

⑬
69-74

流体入口温度对换热器热力学性能影响的分析

吴双应 李友荣[✓] 刘泽筠

(重庆大学热能工程学院, 重庆, 400044)

TK172

摘要 采用焓分析方法, 分析了高低温换热器的热力学特性, 给出了高低温换热器焓效率的计算式, 在考虑和不考虑压力焓损失这两种情况下, 系统地讨论了冷热流体入口温度对高低温换热器焓效率的影响。

关键词 换热器; 焓效率; 入口温度; 分析

中国图书资料分类法分类号 TK124

热力学性能

0 引言

流体

换热器广泛应用于制冷、化工及能源等工业生产各领域, 它是许多工艺过程必不可少的单元设备之一。因此, 如何进行换热器的优化设计、提高换热器的性能对于改进工艺生产过程、降低能量消耗具有一定的意义。为此, 许多学者从能质角度对换热器性能进行了分析。L. C. Witte^[1]、杨善让^[2]、韩小良^[3]、李友荣^[4]等运用焓分析法对高低温换热器的热力学性能进行了具体分析, 讨论了换热器传热单元数、冷热流体热容量比等参数对焓效率的影响, 得到了一些有益的结论。然而, 应该指出, 已有的研究都没有系统考虑冷热流体入口温度对换热器热力学性能的影响, 特别是对低温换热器, 研究得则更少。尽管工程上很多换热器的冷热流体入口温度在一定的工艺过程中是给定的, 而不能象冷热流体热容量比 R 和传热单元数 N_u 那样自由选择而得到优化值, 但仍需要对现有换热器在当前运行参数下进行用能分析和评价, 包括考虑冷热流体入口温度的影响, 从而发现现有的换热器的不可逆损失状况。为此, 笔者针对工作在环境温度以上的常规高温换热器和在低于环境温度下工作的低温换热器, 在不考虑压力焓损失和考虑压力焓损失这两种情况下, 利用焓分析方法系统分析冷热流体入口温度对以上两种类型的换热器热力学性能的影响, 从而进一步完善对换热器热力学性能的分析。

1 高、低温换热器焓效率的一般计算式

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态, 不计换热器轴向导热及散热损失, 且不考虑流体物性的变化。

为叙述方便, 特对量符下标作如下定义: “ i ” 表示进口, “ o ” 表示出口; “ c ” 表示冷流体,

· 收文日期 1998-09-22

第一作者: 男, 1968 年生, 硕士, 讲师

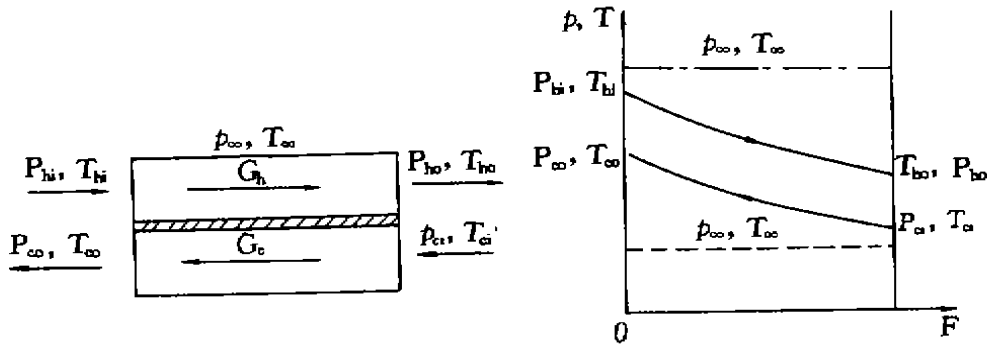


图1 典型换热过程

“h”表示热流体;“c”表示管侧,“s”表示壳侧;“∞”表示环境状态。

换热器中流体比焓变化的微分形式为^[5]:

$$de = c_p(1 - T_\infty/T)dT + \left[v - (T - T_\infty) \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (1)$$

式中, v 为流体比容; c_p 为流体比热容。

由上式积分得:

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

式中, 第一项为流体温度比焓的变化, 即

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

第二项为流体压力比焓的变化, 即

$$\Delta e_p = \int_{P_i, T_i}^{P_o, T_o} \left[v - (T - T_\infty) \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (4)$$

换热器焓效率的定义式为:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{流体收益的焓} \Delta E}{\text{流体消耗的焓} \Delta E} \quad (5)$$

对于工作在环境温度以上的常规高温换热器而言, 热流体放出热量, 温度下降, 热量焓减少, 即 $\Delta e_{Th} < 0$; 冷流体吸收热量, 温度上升, 热量焓增加, 即 $\Delta e_{Tc} > 0$, 则对常规高温换热器而言, 其焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{G_c(\Delta e_{Tc} + \Delta e_{ph})}{-G_h(\Delta e_{Th} + \Delta e_{pc})} \quad (6)$$

式中, G 为流体质量流量。

对于工作在环境温度以下的低温换热器而言, 热流体放出热量, 温度下降, 冷量焓增加, 即 $\Delta e_{Th} > 0$; 冷流体吸收热量, 温度上升, 冷量焓减少, 即 $\Delta e_{Tc} < 0$, 因此, 从焓分析的角度来看, 在低温换热器中, 收益是热流体冷量焓的增加, 消耗是冷流体冷量焓的减少, 即低温换热器焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{G_h(\Delta e_{lh} + \Delta e_{rh})}{-G_c(\Delta e_{lc} + \Delta e_{rc})} \quad (7)$$

下面分别讨论 Δe_T 和 Δe_p 的计算。

a. 温度比焓 Δe_T 的计算

由式(3), 不管是对气体还是液体, 流体温度比焓的变化皆为:

$$\Delta e_T = c_p \left(T_2 - T_1 - T_\infty \ln \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (8)$$

b. 压力比焓 Δe_p 的计算

由(4)式可看出, 对不同的流体, 压力比焓的变化可得到不同的计算式。

对气体, 如视为理想气体, 利用理想气体状态方程 $p\nu = R'T$ 代入(4)式得:

$$\Delta e_p = R'T_\infty \ln \frac{p_2}{p_1} = -R'T_\infty \ln(1 - \Delta p/p_1) \quad (9)$$

式中, R' 为特定气体常数; Δp 为流体压降, 即 $\Delta p = p_1 - p_2$ 。

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

$$\Delta e_p = \nu(p_2 - p_1) = -\nu\Delta p \quad (10)$$

引入换热器的三个无因次性能量:

冷热流体热容量比 $R = G_c c_{pc} / G_h c_{ph}$

传热单元数 $N_{tu} = KF / G_c c_{pc}$

传热有效度 $\epsilon = (T_\infty - T_a) / (T_{hi} - T_a)$

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

由文献[6]的方法可确定出单流程管壳式换热器压降与传热单元数的关系, 即

$$\Delta p/p_1 = FN_{tu} \quad (11)$$

式中, 对管侧 $F_i = \frac{1}{8\beta} \cdot \frac{1}{Eu_i \cdot St_i} \left(f_i + \frac{d_n}{L} \xi_i \right)$

壳侧 $F_s = \frac{1}{8\beta} \cdot \frac{1}{Eu_s \cdot St_s} \left(f_s \frac{d_n}{d_s} + \frac{d_n}{L} \xi_s \right)$

其中, Eu 为欧拉数 ($= p_1 / \rho u^2$); St 为斯坦顿数 ($= K / \rho u c_p$); f 为流体摩擦阻力系数; ξ 为局部阻力系数; β 为管子外内径之比; L 为管长; d_n 为管内径; d_s 为壳程当量直径。

于是, 由(6)~(11)式的不同组合, 即可得到具有气-气、气-液、液-气、液-液不同换热流体的高低换热器焓效率计算式。

令 $\tau = T_a / T_{hi}$, $\tau_\infty = T_\infty / T_{hi}$, 则

高温换热器焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{R \left\{ \epsilon(1 - \tau) - \tau_\infty \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \right] + \Delta e_{pc} \tau_\infty / (T_\infty c_{pc}) \right\}}{\epsilon R(1 - \tau) + \tau_\infty \ln \left[1 - \epsilon R(1 - \tau) \right] - \Delta e_{ph} \tau_\infty / (T_\infty c_{ph})} \quad (12)$$

其中, $0 < \tau < 1$, $0 < \tau_\infty < 1$, 且 $\tau_\infty \leq \tau$ 。

低温换热器焓效率为:

$$\eta_{ex} = \frac{\epsilon R(1 - \tau) + \tau_\infty \ln \left[1 - \epsilon R(1 - \tau) \right] - \Delta e_{ph} \tau_\infty / (T_\infty c_{ph})}{R \left\{ \epsilon(1 - \tau) - \tau_\infty \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \right] + \Delta e_{pc} \tau_\infty / (T_\infty c_{pc}) \right\}} \quad (13)$$

其中, $0 < \tau < 1$, $\tau_\infty \geq 1$.

显然, 高低温换热器焓效率不仅与 R , N_{ex} 有关, 而且还与冷热流体入口温度之比 τ , 环境温度与热流体入口温度之比 τ_∞ 有关。至于 R , N_{ex} 对换热器焓效率的影响已有有关文献报道, 下面重点讨论 τ , τ_∞ 对高低温换热器焓效率的影响。

2 结果分析和讨论

考虑到换热器中压力焓损失和热量焓或冷量焓损失相比很小, 一般可忽略, 但为了一般性起见, 笔者仍分别就考虑压力焓损失和不考虑压力焓损失两种情况进行讨论。

2.1 不考虑压力焓损失

此时 $\Delta e_{p1} = 0$, $\Delta e_{p2} = 0$, 则换热器焓效率计算式可简化为:

$$\text{对高温换热器} \quad \eta_{ex} = \frac{R \left\{ \epsilon(1 - \tau) - \tau_\infty \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \right] \right\}}{\epsilon R(1 - \tau) + \tau_\infty \ln [1 - \epsilon R(1 - \tau)]} \quad (14)$$

$$\text{对低温换热器} \quad \eta_{ex} = \frac{\epsilon R(1 - \tau) + \tau_\infty \ln [1 - \epsilon R(1 - \tau)]}{R \left\{ \epsilon(1 - \tau) - \tau_\infty \ln \left[1 + \epsilon \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \right] \right\}} \quad (15)$$

图 2 ~ 5 分别给出了高低温换热器的焓效率 η_{ex} 在不计压力焓损失情况下随 τ 及 τ_∞ 的变化曲线。从图中可看出: ① 由于传热温差不可逆性的减小, 高低温换热器的焓效率随 τ 的增加都单调递增, 但两者增加的趋势有所不同, 高温换热器呈上凸趋势增加, 而低温换热器则略呈下凹趋势增加; ② 高低温换热器焓效率 η_{ex} 随 τ_∞ 的增加, 其变化规律不相同, 对高温换热器 η_{ex} 随 τ_∞ 的增加单调递减, 而对低温换热器随 τ_∞ 的增加 η_{ex} 单调递增, 但两者变化曲线的形状皆成上凸状; ③ 从以上可看出, τ 和 τ_∞ 对高低温换热器的热力学性能影响不全相同, 特别是 τ_∞ , 其对高低温换热器热力学性能影响完全相反。

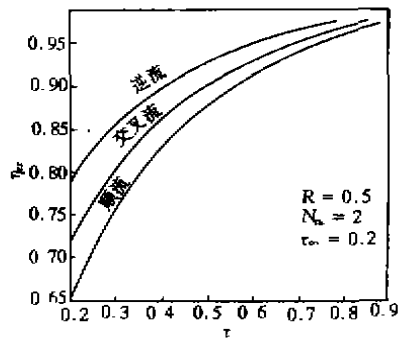


图 2 高温换热器 η_{ex} 与 τ 的关系
(不计压力焓损失)

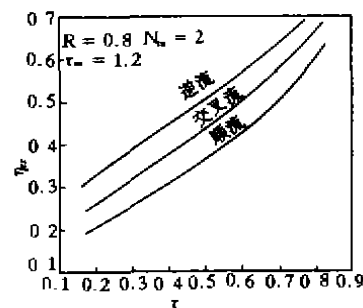


图 3 低温换热器 η_{ex} 与 τ 的关系
(不计压力焓损失)

2.2 考虑压力焓损失

针对不同换热流体组合, 采用(12)、(13)式可计算出高低温换热器在计及压力焓损失情况下的焓效率 η_{ex} 随 τ 及 τ_∞ 的变化关系曲线, 如图 6 ~ 9 所示, 为比较性起见, 图中亦分别给出了不计及压力焓损失时的情况。从图中可看出: ① 考虑压力焓损失与不考虑压力焓损失

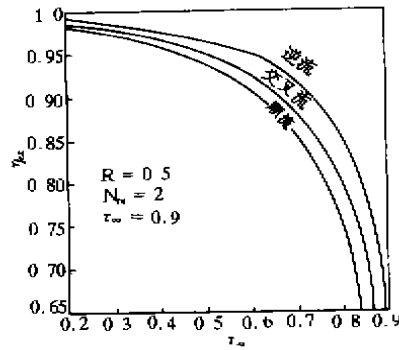


图 4 高温换热器 η_{ex} 与 τ_{∞} 的关系 (不计压力焓损失)

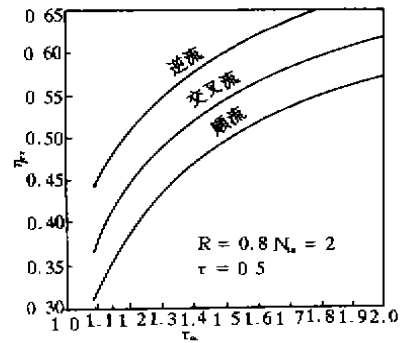


图 5 低温换热器 η_{ex} 与 τ_{∞} 的关系 (不计压力焓损失)

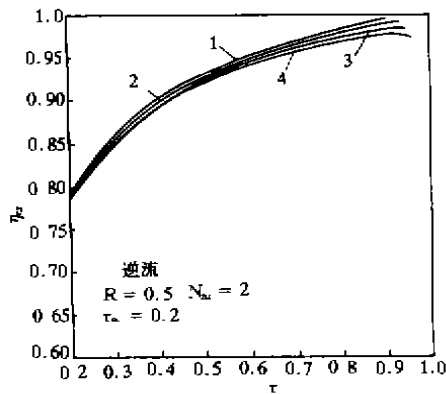


图 6 高温换热器 η_{ex} 与 τ 的关系 (计及压力焓损失)

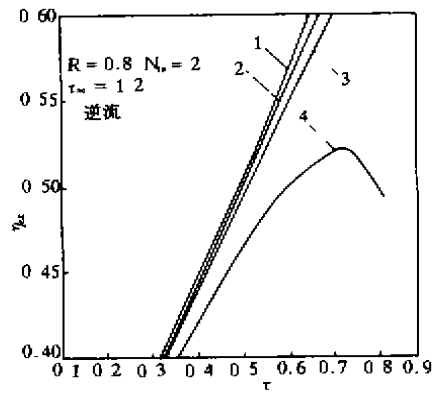


图 7 低温换热器 η_{ex} 与 τ 的关系 (计及压力焓损失)

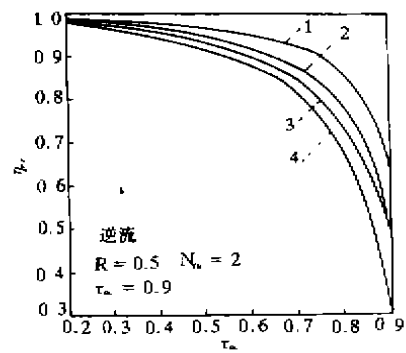


图 8 高温换热器 η_{ex} 与 τ_{∞} 的关系 (计及压力焓损失)

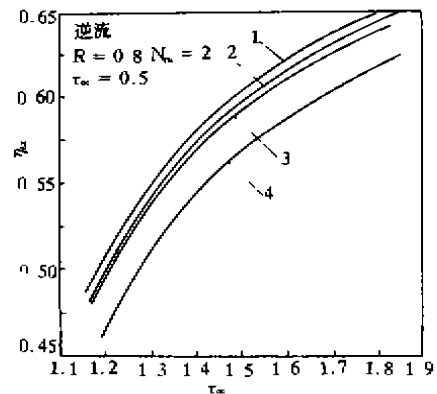


图 9 低温换热器 η_{ex} 与 τ_{∞} 的关系 (计及压力焓损失)

图中: 曲线 1——不计压力损失的液-液换热; 2——气-液换热; 3——液-气换热; 4——气-气换热

相比, 高低温换热器的焓效率 η_{ex} 随 τ 及 τ_{∞} 的变化曲线规律基本相似, 只是在 τ 达到一定的

程度时,考虑压力炯损失时 η_{ex} 与 τ 的关系有极值出现,特别是气-气换热,这种现象更明显;
 ② 考虑压力炯损失时,高低温换热器的炯效率 η_{ex} 都比不考虑压力炯损失时的炯效率 η_{ex} 要小,其中以液-液换热最接近于不计压力炯损失情况,气-液换热次之,液-气换热再次之,而以气-气换热偏离最大;③ 计算结果表明,在计及压力炯损失和不计及压力炯损失两种情况下,高低温换热器炯效率相差很小,因此,在工程上的一般情况下,可忽略压力炯损失,这样就给高低温换热器的热力学性能分析提供了极大的方便。

3 结 论

- 1) 分析了高低温换热器热力学特性,给出了高低温换热器的炯效率计算式;
- 2) 系统讨论了冷热流体入口温度比 τ 、环境温度与热流体入口温度之比 τ_0 对高低温换热器炯效率的影响,并对考虑压力炯损失和不考虑压力炯损失两种情况进行了比较;
- 3) 本文的有关结果进一步完善了工程上对换热器的热力学性能分析。

参 考 文 献

- 1 Witte L C, Shamsunder N. A Thermodynamic Efficiency Concept for Heat Exchanger Devices. J. of Eng. for Power, 1983, 105(1): 199~203
- 2 杨善让,徐志明,王建国等. 换热器的最佳炯效率. 工程热物理论, 1996, 17(增刊): 171~174
- 3 韩小良,刘毓骅. 换热器传热过程炯分析. 热力学分析与节能论文集. 北京:科学出版社, 1991. 19~24
- 4 李友荣,吴双应. 低温换热器的炯效率分析. 低温工程, 1995, (6): 32~36
- 5 朱明善. 能量系统的炯分析. 北京:清华大学出版社, 1988. 43~54
- 6 徐志明,杨善让,陈钟頔. 关于换热器炯产分析的商榷(二). 东北电力学院学报, 1993, 3(4): 7~13

The Analysis on the Effect of Cold and Heat Fluid Inlet Temperatures on the Thermodynamic Performance of Heat Exchanger

Wu Shuangying Li Yourong Liu Zejun
(College of Thermal Engineering, Chongqing University)

ABSTRACT Based on the exergy analysis method, the thermodynamic performance of high and low temperature heat exchangers is analysed and the calculating expressions of exergy efficiency are given, which can be used to study systematically the effect of cold and heat fluid inlet temperatures on the exergy efficiency of the high and low temperature heat exchangers on the condition of considering pressure exergy loss and not.

KEYWORDS heat exchanger; exergy efficiency; inlet temperature; analysis

(责任编辑 刘尚坤)