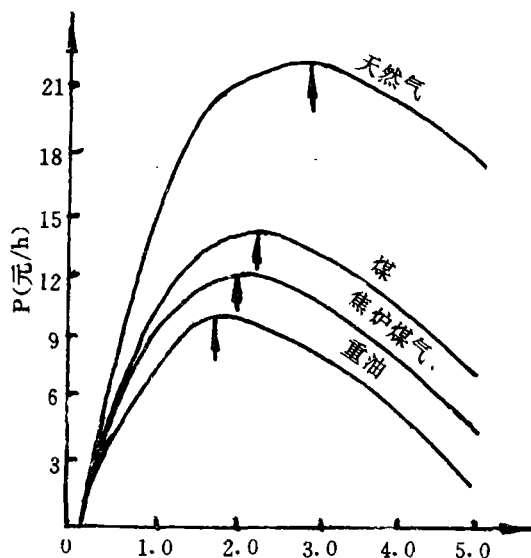


图 9 换热器经济效益与不同燃料的关系

图 6 为燃料价格对换热器最佳参数的影响。可见,当燃料价格上涨时,应采用较大的换热面积。随着燃料价格的上涨, P° 增加很快,但 t_{c2} 增加幅度不大。如当 C_f 从 200 元/t 时,NTU $^\circ$ 从 1.95 增大到 2.35, A° 从 216.67m 2 增大到 261.11m 2 , P° 从 9.65 元/h 增大到 20.84 元/h,增加了 11.19 元/h。若年工作时间为 7200 小时,则年经济效益可多取得 8 万元。

图 7 为传热系数对最佳参数的影响。 K 增大时, NTU^* 增大, 但 A^* 变化并非单调。在较小的值时, A^* 随 K 增大而略微增大, 而当 K 较大时, A^* 随 K 增大而减小。当 K 增大时 P^* 也增大, 但增大幅度不是太大。

图 8 为烟气进换热器温度, 最佳参数均增大, 尤其是经济效益提高得更为明显。

换热器的投资费用越大, 经济效益越小, NTU^* 、 A^* 和 t_{c2} 也相应减小, 这可由式(17)看出。

当加热炉使用不同燃料, 由于燃料价格、发热量、空气过剩系数均不同, 故对换热器最佳参数的影响较为复杂。图 9 为不同燃料时换热器经济效益分析, 其中重油、焦炉煤气、煤和天然气的发热量分别为 40195KJ/kg 、 16750KJ/Nm^3 、 29308KJ/kg 和 33500KJ/Nm^3 , 价格分别为 200元/t 、 0.10元/Nm^3 、 190元/t 和 0.30元/Nm^3 , 空气过剩系数均取为 1.2 。可见, 不同燃料时的换热器大小、空气预热温度以及经济效益是不同的。

总之, 换热器的最佳传热单元数和最佳换热面积及最佳预热温度应根据燃料种类、价格、换热器传热系数、烟气入口温度及换热器投资等综合考虑并使式(17)取得最大值来计算。

参 考 文 献

- 1 Bejan A, Heat. J. Transfer, 1977; 99: 374
- 2 Bejan A. Int. J. Heat Mass Transfer, 1978; 21: 655
- 3 过增元等. 工程热物理论文集, 科学出版社, 1988
- 4 倪振伟. 工程热物理学报, 1984; 387—389。
- 5 宁之平等. 节能原理. 水力电力出版社, 1985
- 6 Evans R. B. Energy, 1980; 5 (8—9): 805—821
- 7 Gaggioli R A et al. Energy, 1980; 5(8—9): 823—837
- 8 尾花英钢. 热交换器设计手册. 石油工业出版社, 1981
- 9 吴懋林等. 工业炉. (1988); 4: 32—37
- 10 Rant Z, Forsh Ing—Wes, (1956); 22: 1

EXERGIC THERMOECONOMIC ANALYSIS OF HEAT EXCHANGERS

Han Xiaoliang

(BEIJING UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY)

ABSTRACT

Heat exergy loss and exergy efficiency of heat exchangers are analyzed. The results show that in order to obtain higher exergy efficiency number of transfer unit (NTU) and capacitance ratio should be selected carefully for they have optimum values. Thermoeconomic optimum calculations for heat exchangers show that optimum parameters of heat exchangers are related to fuel sort and price, heat conductance, gas temperature and cost per heat transfer area. **KEY WORDS** : Heat Exchanger; Exergy; Thermoeconomics