

# 换热器性能的经济评价

(重庆大学热能工程学院) 吴双应 牟志才\* 刘泽筠

**摘要:**通过对换热器传热与流动过程的焓经济分析,提出了一项换热器性能的经济评价指标——单位传热量的总费用 $\eta$ ,并对顺流、交叉流和逆流三种流型的换热器进行了焓经济分析和优化。本文的有关方法和结论可为工程上换热器的性能评价提供参考。

**关键词:**换热器;焓经济分析;性能评价

中图分类号:TK124

## 1 前言

换热器作为能量系统中使用最广泛的单元设备之一,其性能的改善对于改进系统的用能过程,降低能量消耗具有重要的意义,因此,采用一定的方法对换热器性能进行评价就显得尤其重要。最早对换热器性能的评价是采用单一参数,如采用传热系数 $K$ 及压降 $\Delta P$ ,这种方法简单且直观,但这些指标仅从能量利用的某一个方面来考虑问题,因此显得不够全面;于是有人主张采用换热量 $Q$ 与消耗的泵(或风机)的功率 $N$ 的比值,即能量系数作为评价指标,但它只反映了换热器的运行能量消耗,不仅不能表达具有温差传热过程的不可逆损失,而且也仅是单一地从能量利用角度来考虑换热器的热性能。随着传热技术的发展,换热器日益向体积小、重量轻的方向发展,Webb<sup>[1]</sup>在综合分析的基础上,提出了一套较完整的换热器性能评价准则(PEC),但该法仍然是以热力学第一定律为基础,未能区分传热量 $Q$ 与动力消耗 $N$ 之间的能质差别,且评价指标琐碎,有时甚至在结果中很难得出一个正确结论。近年来,Bejan<sup>[2]</sup>以热力学第二定律为基础,提出了以熵产单元数作为换热器性能评价指标,它虽然克服了上述

方法的不足,但不直观;后来一些学者采用焓分析法对换热器性能进行评价,提出了焓效率指标,但该指标缺乏实用性。总之,以上对换热器性能的几种评价方法,其共同缺点是没有把评价指标与经济性联系起来,这对换热器性能的热经济评价显然不合理。笔者曾对余热回收换热器的性能评价提出了一个焓经济指标,即单位余热回收量的年净收益指标<sup>[3,4]</sup>,在该指标里不仅考虑了能量质的损失,余热回收量 $Q$ 的多少,而且考虑了换热器投资等经济性因素,因而更加全面反映了余热回收换热器的热经济性能。但是应该指出,由于工程上余热回收换热器的目的所限,该指标是从收益的观点出发提出的,它对余热回收换热器的性能评价具有一定的实用意义,如果把它应用于其它工艺过程中用于一般传热目的的换热器性能评价,显然有点不妥,这就要求根据换热器的不同设置目的,采取相应的性能评价指标,这也是工程上用于换热器的性能评价指标不很唯一的原因之一。对于工程上大量存在的用于一般传热过程的换热器,其性能评价的出发点应该是改善换热器传热的不可逆过程,同时考虑传热量的多少和经济性因素等。因此,本文以换热器中传热与流动过程的焓经济分析为基础,提出一项综合反映换热器的传热不可逆费用、流动不可逆费用、换热器投资和传热量多少的性能评价指标,即单位传热量的总费用 $\eta$ ,从而为完善和改进工程上换热器的性能评价提供参考。

## 2 换热器传热与流动过程焓分析

换热器中传热与流动过程是一种典型的不可逆过程,其焓损失包含由有限传热温差引起的焓损失

收稿日期:1998-07-28; \*牟志才,深圳西部电力公司

作者简介:吴双应(1968-),男,硕士,热能工程系副主任,讲师,研究方向为传热传质、热经济学。通讯处:400044 重庆大学热能工程学院热能

和由于流体粘性流动阻力引起的焓损失两部份。

考虑如图 1 所示的典型换热过程, 假定流动与传热过程均处于稳定状态, 不计换热器轴向导热及散热损失, 且不考虑工质的物性变化。

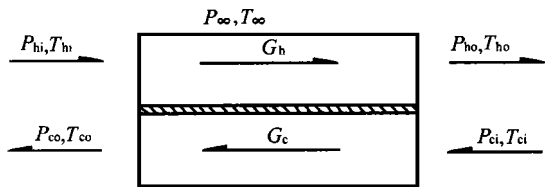


图 1 典型换热过程

为叙述方便, 以下各物理量下标“i”表示进口, “o”表示出口; “c”表示冷流体, “h”表示热流体; “t”表示管侧, “s”表示壳侧; “∞”表示环境状态。

由文献[5]知换热器中工质比焓变化的微分形式为:

$$de = C_p(1 - T_{\infty}/T)dT + \left[ V - (T - T_{\infty})\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \right] dP \quad (1)$$

式中:  $V$  为工质比容。

由上式积分得:

$$\Delta e = \int_{P_i, T_i}^{P_o, T_o} C_p(1 - T_{\infty}/T)dT + \int_{P_i, T_i}^{P_o, T_o} \left[ V - (T - T_{\infty})\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \right] dP \quad (2)$$

式中, 第一项为工质热量比焓的变化, 即

$$\Delta e_T = \int_{P_i, T_i}^{P_o, T_o} C_p(1 - T_{\infty}/T)dT \quad (3)$$

第二项为工质压力比焓的变化, 即

$$\Delta e_P = \int_{P_i, T_i}^{P_o, T_o} \left[ V - (T - T_{\infty})\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \right] dP \quad (4)$$

换热器焓损  $\Delta E$  为热流体失去的焓  $\Delta E_h$  减去冷流体得到的焓  $\Delta E_c$ , 考虑到热流体焓在传热与流动过程中减小, 即对热流体  $\Delta e_{Th} < 0$ ,  $\Delta e_{Ph} < 0$ , 于是,  $\Delta E = -\Delta E_h - \Delta E_c = -G_h(\Delta e_{Th} + \Delta e_{Ph}) - G_c(\Delta e_{Tc} + \Delta e_{Pc}) = (-G_h\Delta e_{Th} - G_c\Delta e_{Tc}) + (-G_h\Delta e_{Ph} - G_c\Delta e_{Pc}) = \Delta E_T + \Delta E_P$

式中第一部分为换热器由于温差传热而引起的焓损失  $\Delta E_T$ ; 第二部分为换热器中流体粘性流动阻力所引起的焓损失  $\Delta E_P$ ;  $G$  为工质质量流量。

下面分别讨论  $\Delta E_T$  和  $\Delta E_P$  的计算。

### 2.1 热量焓损失 $\Delta E_T$

由式(3)可看出, 不管是对气体还是液体, 工质的热量比焓的变化皆为:

$$\Delta e_T = C_p(T_o - T_i - T_{\infty} \ln \frac{T_o}{T_i}) \quad (6)$$

于是,

$$\Delta E_T = G_h C_{ph} T_{\infty} \ln \frac{T_{ho}}{T_{hi}} + G_c C_{pc} T_{\infty} \ln \frac{T_{co}}{T_{ci}} \quad (7)$$

引入换热器的三个无因次性能量, 即

$$\text{冷热流体热容量率比 } R = G_c C_{pc} / G_h C_{ph}$$

$$\text{传热单元数 } NTU = KF / G_c C_{pc}$$

$$\text{传热有效度 } \epsilon = (T_{co} - T_{ci}) / (T_{hi} - T_{ci})$$

$$\text{则: } T_{ho} = T_{hi} - \epsilon R (T_{hi} - T_{ci}) \quad (8)$$

$$T_{co} = T_{ci} + \epsilon (T_{hi} - T_{ci}) \quad (9)$$

显然有  $\epsilon = f(R, NTU, \text{换热流型})$

把(8)(9)代入式(7)得

$$\Delta E_T = G_h C_{ph} T_{\infty} \left\{ \ln[1 - \epsilon R(1 - C)] + R \ln[1 + \epsilon(1/C - 1)] \right\} \quad (10)$$

式中,  $C = T_{ci} / T_{hi}$  为冷热流体入口温度比。

### 2.2 压力焓损失 $\Delta E_P$

由式(4)可看出, 对不同的工质, 压力比焓的变化可得到不同的计算式。

对气体工质, 如视为理想气体, 利用理想气体状态方程  $PV = R'T$  代入式(4)得:

$$\Delta e_P = R' T_{\infty} \ln \frac{P_o}{P_i} \quad (11)$$

于是,

$$\Delta E_P = -G_h R' T_{\infty} \ln \frac{P_{ho}}{P_{hi}} - G_c R' T_{\infty} \ln \frac{P_{co}}{P_{ci}} \quad (12)$$

又冷热流体压降  $\Delta P_c$  和  $\Delta P_h$  可表示为

$$\Delta P_c = P_{ci} - P_{co}, \Delta P_h = P_{hi} - P_{ho} \quad (13)$$

则

$$\Delta E_P = -T_{\infty} [G_h R' \ln(1 - \Delta P_h / P_{hi}) + G_c R' \ln(1 - \Delta P_c / P_{ci})] \quad (14)$$

式中,  $R'$  为特定气体常数。

对于不可压缩的液体, 常物性时近似认为  $V = \text{const}$ , 代入式(4)得:

$$\Delta e_P = V(P_o - P_i) = -V\Delta P \quad (15)$$

于是

$$\Delta E_p = G_h V_h \Delta P_h + G_c V_c \Delta P_c \quad (16)$$

由文献 [6] 的方法可确定出单流程管壳式换热器流动阻力与传热单元数  $NTU$  的关系, 即

$$\Delta P / P_i = FNTU \quad (17)$$

式中, 对管侧  $F_t = \frac{1}{8\beta} \cdot \frac{1}{Eu_t St_t} (f_t + \frac{d_i \xi_t}{L})$

壳侧  $F_s = \frac{1}{8\beta} \cdot \frac{1}{Eu_s St_s} (f_s + \frac{d_i}{d_e} + \frac{d_i \xi_s}{L})$

其中,  $Eu$  为欧拉数 ( $= P_i / \rho u^2$ );  $St$  为斯坦顿数 ( $= K / \rho u C_p$ );  $f$  为流体摩擦阻力系数;  $\xi$  为局部阻力系数;  $\beta$  为管子外内径之比;  $L$  为管长;  $d_i$  为管内径;  $d_e$  为壳程当量直径。

把式 (17) 分别代入式 (14)、(16) 得压力 $\eta$ 损失  $\Delta E_p$  为:

对理想气体:  $\Delta E_p = T_{\infty} [G_h R'_h \ln(1 - F_h NTU) + G_c R'_c \ln(1 - F_c NTU)]$  (18)

对液体:  $\Delta E_p = G_h V_h P_{hi} F_h NTU + G_c V_c P_{ci} F_c NTU$  (19)

这样根据式 (5)(10)(18)(19) 的不同组合, 即可得出具有气-气、气-液、液-气、液-液不同换热介质的换热器总 $\eta$ 损失表达式。

### 3 换热器性能评价的 $\eta$ 经济指标

从 $\eta$ 经济学的观点来看, 在换热器中传递的热量为  $Q$  时, 所付出的代价包括三部分, 即传热 $\eta$ 损耗费用、流动 $\eta$ 损耗费用和换热器成本费用 (投资)。但是应当指出, 传热 $\eta$ 损耗和流动 $\eta$ 损耗对换热过程所起的作用是不一样的, 前者对换热过程起直接推动作用, 它的大小取决于换热温差, 而后者只能通过影响换热系数的大小对换热过程起间接推动作用, 它主要消耗于克服流动阻力上; 同时, 传热 $\eta$ 损耗费用和流动 $\eta$ 损耗费用也是不等价的, 前者是传热的 $\eta$ 损失, 而后者实际上就是泵 (或风机) 的功率消耗, 由机械功来补偿, 它间接反映了换热器的运行费用, 故两者之间必然存在“机械功”和“ $\eta$ ”的折算系数  $n$ , 研究结果表明,  $n = 3 \sim 5^{[7]}$ 。因此, 在换热器中传递一定的热量  $Q$  时总费用为:

$$C = C_e (\Delta E_T + n \Delta E_p) + I / \tau \quad (20)$$

式中,  $\tau$  为换热器年运行时间;  $C_e$  为热 $\eta$ 单价;  $I$  为

换热器的年投资分摊费用, 可由文献 [8] 给出:

$$I = (I_o + I_F \cdot F) [ \frac{1}{2} (i + j) \cdot (N + 1) + 1 + 0.07 N ] / N \quad (21)$$

式中,  $F$  为换热器传热面积;  $I_o$  为与传热面积无关的部分投资;  $I_F$  为与传热面积有关的部分投资;  $N$  为投资回收年限;  $i$  为贷款利率;  $j$  为税率。

于是, 定义单位传热量的换热器总费用为:

$$\eta = \frac{C}{Q} = \frac{C_e (\Delta E_T + n \Delta E_p) + I / \tau}{Q} \quad (22)$$

其中,  $Q = G_c C_{p_c} \epsilon (T_{hi} - T_{ci})$  (23)

由式 (10)(18)(19)(21)(22)(23) 的组合可求出气-气、气-液、液-气、液-液不同换热介质换热器单位传热量的总费用  $\eta$ 。显然, 对换热器进行 $\eta$ 经济优化设计, 即需求出最佳传热单元数  $NTU_{opt}$  (或最佳传热面积  $F_{opt}$ ) 使  $\eta$  达到最小。

### 4 应用实例

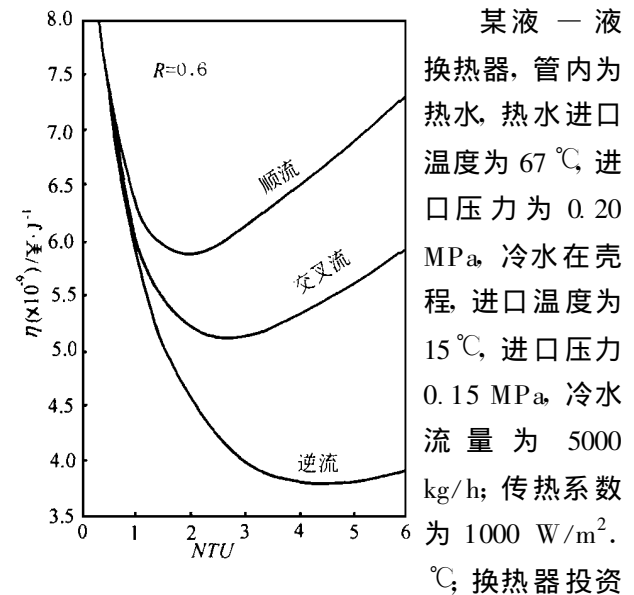


图 2  $R$  一定时,  $\eta$  与  $NTU$  的关系  
某液-液换热器, 管内为热水, 热水进口温度为  $67^\circ\text{C}$ , 进口压力为  $0.20\text{ MPa}$ , 冷水在壳程, 进口温度为  $15^\circ\text{C}$ , 进口压力  $0.15\text{ MPa}$ , 冷水流量为  $5000\text{ kg/h}$ ; 传热系数为  $1000\text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ; 换热器投资为  $1000 + 700 F$  元; 10 年偿还, 贷款利率为  $15\%$ , 税率为  $2\%$ ;  $\eta$  价取为电价  $C_e = 6.94 \times 10^{-8}\text{ ¥/J}$ ; 换热器年工作时间  $7200$  小时。

本文分别对三种常见流型 (顺流、交叉流、逆流) 换热器进行 $\eta$ 经济分析和计算。图 2 给出了冷热流体热容量率比  $R = 0.6$  时各种流型换热器单位传热量总费用  $\eta$  与传热单元数  $NTU$  的关系曲线。从图中

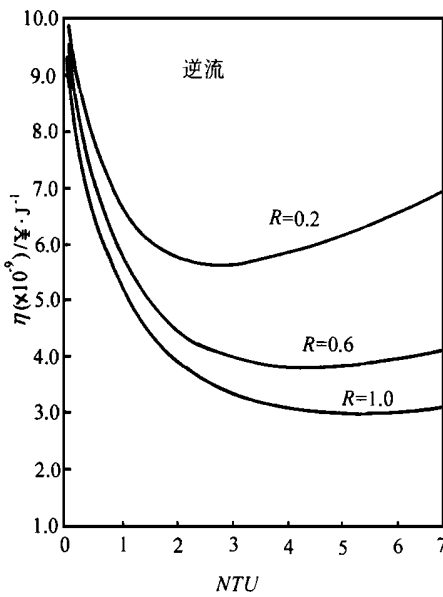


图 3 不同 R 下, η 与 NTU 的关系

可看出, 三种流型换热器的 η 都是随着 NTU 的增加先减小后增大, 即存在一使 η 达到最小值的最佳传热单元数  $NTU_{opt}$ , 且  $NTU_{opt}(\text{逆流}) > NTU_{opt}(\text{交叉流}) > NTU_{opt}(\text{顺流})$

同时有  $\eta_{min}(\text{逆流}) < \eta_{min}(\text{交叉流}) < \eta_{min}(\text{顺流})$ , 这说明逆流换热器投资大而总费用却小, 其不可逆损失费用最小。

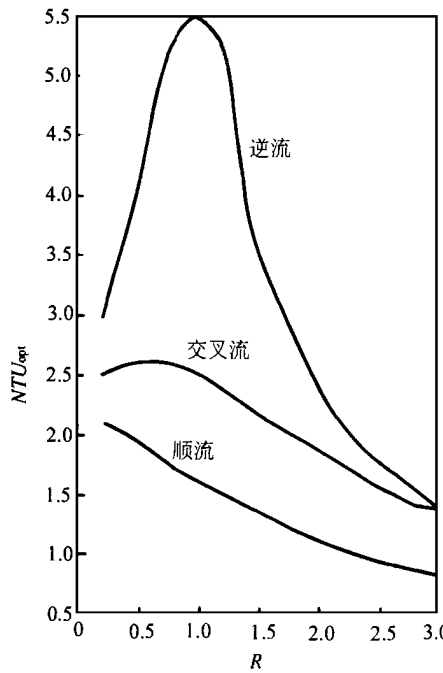


图 4 最佳传热单元数与 R 的关系

图 3 给出了逆流换热器单位传热量总费用 η 在不同冷热流体热容量率比 R 下与 NTU 的关系曲线。从图中可看出, 对同一种流型的换热器, 单位传热量总费用 η 随 R 增大而减小, 这说明 R 值越大, 不可逆损

失费用越小; 同时对应的最佳 NTU 值亦随 R 变化而变化。对于不同 R 情况下的最佳传热单元数可由下式求出:

$$\frac{\partial \eta}{\partial NTU} = 0 \tag{24}$$

显然由式(10)(19)(22)(23)(24)求得的结果为一超越方程, 可用数值法求解。图 4 给出了三种流型换热器最佳传热单元数的计算结果, 从图中可看出, 对逆流和交叉流型换热器存在一明显的最大  $NTU_{opt}$ , 而对顺流换热器, 在一般的 R 变化范围内,  $NTU_{opt}$  单调递减, 且逆流的  $NTU_{opt}$  最大, 交叉流次之, 顺流最小, 这与图 2 得出的结果一致。

### 5 结论

本文提出了一项评价换热器性能的可用经济指标——单位传热量的总费用 η。计算和分析表明, 该指标不仅能反映换热器不可逆总费用的多少, 而且能反映换热器传热量的大小和投资的多少, 因此, η 值的大小可作为评价换热器可用经济学性能的主要技术指标。

### 参考文献

- [1] Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1981, 24(4):715~726.
- [2] Bejan A. General criterion for rating heat exchanger performance. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1978, 21:655~658.
- [3] 吴双应, 李友荣. 余热回收换热器性能的可用经济分析与优化. *冶金能源*, 1996, 15(6):44~47.
- [4] 吴双应, 李友荣. 交叉流余热回收换热器热经济学性能的分析与优化. *钢铁*, 1998, 38(4):50~53.
- [5] 朱明善. 能量系统的可用分析. 北京: 清华大学出版社, 1998.
- [6] 徐志明, 杨善让, 陈钟颐. 关于换热器熵产分析的商榷(二). *东北电力学院学报*, 1993, 3(4):7~13.
- [7] 倪振伟. 换热器的热力学第二定律分析与评价方法. *工程热物理学报*, 1985, 6(4):311~314.
- [8] 卿定彬. 工业炉用热交换装置. 北京: 冶金工业出版社, 1986.

(何静芳 编辑)

On the basis of the water wall thermodynamic test of a 600 MW boiler unit and through the use of a finite-element analytical method an analysis was conducted of the dynamic variation with heat transfer conditions of membrane water wall tube wall temperature distribution of a low-circulation ratio boiler. The analysis aims at identifying the underlying basic cause of water wall tube wall temperature fluctuations. The results of the analysis show that the basic cause leading to the fluctuations of the water wall tube wall temperature lies in the deterioration of in-tube heat transfer. In the course of a heat transfer deterioration taking place inside the tubes of a single-side heated water wall the temperature difference between the fire-facing tube inner and outer tube wall surface has a relatively small time-dependent fluctuation. However, the water wall peripheral temperature difference suffers a drastic fluctuation triggered by the wall temperature fluctuations of the fire-facing outer wall. **Key words:** water wall, temperature field, finite element

换热器性能的火用经济评价 = **Exergy-economic Evaluation of a Heat Exchanger Performance** [刊, 中] / Wu Shuangying (Chongqing University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 437 ~ 440

Based on the exergy-economic analysis of heat exchanger heat transfer and flow process the author has come up with a heat exchanger performance evaluation index, the so-called  $\eta$  criterion, defined as the total cost per unit quantity of heat transferred. Furthermore, conducted was the exergy-economic analysis and optimization of three types of heat exchangers i. e., down-flow, cross-flow and counter-flow. The methods employed and results presented in this paper can serve as a guide during the performance evaluation of heat exchangers. **Key words:** heat exchanger, exergy-economic analysis, performance evaluation

三维温度场计算机可视化系统的研制与开发 = **Development and Fabrication of a Computer-based Visual System for Three-dimensional Temperature Fields** [刊, 中] / Zhang Shishuai, Luo Jun, Zhu Maoshu, et al (Central University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 441 ~ 442

Described in this paper is a computer-based visual system for the visualization treatment of a three-dimensional temperature field encountered in engineering thermophysics by the use of computer graphic and image techniques. The above-cited system includes a variety of modules, which are used for performing such functions as the model building of the three-dimensional temperature field, color mapping, setting-up of a visual model, extraction of a sectional plane, the setting of visual angle, etc. The system is developed and realized on a Windows 95 platform with the help of Visual C. **Key words:** three-dimensional temperature field, visual system, model building

大型亚临界无烟煤电站锅炉的开发设计 = **The Design and Development of a Large-sized Anthracite-fired Subcritical-pressure Utility Boiler with a Tangential firing System** [刊, 中] / Chen Jirong, Gao Feng (Harbin Boiler Co. Ltd.) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(6). — 443 ~ 446

The present paper describes the technical features and operational achievements of a 300 MW subcritical-pressure, natural-circulation and anthracite-fired boiler developed and designed by Harbin Boiler Co. Ltd (HBC). It focuses on some effective technical measures taken to ensure a good ignition, stable combustion and thorough burn-off, a stable combustion without relying on oil support even at low loads and complete combustion of low volatile coal as well as a slag-free operation and a reduction in NO<sub>x</sub> emissions. With respect to the burner design a "self-stabilizing combustion technology incorporating double primary air channel" developed jointly by HBC and Qinghua University has been adopted. This item of technology was awarded a China National Golden Prize for outstanding creative and inventive patents. The marked flame stability at low loads and excellent overall performance provided by the above-cited technology have advanced the design of high-capacity anthracite-fired boilers to a new level. Such boilers with a tangential firing system enjoy the advantages of low steel consumption, low NO<sub>x</sub> emission, etc. Their successful development has blazed a new trail for the utilization of low volatile coals, an abundant resource in China. **Key words:** anthracite, sub-critical, natural circulation, boiler design, burner

煤粉锅炉液化气点火装置的理论与实践 = **Theory and Practice of a Liquefied Petroleum Gas-based Ignition**