

# 换热器强化的场协同原则

过增元 魏澍 程新广

(清华大学工程力学系, 传热强化与过程节能教育部重点实验室, 北京 100084. 联系人, E-mail: demgzy@tsinghua.edu.cn)

**摘要** 提高换热器的传热性能可以有两个层次, 第1个层次是增加对流换热系数, 第2个层次是改善换热器整体安排. 围绕第2个层次讨论, 提出了改善换热器中冷热流体温度场间的协同就能提高换热器的效能. 换热器中冷热流体温度场的函数形式越接近, 冷热流体的温差场越均匀时, 称冷热流体温度场的协同越好. 通过重新分布换热面积可提高叉流换热器的效能, 当换热面积具有最佳分布时, 叉流换热器的效能可与逆流换热器的效能相等. 多股流换热器中, 顺流换热方式的换热量可以高于逆流换热方式, 表明换热器的传热性能的高低取决于它们的温差场均匀性即冷热流体温度场协同程度, 而不是取决于流动方式.

**关键词** 强化换热 换热器 场协同

换热器是各行各业中应用最为广泛的设备之一. 它的传热性能提高, 不仅能提高能源利用率, 而且能使设备小型化. 随着科技发展和人们生活水平的提高, 世界能源的消耗量快速增长, 提高换热器性能, 降低能耗显得尤为重要. 通常, 换热器中传热性能的提高是通过换热器中流体与固壁间对流换热系数的提高而实现的. 所谓的传热强化技术就是以此为目的的技术. 自20世纪70年代初出现了世界性能源危机, 传热强化技术取得了快速发展, 每年发表的有关传热强化的文章成倍的增长<sup>[1]</sup>. 到了90年代, 一些人认为传热强化逐渐成为一种常规技术<sup>[2]</sup>, 再加上世界能源价格比较稳定, 对传热强化研究的需求就不如以前那么高涨. 然而, Bergles<sup>[3]</sup>认为, 传热强化技术仍然在不断扩展其新的应用领域, 例如, 过程工业中几乎处处都需要传热强化技术. 这些新的应用要求发展第3代传热强化技术(三维肋、复合强化技术等). 过增元<sup>[4]</sup>则提出了一种与传统强化技术完全不同的方法, 即通过改善流体速度场与温度梯度场的协同程度, 从而提高对流换热系数和换热器的传热性能, 并已获得了相应的工程应用.

其实, 换热器传热性能的提高, 可以从两个层次上进行. 第1个层次是提高流体与壁面间的对流换热系数, 就是上述的传热强化技术, 包括各种肋片、插入物、紊流发生器等; 第2个层次是在相同的对流条件下, 提高换热器的性能, 例如, 改变换热器中冷热流体的流动方式会影响换热器的传热性能. 众所周知, 在相同的传热单元数条件下, 逆流换热器的效能最高, 顺流换热器的效能最低, 而叉流等其它形式换

热器的效能介于它们的中间. 本文则是在第2个层次上, 提出了换热器中流体温度场协同的概念. 基于这种概念, 可发展出提高换热器性能的新方法, 即改善冷、热流体温度场分布间的相互关系, 以提高它们的协同度, 就可提高换热器的传热性能.

## 1 冷热流体温度场的协同

### 1.1 协同的概念

换热器中必然有冷流体和热流体, 由于它们之间的热量交换, 它们的温度在换热器中是沿流程而变化的, 从而形成了冷流体的温度场和热流体的温度场. 过增元<sup>[5]</sup>曾把整个换热器看作为, 由若干个子换热器所组成, 在子换热器中, 冷热流体的特征(平均)温度分别为 $t_h$ 和 $t_c$ , 所以, 对每一个子换热器存在着一个冷热流体温度差 $\theta$ , 从而在整个换热器中形成了一个冷热流体的温差场

$$\theta(x, y, z) = t_h(x, y, z) - t_c(x, y, z). \quad (1)$$

众所周知, 换热器传热性能的好坏, 不仅取决于冷热流体的进口温度差和传热单元数, 还取决于冷热流体的流动方式(顺流, 叉流, 逆流). 从换热器这个层次上看, 我们认为, 冷热流体温度场间的搭配, 即温差场的特性, 本质地决定了换热器的传热性能. 冷热流体的温度都是空间的函数, 它们的函数形式越接近时, 称它们的协同就越好. 当换热器中冷热流体的温度场具有相同的函数形式, 即它们间只差一个常数时, 热流体温度场为

$$t_h(x, y, z) = A + f(x, y, z), \quad (2a)$$

冷流体温度场为

$$t_c(x, y, z) = B + f(x, y, z), \quad (2b)$$

此时, 冷热流体的温差不随空间位置变化而变化, 即温差场是完全均匀的,

$$\theta(x, y, z) = t_h(x, y, z) - t_c(x, y, z) = A - B = \text{const}, \quad (2c)$$

这时称冷热流体的温度场是完全协同的, 也就是说温差场的均匀程度代表了它们的协同程度。

## 1.2 场协同数

由于换热器中冷热流体的温度场一般是比较复杂的, 所以, 需要定义一个参量, 以便能定量描述它们的协同程度。文献[6]中以叉流换热器为例(见图1), 将其看作由  $i \times j$  个子换热器所组成, 并定义了温差场的均匀性因子  $\Phi$ , 并求得了分析关系式。在叉流换热器中, 当热容量流量大的流体掺混, 热容量流量小的流体不掺混时,

$$\Phi = 2 \sqrt{\frac{1 - \exp[-(1 - \exp(-N_{tu}))C_r]}{C_r N_{tu} [1 + \exp(-N_{tu})] + \exp(1 - \exp(-N_{tu})C_r)}}; \quad (3a)$$

当热容量流量小的流体掺混, 热容量流量大的流体不掺混时,

$\Phi =$

$$\frac{2[1 - \exp(1 - (1 - \exp(-C_r N_{tu}))/C_r)]}{\sqrt{N_{tu} [1 + \exp(-C_r N_{tu})] \times [1 - \exp(-2(1 - \exp(-C_r N_{tu}))/C_r)]}}; \quad (3b)$$

其中,  $C_r = C_{\min}/C_{\max}$  为热容量流比,  $N_{tu}$  是传热单元数,  $\Phi \delta 1$ , 当  $\Phi = 1$  时, 冷、热流体温差场完全均匀。

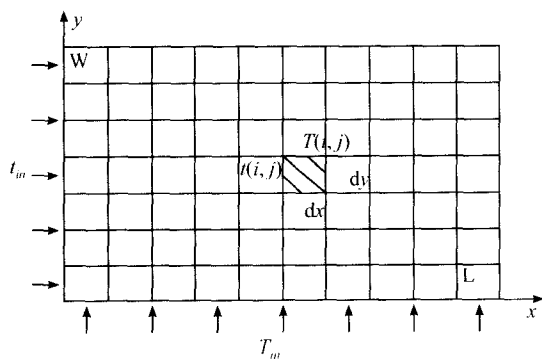


图1 叉流换热器示意图

由于冷热流体温差场的均匀性因子代表了冷热流体温度场间的协同程度, 所以我们称  $\Phi$  为场协同数。

## 1.3 换热器强化的协同原则

逆流、叉流和顺流换热器是3种最典型的换热器,

它们换热效能的优劣次序清楚, 而且可以有分析表达式。但是, 在工程应用中, 由于工艺等因素需要应用复合型(混合型)流动方式的换热器, 它们换热性能的比较很难进行。而采用换热器中流体场协同度分析, 就可以定量地分析比较各种类型换热器的传热性能。图2给出了在相同传热单元数条件下顺流、逆流、叉流等9种常见的换热器流体温度场的场协同数(均匀性因子)的数值和换热器效能的关系。可以看到冷热流体温度场的协同越好, 则其换热器效能越大。所以换热器强化的场协同原则可以表述为: 换热器中冷热流体温度场间的协同越好, 换热器的换热性能就越好。

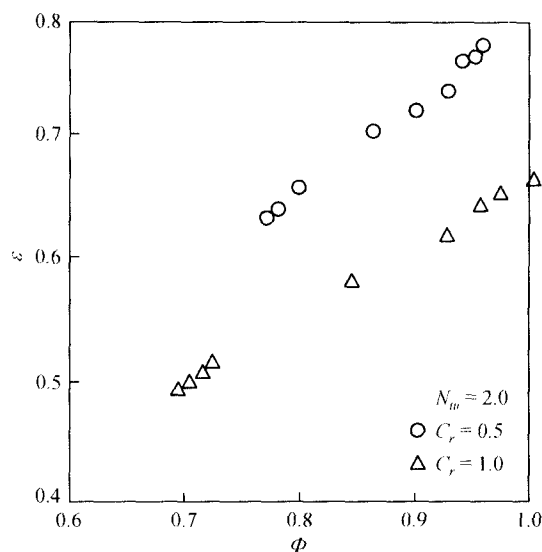


图2 换热器的效能随场协同数的变化

## 2 场协同原则在换热器强化中的应用

在增加对流换热系数的层次上提高换热器的传热性能, 一般须要提供更多的泵功作为代价。而在换热器的层次上, 通过改善冷热流体温度场的协同强化换热器, 是从换热器中换热介质温度场相互配合的整体来考虑, 它不是以增加阻力作为代价来提高换热器的性能, 因此, 在工程应用方面更有意义。

### 2.1 叉流换热器

对于同一流动方式的换热器, 我们则可以通过传热面积地重新分布来改善冷热流体温度场的协同。从而提高换热器的效能。现在以带肋片的叉流换热器为例。图3所示是常规的叉流换热器示意图, 并任意将其等分为很多子区。现以16个子区为例, 首先, 让我们定性分析各区(子换热器)的冷热流体的温

差. 不难发现, 各区冷热流体的温度差是很不均匀的, 即它们的协同程度很差, 其中1区必然是换热器中冷热流体温度差最高之处, 2区的温差必然大于9区和10区的温差等, 总之, 对角线上子区的温差大于两侧子区的温差. 对于每个子区(子换热器)的换热量可表示为

$$Q_i(x, y) = CF_i K \Delta t_i, \quad (4a)$$

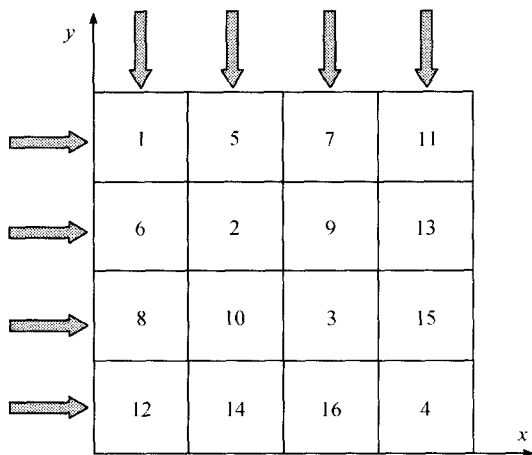


图3 等面积布置叉流换热器

其中,  $F_i$  是子换热器的换热面积,  $K$  是传热系数, 可以近似看作为常量,  $\Delta t_i(x, y)$  是冷热流体的特征温差,  $C$  为常数, 与换热器形式有关. 所以, 单位换热面积传热量为

$$Q_i/F_i = CK \Delta t_i(x, y), \quad (4b)$$

由于  $K$  和  $C$  为常量, 它只与该区的特征温差成正比. 由于1区的温差最高, 则当地单位面积的换热量最高, 这表明1区的换热面积换热效率最高, 同样, 对角线区换热面积的效率高于对角线两侧. 所以, 换热面积在各区的平均分配是不合理的, 而应给把更多的面积放置在换热器对角线区上, 尤其是1区应放最多的换热面积. 文献[6]用分析和数值的办法, 在总换热面积一定的条件下, 求得了叉流换热器换热面积的最佳分布, 此时, 温差场最为均匀, 即冷热流体温度场间的协同程度最好, 图4给出了在热容量流比  $C_r = 1$  时, 随着传热面积的优化分配, 温差场均匀性(即场协同数)与换热器效能的关系. 纵坐标  $\tau$  是换热器效能增加的百分数. 可以看到, 随着场协同数  $\phi$  的增加, 换热器效能提高, 而当面积分布最佳时, 场协同数  $\phi = 1$ . 叉流换热器的效能就能达到逆流换热器的效能.

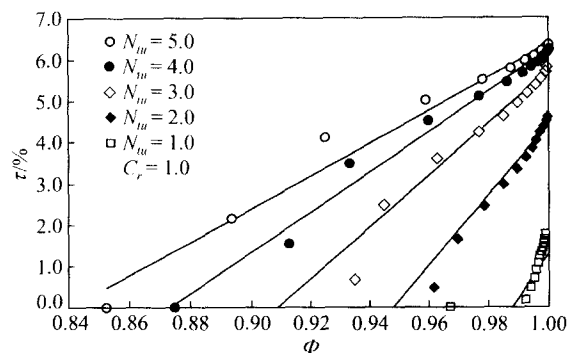


图4 叉流换热器面积最佳分布时的效能

## 2.2 多股流换热器

多股流换热器的特点是在一个换热器中有三股以上的冷热流体(图5), 其中至少有一股流体同时与其它两股流体进行热量交换. 每一对流体的流动方式只是逆流或顺流方式. 多股流换热器的另一个特点是, 顺流或逆流方式的换热性能此时不再能用对数平均温差来表示. 流动方式的影响也必须重新考虑. 现以三股流换热器为例, 流股进口的温度分别为  $T_{1in}=300$  K,  $T_{2in}=230$  K 和  $T_{3in}=180$  K, 热容量流量为  $\dot{M}C_1=2$ ,  $\dot{M}C_2=8$ ,  $\dot{M}C_3=8$ . 比较流股1和流股2以逆流方式安排时(见图6a), 和顺流(图7a)安排时换热器的传热性能. 用数值计算所得结果为, 当流股1, 2逆流安排时它们之间的换热量为134 J, 当顺流安排时它们之间的换热量为143 J. 可见, 流股1和流股2顺流安排, 反而优于逆流安排, 这似乎不合情理. 其实, 现有传热教科书和换热器有关文献中所述, 在传热单元数(NTU)相同时, 逆流换热器的传热性能总是优于顺流换热器的结论是在特定条件下得到的, 而非普遍适用.

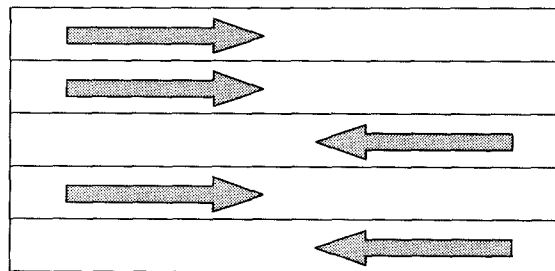


图5 多股流换热器示意图

其条件就是冷热流体中无内热源, 或者除冷热流体间换热外, 与外界无热量交换. 而在多股流换热器中并不满足这些前提. 所以不能认为逆流一定比

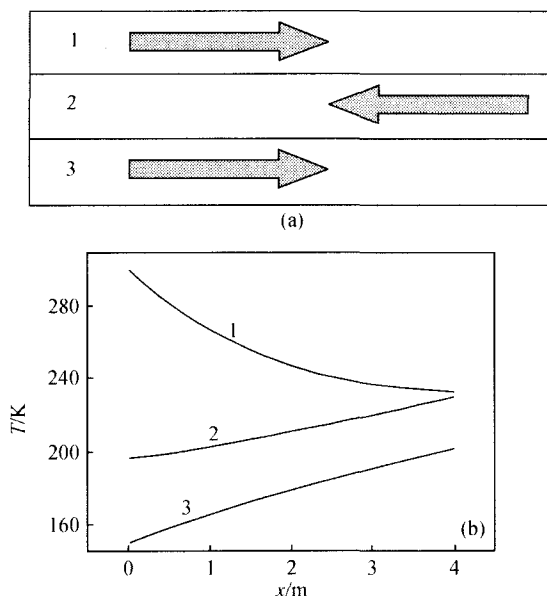


图 6 1, 2 逆流方式的冷热流体温度场

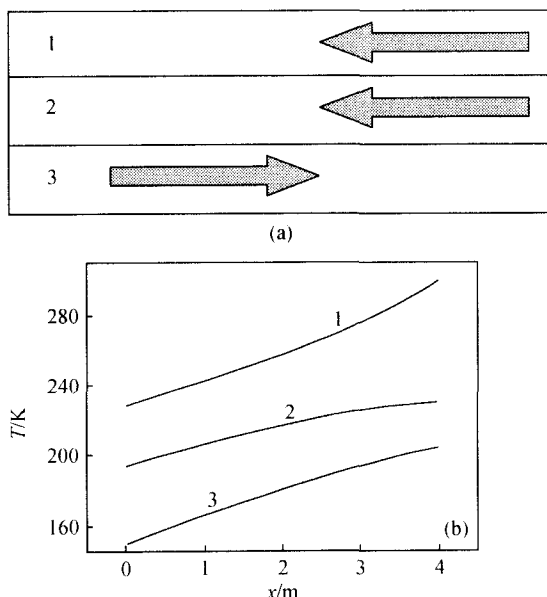


图 7 1, 2 顺流方式时的流体温度场

顺流好。因此，对于多股流换热器应该用冷热流体温度场的协同度来分析其传热性能。图 6(b), 7(b)相应给出了冷热流体温度的分布，图中  $x$  为流程。从中可以看到当流股 1 和 2 逆流安排时它们的温差场很不均匀(图 6(b))，即它们的协同不好，而当安排为顺流时(图 7(b))，它们的温差场反而较均匀，即它们的协同比较好，所以换热性能好。这个例子充分表明，在复

杂条件下逆流换热器可以优于也可以劣于顺流换热器。所以，换热器中冷热流体温度场的协同程度更为本质地决定了换热器的传热性能。

对于顺流或逆流换热器则无法通过沿流程重新分配传热面积而改善流体温度场的协同，但是，可以通过同时分配传热面积和改变热容量流量(复合流程)的方法，从而提高换热器的效能。

### 3 小结

(1) 可以从两个层次上来提高换热器的传热性能，第 1 个层次是增加对流换热系数，第 2 个层次是从换热器整体考虑，改善换热器中流体温度场间的协同。即换热器中冷热流体温度场的函数形式越接近，冷热流体的温差场越均匀时，我们称冷热流体温度场的协同越好。而温度场协同越好，则换热器的传热性能就会越高。

(2) 对于叉流换热器可通过重新分布换热面积，增加温差场的均匀性，改善冷热流体温度的协同，从而提高换热器效能。当换热面积具有最佳分布时，叉流换热器的效能可与逆流换热器的效能相等。

(3) 多股流换热器中，传热性能取决于它们的温差场均匀性。顺流换热方式的效能可以高于逆流换热方式，表明换热器传热性能的高低取决于冷热流体温度场协同程度，而不是取决于流动方式。

### 参 考 文 献

- 1 Bergles A E, Jensen M K, Shome B. Bibliography on Enhancement of Convective heat and mass transfer. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1996, 4: 1~6
- 2 Liehard J H V. Review of heat transfer augmentation in turbulent flows. *Applied Mechanics Reviews*, 1998, 51(2): B19
- 3 Bergles A E. Advanced enhancement-third generation heat transfer technology or the "Final Frontier". *Transaction of the Institute of Chemistry Engineering, part A*, 2001, 79: 437~444
- 4 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同. *科学通报*, 2000, 45(19): 2118~2122
- 5 周森泉, 过增元, 胡槐林, 等. 来流温度速度不均匀时换热器效能的分析. *工程热物理论*, 1994, 15(4): 403~407
- 6 Guo Zeng-Yuan, Zhou Sen-Quan, Li Zhi-Xin. Theoretical analysis and experimental confirmation of the Uniformity Principle of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45: 2119~2127

(2003-04-21 收稿, 2003-09-19 收修改稿)