

54-59

1997年7月
第20卷第4期

重庆大学学报 (自然科学版)
Journal of Chongqing University (Natural Science Edition)

Vol. 20, No. 4
Jul. 1997

关于换热器热力学性能评价指标的分析与讨论

The Analysis and Discussion on Criteria for Evaluating
Thermodynamic Performance of Heat Exchanger

吴双应

Wu Shuangying

李友荣

Li Yourong

(重庆大学热力工程系, 重庆, 630044, 第一作者 29岁, 男, 讲师, 硕士)

TK172
TK123

摘要 在分析和讨论常见的换热器热力学性能评价指标——炯效率 η 和无因次炯产数 N 。在实际应用时存在不足的基础上, 引入了一个新的换热器热力学性能评价指标——无因次炯产率(炯损率) N_e 。分析和讨论的结果表明, 该指标不仅物理意义明确, 而且适用范围更广, 在换热器的热力学性能评价时优于炯效率 η 和无因次炯产数 N 。

关键词 换热器 / 炯效率; 无因次炯产数; 无因次炯产率(炯损率)

中国图书资料分类法分类号 TK124

ABSTRACT Based on analyzing and discussing the limitation of common criteria——exergy efficiency and nondimensional entropy generation number applied in the field for evaluating thermodynamic performance of heat exchanger, a new criterion which is called nondimensional entropy generation rate (exergy loss rate) is introduced. The results show that the new criterion has more clear physical meaning, more extensive field of applications and is superior to exergy efficiency and nondimensional entropy generation number in evaluating the thermodynamic performance of heat exchanger.

KEYWORDS heat exchangers / exergy efficiency; nondimensional entropy generation number; nondimensional entropy generation rate (exergy loss rate)

0 引 言

换热器是各种能量系统中使用最广泛的单元设备之一, 因此, 如何对换热器进行优化设计, 提高换热器的性能对于改进系统的用能过程, 降低能量消耗具有极其重要的意义。为此, 许多学者从能质角度采用炯产分析法和炯分析法对换热器的性能进行热力学分析, 提出了很多换热器热力学性能的评价指标, 常见的有换热器的炯效率 η ^[1-3] 和无因次炯产数 N ^[4-6] 两种, 这些指标在评价换热器的热力学性能上都起到了一定的作用, 然而在实际应用

时有不尽人意之处。于是,笔者对这两种常见的指标在评价换热器热力学性能的特点、区别、联系以及适用范围等方面进行详细分析和讨论,并在此基础上,引入一个新的换热器热力学性能评价指标——无因次熵产率(焓损率) N_s ,结果表明,该指标不仅物理意义明确,而且适用范围更广,在换热器的热力学性能评价时优于焓效率 η_h 和无因次熵产数 N_s 。有关结果可为工程上换热器的性能评价提供参考。

1 换热器热力学性能评价指标

1.1 数学模型

为便于分析和比较各种换热器的热力学性能评价指标,特建立以下统一的数学模型。考虑如图1所示的典型换热过程,假定流动及传热过程均为稳态过程,物性为常数且不考虑散热焓损失、流动焓损失及轴向导热的影响, $G_c C_{pc}$ 、 $G_h C_{ph}$ 分别为冷热流体的热容量; T_{c1} 、 T_{c2} 为冷流体进、出口温度; T_{h1} 、 T_{h2} 为热流体进出口温度; T_0 为环境温度。

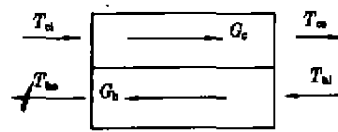


图1 典型换热过程

引入换热器冷热流体热容量比 R 和换热效能 ϵ :

$$R = \frac{G_c C_{pc}}{G_h C_{ph}} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}}, \quad \epsilon = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (1)$$

则有: $T_{c2} = T_{c1} + \epsilon(T_{h1} - T_{c1}) \quad (2)$

$$T_{h2} = T_{h1} - \epsilon R(T_{h1} - T_{c1}) \quad (3)$$

并记: $c = \frac{T_{c1}}{T_{h1}}, \quad c_0 = \frac{T_0}{T_{h1}} \quad (4)$

为讨论问题方便,下面主要以工程上典型的逆流换热器为例,对换热器的热力学性能评价指标进行分析和讨论。

1.2 焓效率 η_h

由上述数学模型,在常规情况下一般认为换热器收益的焓即为冷流体得到的焓 ΔE_c ,消耗的焓即为热流体放出的焓 ΔE_h ,于是换热器焓效率为:

$$\eta_h = \frac{\Delta E_c}{\Delta E_h} = \frac{E_{c2} - E_{c1}}{E_{h1} - E_{h2}} \quad (5)$$

目前,对换热器的焓分析都是从式(5)出发,分析讨论如何改善换热过程,提高换热器的焓效率 η_h 。在换热过程中,冷流体得到的焓 ΔE_c 和热流体放出的焓 ΔE_h 分别为:

$$\Delta E_c = G_c C_{pc} \left(T_{c2} - T_{c1} - T_0 \ln \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right) \quad (6)$$

$$\Delta E_h = G_h C_{ph} \left(T_{h1} - T_{h2} - T_0 \ln \frac{T_{h1}}{T_{h2}} \right) \quad (7)$$

由(1)~(7)式得换热器的焓效率 η_h 为:

$$\eta_h = \frac{R \left\{ \epsilon(1-c) - c_0 \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{c} - 1 \right) \right] \right\}}{\epsilon R(1-c) + c_0 \ln [1 - \epsilon R(1-c)]} \quad (8)$$

式(8)即为换热器焓效率的一般计算式,其中,换热器效能 ϵ 取决于换热过程的传热单元数 n ,冷热流体热容量比 R 及换热流型,即

$$\epsilon = f(n, R, \text{流型})$$

于是

$$\eta_h = f(n, R, \text{流型}, c, c_0) \quad (9)$$

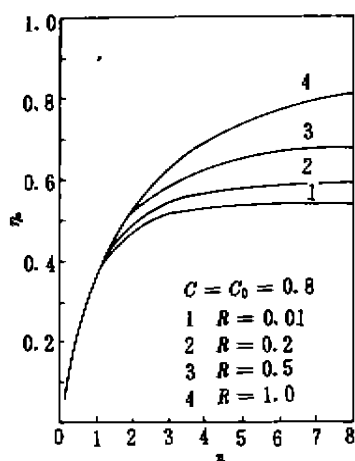


图2 η_h 与 n 的关系曲线

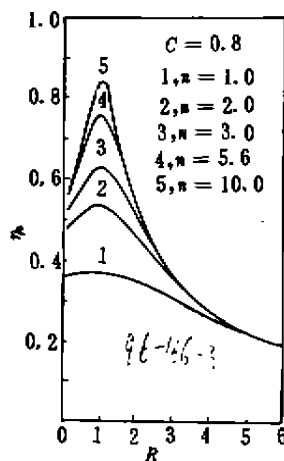


图3 η_h 与 R 的关系曲线

图2、3分别给出了逆流换热器焓效率 η_h 随传热单元数 n 和冷热流体热容量比 R 的变化规律。由图可见,在其它条件相同的情况下,随着传热单元数的增加,换热器焓效率单调递增,但传热单元数增大到某一值后,焓效率增加速度将变慢;而对焓效率随热容量比 R 的变化在当 R 较小时, η_h 随 R 的增加而增加,而当 R 较大时, η_h 又随 R 的增加而减小,最后都趋于某一极限值,即存在一个使焓效率 η_h 达最大值的最佳热容量比 R_{opt} ,因而焓效率可用于换热器热力学性能的分析与优化。但是应该指出,上述的有关分析和结果都是针对于工作在环境温度以上的常规高温换热器而言的($0 < c_0 < 1$),而对在低于环境温度以下工作的低温换热器($c_0 > 1$),其热力学特性与高温换热器不同。与高温换热器相反,在低温换热器中热流体放出热量,温度下降,冷量焓增加,即为收益的焓;冷流体吸收热量,温度上升,冷量焓减小,即为消耗的焓,因此常规的高温换热器的焓效率定义式(5)对低温换热器是不合适的,于是,低温换热器焓效率 η_h 定义为:

$$\eta_h = \frac{\Delta E_h}{\Delta E_c} = \frac{E_{h\infty} - E_{ci}}{E_{ci} - E_{\infty}} \quad (10)$$

其中
$$\Delta E_h = -G_h C_{ph} \left(T_{h1} - T_{h\infty} - T_0 \ln \frac{T_{h1}}{T_{h\infty}} \right) \quad (11)$$

$$\Delta E_c = -G_c C_{pc} \left(T_{\infty} - T_{ci} - T_0 \ln \frac{T_{\infty}}{T_{ci}} \right) \quad (12)$$

于是
$$\eta_h = \frac{\epsilon R(1-c) + c_0 \ln [1 - \epsilon R(1-c)]}{R \{ \epsilon(1-c) - c_0 \ln [1 + \epsilon(1-c)/c] \}} \quad (13)$$

有关低温换热器焓效率的详细分析和讨论可参阅文献[7],这里不再赘述。由上可见,常规的换热器焓效率定义在实际应用时其适用范围受到一定的限制,而且从焓效率的定义可看出,它没有考虑换热器的换热量大小,因此,把焓效率作为换热器的热力学性能评价指标存在一定的缺陷。

1.3 无因次熵产数 N_s

为反映换热器传热过程的不可逆性, Bejan^[4,5] 定义了换热器无因次熵产数为:

$$N_s = \frac{\dot{S}_s}{G_c C_{pc}} \quad (14)$$

式中, \dot{S}_s 为换热器的传热熵产, 由下式计算:

$$\dot{S}_s = G_c C_{pc} \ln \frac{T_{\infty}}{T_m} + G_b C_{pb} \ln \frac{T_{\infty}}{T_m} \quad (15)$$

由(1), (2), (3), (4), (14), (15) 式得:

$$N_s = \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{c} - 1 \right) \right] + \frac{1}{R} \ln [1 - \epsilon R (1 - c)] \quad (16)$$

于是

$$N_s = f(n, R, \text{流型}, c) \quad (17)$$

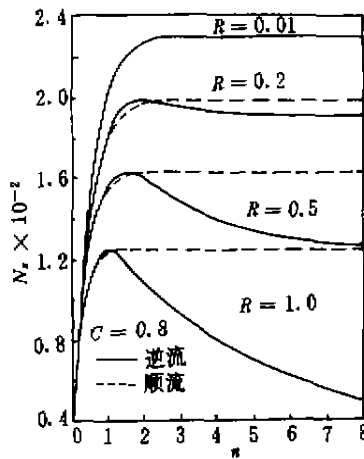


图 4 N_s 与 n 的变化关系曲线

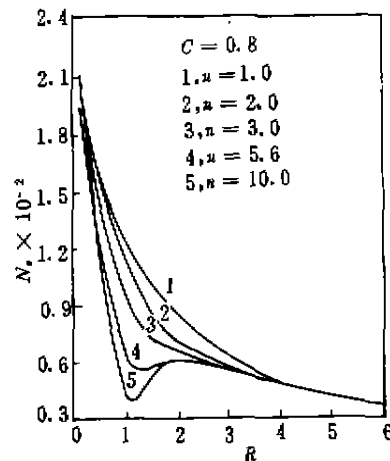


图 5 N_s 与 R 的变化关系曲线

显然, 无因次熵产数 N_s 简单、较易计算, 它反映的是换热器中传热过程总的不可逆损失大小。从(14), (15), (16) 式可看出, 该指标不仅适用于常规的高温换热器, 而且还适用于低温换热器。然而, 用 N_s 来分析和评价换热器的热力学性能或进行换热器的热优化时存在一定的缺陷。如图 4 给出了顺、逆流换热器的无因次熵产数 N_s 随传热单元数 n 的变化关系曲线。从图中可看出, 随着 n 的增加, 对顺流式换热器而言, N_s 单调增加, 且 n 大于某一值时, N_s 增加缓慢; 对逆流式换热器而言, N_s 先增加后减小, 即存在一最大值, 且当 n 较小时, 逆流换热器的 N_s 大于顺流换热器的 N_s , 而当 n 较大时则正好相反。可见, N_s 随 n 的变化规律对不同流型的换热器则有所不同。图 5 给出了 N_s 随热容量比 R 的变化曲线, 从图中可看出, 在较小的 n 下, N_s 随 R 的增大而单调减小; 而在较大的 n 下, N_s 随 R 的增大先减小, 后增大, 然后再减小, 即存在一定的波动性, 但最终都趋于某一相同的极限值。由上述分析可看出, N_s 的变化规律性较差, 不适用于各种流型换热器的热优化。产生这一现象的原因是由于 N_s 定义的缺陷, 为说明这一现象, 不妨将式(14) 改写为:

$$N_s = \frac{\Delta T_c \dot{S}_s}{G_c C_{pc} \Delta T_c} = \frac{\Delta T_c \dot{S}_s}{Q} \quad (18)$$

其中, ΔT_c 为冷流体的温升, Q 为换热器的传热量, 这样 N_s 就为成了换热器单位传热量的熵产乘以冷流体的温升。然而, 冷流体的温升和单位传热量的熵产都和换热器的结构特性(传热单元数及流型)以及流体参数(流体入口温度比、热容量比)等多种因素有关, 这样, N_s 就

变成两个都同换热器性能有关的参数 ΔT_e 和 S_e/Q 的乘积,显然,用这样定义的 N_e 来评价换热器的热力学性能或热优化就难免出问题。为克服这一缺陷,徐志明等*曾定义一个修正的无因次熵产数 N_e ,即

$$N_e = \frac{\Delta T_e S_e}{Q} \quad (19)$$

其中, $\Delta T_e = T_{e1} - T_{e2}$ 为换热器热、冷流体入口温差,这样定义的无因次熵产数虽然可以消除在评价换热器的热力学性能时所出现的上述问题,但它整体的物理意义并不十分明显。

1.4 无因次熵产率(熵损率) N_e

为克服熵效率 η_e 和无因次熵产数 N_e 在评价换热器热力学性能时的不足,笔者引入一个新的换热器的热力学性能评价指标——无因次熵产率(熵损率) N_e ,其定义为换热器传热过程的实际熵产 S_e (或熵损 ΔE) 与最大可能传热熵产 $S_{e,max}$ 或最大传热熵损 ΔE_{max} (即换热器在热、冷流体入口温差下传递热量 Q 时的熵产或熵损)之比,即

$$N_e = \frac{S_e}{S_{e,max}} = \frac{T_e S_e}{T_e S_{e,max}} = \frac{\Delta E}{\Delta E_{max}} \quad (20)$$

由(15),(20)式得:

$$N_e = \frac{G_c C_{pc} \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} + G_h C_{ph} \ln \frac{T_{h1}}{T_{h2}}}{Q \left(\frac{1}{T_{e1}} - \frac{1}{T_{h1}} \right)} \quad (21)$$

由 $Q = G_c C_{pc} (T_{e2} - T_{e1})$ 和(1)~(4)式得:

$$N_e = \frac{\ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{c} - 1 \right) \right] + \frac{1}{R} \ln [1 - \epsilon R (1 - c)]}{\epsilon \left(\frac{1}{c} - 2 + c \right)} \quad (22)$$

上式即为无因次熵产率(熵损率)的一般计算式,显然

$$N_e = f(\eta_e, R, \text{流型}, c) \quad (23)$$

从 N_e 的定义可看出:①该指标不仅反映换热器传热过程的不可逆性大小,而且反映传热过程的熵损大小,这样把换热器的熵产分析和熵分析有机结合起来;②该指标不仅适用常规的高温换热器,而且适用于低温换热器,即不受环境温度 $T_e(c_e)$ 的影响,这样正好弥补了熵效率的不足;③该指标保留了无因次熵产数的简单、易计算的优点,但消除了 N_e 在换热器性能评价时出现的一些如规律性较差,出现波动,无最小优化值等现象,其形式虽然与徐志明等提出的修正无因次熵产数 N_e (即(19)式)相差不多,但其整体物理意义更加明确;④该指标不仅考虑了换热器传热过程的熵产(熵损)大小,而且考虑了传热过程换热量的多少,而熵效率 η_e 和无因次熵产数 N_e 则没有;⑤该指标通过简单变换,都可转换为与其它性能评价指标(如 N_e, η_e, N_e, E_e 等)之间的关系,其中, $E_e = \frac{T_e S_e}{Q}$,即为单位传热量的熵损,也就是文献[8]中提出的熵损率这一性能评价指标。

为进一步说明该指标的实用性,如图6、7分别给出了逆流换热器的无因次熵产率(熵损率) N_e 随传热单元数 η 和热容量比 R 的变化曲线。从图中可看出, N_e 随 η 的增加而单调减小,且当 η 较大时,减小趋势变得缓慢; N_e 随热容量比 R 的增大先减小后增大,最后都趋于某一

* 徐志明,邓润亚,王金铭等. 换热器性能评价的几个问题. 见:中国工程热物理学会传热传质学术会论文集. 宜昌:1995

相同极限值,即存在一个使 N_c 最小的最佳热容量比 R_{opt} 。因而,该指标可用于换热器热力学性能分析和优化。

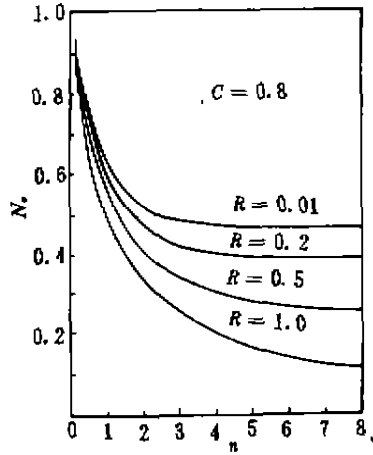


图6 N_c 与 n 的关系曲线

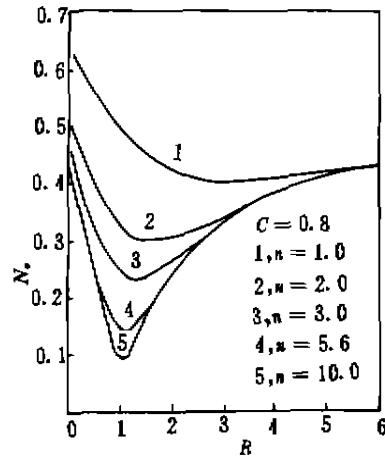


图7 N_c 与 R 的关系曲线

2 结 论

通过以上对常见的换热器热力学性能评价指标的分析和讨论可以看出,熵效率 η_s 和无因次熵产数 N_c 在实际应用时都存在一些缺陷。笔者引入的无因次熵产率(熵损率) N_c 这一评价指标,不仅物理意义明确,而且适用范围广,在换热器的热力学性能评价时优于熵效率 η_s 和无因次熵产数 N_c 。

最后值得指出的是,如考虑换热器中流动过程的熵产或熵损,则在以上各个指标,即在(5)式的分子和分母以及(14)和(20)式的分子分别加上流动过程的熵产或熵损即可,结果表明,上述有关结论仍然成立,另外,分析和讨论熵效率和无因次熵产数的目的在于评价换热器热力学性能时的缺陷,并不是否定它们,而是努力完善它们,因为它们仍是我们分析和评价换热器热力学性能的基础。本文的有关结果可为工程上换热器的性能评价提供参考。

参 考 文 献

- 1 Witte L C, Shamsundar N. A Thermodynamic Efficiency Concept for Heat Exchanger Devices. *J of Eng for Power*, 1983, 105, 199~203
- 2 韩小良, 刘毓骅. 换热器传热过程熵分析. 见: 热力学分析与节能论文集. 北京: 科学出版社, 1991. 19~24
- 3 项新耀. 工程熵分析方法. 北京: 石油工业出版社, 1990. 142~156
- 4 Bejan A. *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*. New York, Wiley, 1982. 135~155
- 5 Bejan A. The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design, Counterflow Heat Exchanger for Gas-to-Gas Application. *J Heat Transfer Trans ASME*, 1977, 99(3), 374~380
- 6 Sarangi S, Chowdhury K. On the Generation of Entropy in a Counterflow Heat Exchanger. *Cryogenics*, 1982, 22, 63~65
- 7 李友荣, 吴双应. 低温换热器的熵效率分析. *低温工程*, 1995, (6), 32~36
- 8 李友荣, 靳明聪, 唐经文. 一项评价换热器性能的热力学指标. *重庆大学学报*, 1993, 16(6), 46~50