

换热器壳程进出口折流区传热温差损失分析

邓先和, 蒋夫花

(华南理工大学 化学与化工学院, 广东 广州 510640)

摘要: 对管壳式换热器壳程进出口折流区的传热温差作了分析, 以换热器热流体与冷流体的出口温度比例 α 表征换热器的换热深度, 探讨了换热器换热深度与长径比的关系。采用流路分析方法, 对换热器壳程折流区域的传热性能进行了数学分析, 并与纯逆流情况作了对比。结果表明: 换热器折流区域的传热温差较逆流区域传热温差的偏离量会随 α 的改变而产生变化, 为避免偏离量过大应控制折流区域面积占总传热面积的比例。 $\alpha < 1$ 时, 为使传热温差偏移小于 5% 应使折流区域面积占总传热面积的比例小于 $0.6/R_{1\alpha}$ 。揭示了现有换热器结构大型化之后难以实现 $\alpha < 1$ 的原因, 并给出一种可以改进传统大型管壳式换热器长径比锐减、换热深度受限的有效结构——壳程多通道结构。

关键词: 换热器; 逆流; 折流; 传热温差损失; 流路分析; 优化设计

中图分类号: TK 124 文献标识码: A 文章编号: 1005-9954(2010)10-0073-05

Temperature difference deviation analysis for baffle flow area at inlet and outlet in shell side of heat exchangers

DENG Xian-he, JIANG Fu-hua

(School of Chemistry and Chemical Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong Province, China)

Abstract Heat transfer temperature difference deviation analysis for baffle flow area at inlet and outlet in shell side of shell and tube heat exchangers was presented. The ratio of outlet temperature of hot fluid to that of cold one α indicated the degree of heat transfer depth. In order to study the relationship between the ratio of length to diameter and heat transfer depth, the heat transfer performance in baffle flow pattern was mainly compared with that in counter flow pattern in terms of flow distribution analysis. The results show that deviation of heat transfer difference changes as a change of α . And the ratio of baffle flow area to the whole area should be changed for different α in order to control the deviation of heat transfer temperature difference not too much. The ratio of baffle flow area to the whole area of heat exchangers should be smaller than to control deviation of heat transfer temperature difference under 5% when $\alpha < 1$. The reasons why traditional large shell and tube heat exchangers can't achieve $\alpha < 1$ were presented. The techniques should be incorporated to further enhance the heat transfer coefficient of heat exchangers and multi-parallel-channel structure in shell side is such an advantageous configuration.

Key words heat exchanger; counter flow; baffle flow; deviation of heat transfer temperature difference; flow distribution analysis; optimal design

冷热流体经换热器换热后, 出口温度的比例可以表征流体间的换热深度。定义热流体与冷流体的出口温度比例为 α 。当热流体的出口温度低于冷流体的出口温度时, $\alpha < 1$ 表示流体间发生了深度换热; 当热流体的出口温度等于冷流体的出口温度时, $\alpha = 1$ 表示流体间处于深度换热的临界状态; 当热

流体的出口温度高于冷流体的出口温度时, $\alpha > 1$ 表示流体间仅发生了浅度换热。在工业中有许多需要冷热流体深度换热的场合, 例如在硫酸生产转化系统中 SO_2/SO_3 冷热气体间的深度换热^[1], 石化乙烯或炼油系统装置中冷热油料间的深度换热等。

冷热流体在换热器中实现深度换热必须具备一

些基本条件,管壳程流体的流向对换热效率有较大影响。根据管壳程二流体在传热面两边的流动不同分为逆流、并流和错流。逆流形式的换热器较易实现冷热流体深度换热,而错流形式的换热器很难实现冷热流体深度换热^[2]。在换热器中二流体的流向有时并不是单纯的逆流、并流或错流,而是有着比较复杂的流向。比如在壳程轴流型的换热器中,壳程进出口段并非纯逆流(实际是先错流再逆流,文中称这种流向为折流),若在换热器设计中不考虑折流区传热温差损失,易造成设计与实际传热性能有偏差。工业中换热器壳程采用的支撑结构多种多样,有圆缺形折流板^[3-4]、螺旋折流板^[5-7]、空心环网板^[8]以及旋流片网板^[9-10]等,但不论采用哪种支撑物,壳程流路都必然包括 2 个或以上的折流区域。折流换热包含了冷热流体的先错流换热后逆流换热 2 个部分,因此折流传热温差的有效利用程度介于错流与逆流换热之间。

随着现代工业生产规模越来越大,在相同的生产工艺条件下,换热器的传热管长度基本保持不变,流体流量增大要求传热管数目增多进而导致壳体直径增大,这使得换热器的长径比越来越小,换热器中二流体呈折流换热的区域比例越来越大,逆流换热的比例则越来越少,此种情况下若把折流再当作逆流处理势必使设计与实际的传热性能产生较大偏差。为对这一问题作定量说明,文中对换热器逆流与折流区域进行传热分析,计算出不同的换热深度 α 时折流较逆流换热过程传热温差下降的幅度,给出换热器折流与逆流区域面积合理配置的方法,提出了一种应用此方法解决折流区比例配置问题的换热器新型壳程结构,为换热器设计提供参考依据。

1 换热器逆流与折流区域流路的传热分析

1.1 换热器逆流区域流路的传热分析

设定在换热器中冷流与热流的质量流率分别为 $q_{m,L}$, $q_{m,H}$, kg/s; 冷流与热流比定压热容分别为 $c_{p,L}$, $c_{p,H}$, kJ/(kg·K), 冷流体进、出口温度分别为 T_{L1} , T_{L2} ; 热流体进、出口温度分别为 T_{H1} , T_{H2} ; 换热器传热面积为 S , m²; 总传热系数为 K_m , W/(m²·K) 按能量守恒方程有

$$q_{m,L} c_{p,L} T_{L1} + q_{m,H} c_{p,H} T_{H1} = q_{m,L} c_{p,L} T_{L2} + q_{m,H} c_{p,H} T_{H2} \quad (1)$$

按传热方程, 传热速率

$$\phi = q_{m,L} c_{p,L} (T_{L2} - T_{L1}) = K_m S \Delta T_m \quad (2)$$

式中: ϕ 为传热速率, W; ΔT_m 为算术平均温差。

设

$$\begin{cases} R_1 = K_m S / (q_{m,L} c_{p,L}) \\ R_2 = q_{m,H} c_{p,H} / (q_{m,L} c_{p,L}) \end{cases} \quad (3)$$

式中: R_1 的大小反映了在一定冷流体热容流率 $q_{m,L} c_{p,L}$ 的条件下换热所需要的 $K_m S$ 值; 当 K_m 为常数时, 则反映了所需面积的变化情况。 R_1 越大表明 $K_m S$ 值越大。

逆流传热温差按算术平均温差计算:

$$\Delta T_{m,a} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2} \quad (4)$$

式中: $\Delta T_1 = T_{H1} - T_{L2}$, $\Delta T_2 = T_{H2} - T_{L1}$, 下标 a 表示逆流。若换热器的冷热流体质量流率、比定压热容和入口温度为已知条件, 从式 (1) — (4) 可得冷热流体的出口温度分别为

$$\begin{cases} T_{H2} = \frac{2R_1 T_{L1} + [R_2(2+R_1) - R_1] T_{H1}}{R_1 + R_2(2+R_1)} \\ T_{L2} = \frac{T_{L1}(2-R_1) + R_1(T_{H1} + T_{H2})}{(2+R_1)} \end{cases} \quad (5)$$

1.2 换热器折流区域流路的传热分析

如图 1 所示, 设定在换热器折流区域的冷热流体均等分为 N 股各自独立的流路, 同一侧的 N 股流路相互之间无质量与热量交换。管程流体是沿管束的纵向在管内流动; 壳程流体先沿管束的横向在管间流动, 与管程纵向流体呈错流换热, 之后在管束折流段区域的对角线处折流为纵向流动, 与管程纵向流体呈逆流换热。设管程、壳程流体的温度分布为 $T_H(i, j)$ 和 $T_L(i, j)$, i 代表第 i 根管内流体在横向上的不同位置, j 代表管外流体在垂直方向上的不同位置。

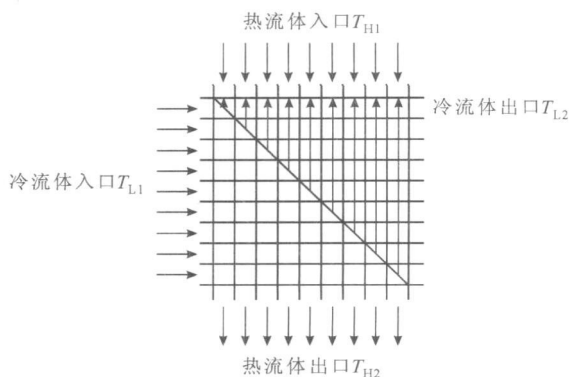


图 1 折流区域的传热流路示意图

Fig 1 Schematic diagram of flow path in baffle flow area

根据能量守恒方程

$$q_{m,L} c_{p,L} T_L(i-1, j) N + q_{m,H} c_{p,H} T_H(i, j-1) N = q_{m,L} c_{p,L} T_L(i, j) N + q_{m,H} c_{p,H} T_H(i, j) N \quad (6)$$

与逆流换热的条件相同换热器的传热面积依然为 S , 按 $N \times N$ 个微元面积等分为 $S_i = S/N^2$, 在每个微元面积 S_i 上的总传热系数 $K_{m,i} = K_m$ 均为一常数。按传热方程, 在对角线的下方 ($i < j$) 有

$$\phi = \frac{q_{m,L} c_{p,L} [T_L(i,j) - T_L(i-1,j)]}{K_m S_i [T_H(i,j) - T_L(i,j)]} = \quad (7)$$

换热器的冷热流体质量流量、比定压热容和入口温度已知, 从式 (6) — (7) 可得冷热流体在对角线的下方第 (i, j) 个微元面积的出口温度分别为

$$\begin{cases} T_H(i,j) = \frac{\frac{R_1 T_L(i-1,j)}{N + R_1} + R_2 T_H(i,j-1)}{R_2 + \frac{R_1}{N + R_1}} \\ T_L(i,j) = \frac{T_L(i-1,j) + \frac{R_1}{N} T_H(i,j)}{1 + \frac{R_1}{N}} \end{cases} \quad (8)$$

在对角线 ($i = j$) 上, 第 i 股热流体与对角线上第 j 股冷流体在对角线以上 j 个微元面积 $S_i = jS/N^2$ 作逆流换热, 按式 (5) 可计算出经过 j 个微元换热面后冷热流体的出口温度 $T_L(i,j)$ 与 $T_H(i,j)$, 但式中 $R_1 = K_m S / (N q_{m,L} c_{p,L})$, $T_{L1} = T_L(i-1,j)$ 。

换热器管程出口的流平均温度为

$$T_{H2,m} = \frac{\sum_{i=1}^N T_H(i,N)}{N} \quad (9)$$

换热器壳程出口的冷流平均温度为

$$T_{L2,m} = \frac{\sum_{j=1}^N T_L(j,j)}{N} \quad (10)$$

折流区域按逆流换热方法计算换热器的传热温差同式 (4)。

为整折流区域按实际的换热量计算的传热温差为

$$\Delta T_{m,b} = \frac{q_{m,L} c_{p,L} (T_{L2,m} - T_{L1})}{K_m S} \quad (11)$$

式中, 下标 b 表示折流。

设折流区域的传热温差因子为

$$\phi = \frac{\Delta T_{m,b}}{\Delta T_{m,a}} \quad (12)$$

传热温差因子 ϕ 在 $0-1$, ϕ 越小表明折流区域的传热温差损失越大, 换热器的换热偏离纯逆流换热的程度越严重。

2 逆流与折流传热温差偏差分析

2.1 $\alpha = 1$ 时的逆流与折流传热温差偏差

(1) 逆流换热条件下, 若冷热流体的热容流量相同 (即 $R_2 = 1$), 为达到深度换热临界点 ($\alpha = 1$), 由式 (5) 可计算得逆流换热时 R_1 临界值 $R_{1,c} = 1$ (下标 c 表示临界点), $R_{1,c}$ 的大小与 T_{L1}/T_{H1} 的变化无关, 只要满足 $R_{1,c} = 1$ 的条件, 换热器冷热流体间就可以达到深度换热的临界状态。当 $R_1 > R_{1,c}$ 时, 冷热流体间实现进一步的深度换热, 即 $T_{L2} > T_{H2}$ 。

(2) 折流换热条件下, 若 $R_2 = 1$, 当 $N = 1$ 时, 为达到深度换热的临界点 ($\alpha = 1$), 由式 (8) 可计算得折流换热时 R_1 临界值 $R_{1,c}$ 为无限大, 即需要 $K_m S$ 为无限大才能实现这一目的, 这是在错流全混合的条件下出现的情况, 这时冷热流体的出口温度均为

$$T_{H2} = T_{L2} = \frac{T_{H1} + T_{L1}}{2} \quad (13)$$

(3) 折流换热条件下, 若 $R_2 = 1$ 当 $N > 1$ 时, 为达到深度换热临界状态, 由式 (8) 推算可知 $R_{1,c}$ 随 N 的增大而降低, 其变化范围在 $1-\infty$ 。 N 越大, $R_{1,c}$ 越小, ϕ 越大, 但均会趋向于一个常数, 且 $R_{1,c}$ 远大于 1, 见表 1。这说明为使冷热流体间达到深度换热, 在换热器折流区域所需的 $K_m S$ 值远大于逆流时 $K_m S$ 值。与逆流时的 $R_{1,c} = 1$ 相比, 表 1 中所示 $R_{1,c}$ 的变化值也代表了折流换热较逆流所需 $K_m S$ 增幅, 当 K_m 为常数, 折流换热所需换热面积比逆流大幅增加 ($> 20\%$), $\phi < 0.833$ 。

表 1 $R_{1,c}$ 与 ϕ 随 N 的变化

N	$R_{1,c}$	ϕ
5	1.25	0.791
10	1.23	0.805
20	1.21	0.819
30	1.21	0.824
40	1.20	0.828
50	1.20	0.829
60	1.20	0.831
85	1.20	0.832
100	1.20	0.833

从上述分析可知, 折流换热过程不能实现冷热流体深度换热, 与逆流换热相比其传热性能的下降是非常显著的。这表明在折流区域的冷热流体换热不宜靠近深度换热临界点操作, 否则很不经济。

2.2 $\alpha > 1$ 时的逆流与折流传热温差偏差

在换热器折流区域实现冷热流体间的深度换热 ($\alpha < 1$ 即深度换热临界点之后) 难以实现且不经济, 而非深度换热 ($\alpha > 1$ 即深度换热临界点之前) 可以实现, 但需考察是否经济合理。冷热流体热容流率相同 (即 $R_2 = 1$), 在深度换热临界点之前 (即 $T_{H2} > T_{L2}$) 时, 设 R_1 取值为 $0.1 \sim 0.9$ 定义 $\varepsilon = (T_{H1} - T_{H2}) / (T_{H1} - T_{L2})$, ε 与 α 值均可反映换热深度, 但 ε 与初始条件 T_{H1} 和 T_{L1} 无关。令逆流换热过程的 $(T_{H1} - T_{H2}) / (T_{H1} - T_{L2}) = \varepsilon_1$, 折流换热过程的 $(T_{H1} - T_{H2}) / (T_{H1} - T_{L2}) = \varepsilon_2$ 取壳程独立流路数 $N = 100$ (为使 R_1 趋向一常数), 按式 (5), 式 (8) 计算, 可得 ε_1 , ε_2 随 R_1 的变化结果, 如表 2 所示。

表 2 $R_2 = 1$ 时的 ε_1 , ε_2 与 ϕ 随 R_1 的变化

Table 2 ε_1 , ε_2 and ϕ versus R_1 for $R_2 = 1$

R_1	ε_1	ε_2	$1 - \varepsilon_2 / \varepsilon_1$	ϕ
0.1	0.1	0.099 8	0.001 5	0.983
0.2	0.2	0.199 0	0.005 6	0.966
0.3	0.3	0.296 0	0.016 0	0.950
0.4	0.4	0.392 0	0.019 0	0.934
0.5	0.5	0.486 0	0.027 0	0.919
0.6	0.6	0.579 0	0.036 0	0.905
0.7	0.7	0.668 0	0.045 0	0.891
0.8	0.8	0.757 0	0.054 0	0.878
0.9	0.9	0.843 0	0.063 0	0.866

由上述的分析可以看出, 当 $R_1 > 0.9$ 时, ϕ 值小于 0.866 这意味着折流换热过程传热性能与逆流时相比降低 13% 以上, 要达到与逆流时相同传热性能, 换热器折流区域需要增加换热面积 13% 以上, 显然是不经济的。而当 $R_1 < 0.6$ 时, ϕ 值大于 0.9 这意味着折流比逆流换热过程的传热性能降低小于 10%, 折流区域要实现与逆流区域相同传热性能需增加的换热面积小于 10%, 这是可以接受的。最佳状态是 $R_1 < 0.3$ 这样折流较逆流换热区域传热性能的降低小于 5%。

由表 2 可以看出, $\alpha \gg 1$ 或 $R_1 < 0.3$ 时, ε_1 与 ε_2 的偏差很小 ($< 1.6\%$), 这时的 $\phi > 0.97$, 无论是采用哪种换热方式, 其换热性能都十分接近, 不用特别考虑传热温差损失的问题。但对于接近深度换热临界点的区域, 例如 $R_1 > 0.8$ 时, ε_1 与 ε_2 的偏差增大 ($> 5.4\%$), $\phi < 0.87$, 因此换热器折流区域面积占总传热面积的比例要合理, 否则换热器的整体传热性能会大幅降低。

对于实际的换热器工况, 在折流区域的 N 条流

路中每一条流路的压降均相同, 而路径最长的流体阻力系数最大, 流体流速最小, 这导致 K_m 分布不均, 进而导致折流区域的传热温差损失比上述分析的结果更大。因此, $R_1 < 0.3$ 是换热器设计的适宜条件。

3 换热器的整体优化设计途径

从上述换热器折流区域的分析可看出, R_1 的大小对保证折流不比逆流区域换热性能下降过多至关重要。 $R_2 = 1$ 时, 对于一项给定的冷热流体换热深度较深 ($T_{H2} / T_{L2} \ll 1$) 的任务, 由式 (5) 可计算 R_{1ac} , R_{1ac} 必然是一个远大于 1 的数值, 见表 3。

表 3 T_{H2} / T_{L2} 随 R_{1ac} 的变化

Table 3 T_{H2} / T_{L2} versus R_{1ac}

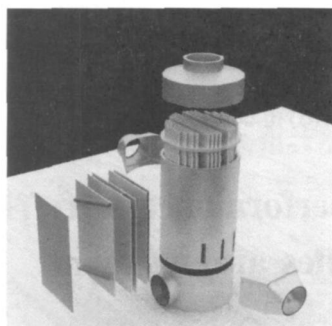
R_{1ac}	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
T_{H2} / T_{L2}	1	0.685	0.47	0.427	0.362	0.316	0.28	0.253	0.231

在逆流换热比例最高的壳程轴流型管壳式换热器中, 由于换热器的壳程进出口是折流换热区域, 为保证折流比逆流区域的换热性能下降小于 5%, 2 个折流区域的 R_1 都需小于 0.3 即换热器中折流区域面积占整个换热器总面积的比例要小于 $0.6 / R_{1ac}$ 。例如, 根据式 (5) 计算出 $R_{1ac} = 3$ 则要选择换热器折流区域占换热总面积的比例小于 $0.6 / 3 = 20\%$, 在这种比例安排下含折流区域的换热器只需增加不大于 5% 的面积就可达到与纯逆流方式换热的换热器有相同传热性能。

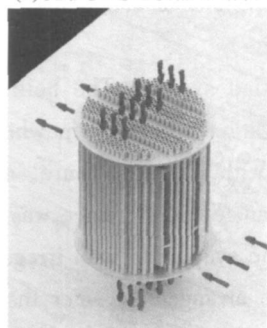
目前, 长径比较大的换热器折流区域的面积比例较小, 上述面积比例安排较易满足, 而随着工业规模扩大, 换热器长径比锐减, 折流区域的面积比例急剧增大, 很难满足上述面积比例要求, 例如, 当换热器的长径比为 2 时, 换热器壳程只能容纳一个进口折流区和一个出口折流区, 而不能再容纳有轴流段的逆流区了, 这时换热器折流区域的面积占总面积的比例达到 100%, 换热器的整体换热过程会严重偏离纯逆流换热^[11]。因此, 换热器长径比大幅缩小严重制约冷热流体间的深度换热。

文献 [12] 中提出了壳程多通道的换热器结构, 见图 2(a) 与 (b), 将换热器的传热管束由原来 1 个管子数目巨大的管束沿径向作若干次纵向分割, 并列分置为多个管子数目较少的传热管束。这相当于在一个大壳体直径的换热器中并列分置若干个小壳体直径的换热器, 由于每一个并列分置管束的管数较少, 流体需要横向掠过管束的管数也较少, 流体横向进入管

束的豁口高度(入口高度)也较低,这样使得流体横向掠过每一个并列分置管束进出口管段的传热管长度大幅减小,有效降低换热器折流区域所占的面积比例,从而增加冷热流体的换热深度。并列分置管束的方法使得并列分置管束的长径比 $\beta_l = L/D_l$ (D_l 为流体横向掠过并列分置管束的距离)可以远大于原来整个总体管束的长径比 $\beta_s = L/D_s$, 因此通过人为调整 β_l 的大小控制折流区域所占的面积比例在一个合理的范围,避免原来换热器长径比过小的缺陷,较好地解决超大型换热器深度换热受限的问题。



(a) 壳程多通道换热器结构



(b) 壳程流体路径

图 2 壳程多通道换热器结构及壳程流体路径示意图

Fig 2 Schematic diagram of multi-parallel-channel structure and flow path in shell side

4 结论

(1)通过换热器壳程流路的传热数学分析可知,纯逆流换热条件下,若 $R_2 = 1$ 在深度换热临界点 ($\alpha = 1$) 时, $R_{1ac} = 1$; 折流换热条件下, $R_2 = 1$, $N = 10Q$ 在深度换热的临界点时, $R_{1bc} = 1.2 > R_{1ac}$, 这表明在临界点折流远低于纯逆流换热区域的换热性能,应避免在折流区域靠近深度换热临界点操作。

(2)给出了在不同的换热深度 α 下换热器折流区域较逆流换热性能偏差程度的定量分析结果。建议为确保冷热流体完成深度换热任务 ($\alpha < 1$) 应控制折流区域面积与总面积比例小于 $0.6/R_{1ac}$, 从而保证换热器的换热过程不会偏离纯逆流换热过大,使换热器传热性能的下降幅度控制在 5% 以内。

(3)现有技术在换热器结构大型化之后之所以难以完成冷热流体深度换热 ($\alpha < 1$), 是因为换热器的长径比显著减小造成折流区域面积与换热器总面积比例大于 $0.6/R_{1ac}$ 。文中指出若将换热器原来的 1 个大管束分解为若干个并列分置的小管束则可以大幅增大小管束的长径比,使折流区域的面积占总面积的比例大幅减小,有利于换热器的总体换热方式贴近纯逆流,解决大型换热器深度换热受限问题。

参考文献:

- [1] 刘少武, 齐焉, 赵树起, 等. 硫酸生产技术 [M]. 南京: 南京大学出版社, 1993.
- [2] RAJA V A P, BASAK T, DAS S K. The thermal performance of a multi-block heat exchanger designed on the basis of Bejan's constructal theory [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51 (13/14): 3582-3594.
- [3] ZHANG Jian-fei, LIBIN, HUANG Wen-jiang. Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles [J]. Chemical Engineering Science, 2009, 64 (8): 1643-1653.
- [4] LI H, KOTIKE V. Analysis of local shellside heat and mass transfer in the shell-and-tube heat exchanger with disc-and-doughnut baffles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42 (18): 3509-3521.
- [5] WANG Chen, ZHU Jiaqi, SANG Zhifu. Experimental studies on thermal performance and flow resistance of heat exchangers with helical baffles [J]. Heat Transfer Engineering, 2009, 30 (5): 353-358.
- [6] PENG B, WANG Q W, ZHANG C. An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles [J]. Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME, 2007, 129 (10): 1425-1431.
- [7] WANG Qiuwang, CHEN Qiuqiang, CHEN Guidong. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (5/6): 1214-1222.
- [8] 邓先和, 黄维军. 急扩加速流缩放管气体换热器的结构及应用 [J]. 硫酸工业, 2005 (5): 22-24.
- [9] 王扬君, 邓先和, 李志武. 旋流片支撑缩放管束的复合强化传热 [J]. 化工学报, 2007, 58 (9): 2190-2193.
- [10] 王扬君, 邓先和, 李志武. 旋流片支撑管束的传热与流阻性能 [J]. 化工学报, 2007, 58 (1): 21-26.
- [11] 邓先和, 蒋夫花. 换热器大型化发展中的深度换热问题讨论 [J]. 硫酸工业, 2009 (6): 1-5.
- [12] 邓先和, 张亚君. 壳程多通道并流进出口结构的管壳式换热器: 中国, 200510036235.7 [P]. 2006-01-05.