

④ 18-24

# 换热器中强化传热表面传热性能的评价\*

The Evaluation to Heat Transfer Performance  
on Enhanced Heat Transfer Surface in Heat Exchangers

廖强

Liao Qiang

辛明道

Xin Mingdao

(重庆大学工程热物理研究所, 重庆, 630044)

TK172

**A 摘要** 以热力学第二定律为基础, 在熵产分析的基础上提出了新的传热性能评价判据——强化传热性能因数。

**关键词** 热力学第二定律; 熵产单元数; 强化传热表面; 传热性能评价

**中国图书资料分类法分类号** TK124

**ABSTRACT** The second law of thermodynamics is applied to develop a new criterion (Enhanced heat transfer performance coefficient,  $\Phi$ ) to assess the heat transfer performance of enhanced heat transfer tubes and enhanced heat exchangers. The enhanced heat transfer performance coefficient can be used to select optimum dimensions for enhanced heat transfer surface and optimum operation condition.

**KEYWORDS** the second-law of thermodynamics; entropy production unit number; enhanced heat transfer surface; heat transfer performance evaluation

## 0 引言

换热器中强化传热表面传热性能的优劣是决定其是否具有应用价值的重要因素。确定一种简单而合理的强化传热性能评价判据, 对强化传热技术的应用和发展起着非常重要的作用。目前所提出的性能评价判据一般是以热力学第一定律为基础<sup>[1~3]</sup>, 只考虑了能量数量上的差异, 没有考虑质量上的差异。文献[4~6]以热力学第二定律为基础, 分析了换热器内由于摩擦阻力损失和换热温差所引起的热力学不可逆性, 提出了针对逆流式气-气换热器和均匀热流密度以及等壁温边界条件下槽道内的强迫对流换热采用熵产分析进行传热性能评价的方法。文献[7]对顺流、逆流及叉流式换热器中的传热熵产进行了分析, 引入了介质温差场的不均匀性因子, 并认为不均匀性因子既可作为换热器有效度的判据, 又可作为传热熵产的判据。文献[8]分析了换热器中传热的不可逆性, 引入了熵产强度的概念, 并得到顺流和逆流换热器中熵产强度的分布规律。由于该文献作者只考虑了换热器中温差传热所引起的熵产, 因此不适用于强化传热表面在换热器中传热性能的评价, 也不能求得对应于最小熵产的

\* 收文日期 1993-09-29

换热器结构参数和强化传热表面结构参数以及换热工况参数的最佳值。

目前,在采用强化传热表面的换热器传热性能评价方面的研究还不成熟,在熵产分析基础上提出的各种性能评价判据使用范围有限,尚待进一步完善。本文以热力学第二定律为基础,提出了一种新的强化传热性能评价方法,可用于不同换热形式下换热器内的传热性能评价,以及换热器和强化传热表面结构参数、运行工况参数的优化设计。

## 1 换热器中的熵产分析

图1为表面式换热器的传热简化模型。换热器通道截面保持不变,忽略换热器向环境的散热和换热器间壁导热热阻与结垢热阻;并假设冷、热流体的质量流量和比热容在整个换热面上都是常量;传热系数在整个换热面上保持不变;沿换热面轴向的导热可忽略不计;在换热器中任一种流体都不能既有相变又有单相介质换热;单相介质流体为不可压缩流体。

取微元体  $dx$ , 微元体内热流体熵流:

$$d\dot{S}_{f1} = -\frac{qdx}{T_w} \quad (1)$$

式中  $q$  为单位长度换热面的传热量,  $T_w$  为壁温。

根据热力学第一定律和热力学第二定律,微元体内热流体的熵变量:

$$d\dot{S}_1 = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} dT_1}{T_1} + \frac{\dot{m}_1}{T_1 \rho_1} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) dx \quad (2)$$

$$d\dot{S}_1 = d\dot{S}_{f1} + d\dot{S}_{s1} \quad (3)$$

则微元体内热流熵产为:

$$d\dot{S}_{s1} = d\dot{S}_1 - d\dot{S}_{f1} = \frac{\dot{m}_1 c_{p1} dT_1}{T_1} + \frac{\dot{m}_1}{T_1 \rho_1} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) dx + \frac{qdx}{T_w} \quad (4)$$

定义换热器热流体侧熵产单元数为:

$$N_{s1} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{T_1}{q} d\dot{S}_{s1} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{d\dot{S}_{s1}}{(q/T_1)} dx \quad (5)$$

又

$$qdx = \dot{m}_1 c_{p1} dT_1 = \dot{m}_2 c_{p2} dT_2 \quad (6)$$

则

$$N_{s1} = \frac{1}{L} \int_0^L \left[ -1 + \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 q} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) + \frac{T_1}{T_w} \right] dx \quad (7)$$

$\frac{d\dot{S}_{s1}}{(q/T_1)dx}$  为微元体内热流体熵产与由换热引起的熵减之比。换热器的热力学完善度要求在大的换热量下(即热流体熵减越大),熵产应尽量小,因此熵产单元数  $N_{s1}$  应尽可能小。

同理对于冷流体侧有:

$$N_{s2} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{d\dot{S}_{s2}}{(q/T_2)dx} dx = \frac{1}{L} \int_0^L \left[ 1 + \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 q} \left( -\frac{dp_2}{dx} \right) - \frac{T_2}{T_w} \right] dx \quad (8)$$

则换热器内总熵产单元数为:

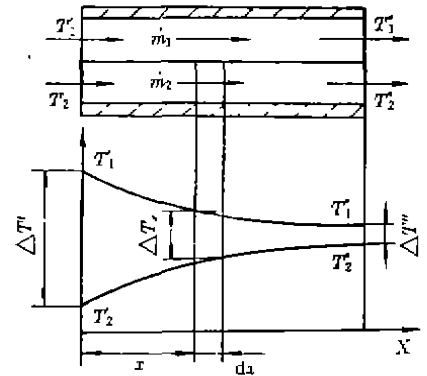


图1 表面式换热器的传热简化模型

$$N_s = N_{s1} + N_{s2} = \frac{1}{L} \int_0^L \left[ \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 q} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) + \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 q} \left( -\frac{dp_2}{dx} \right) + \frac{T_1 - T_2}{T_w} \right] dx \quad (9)$$

式中:  $\left[ \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 q} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) + \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 q} \left( -\frac{dp_2}{dx} \right) \right]$  表示换热器内单位换热量所造成的流体动力损失大小;  $\frac{T_1 - T_2}{T_w}$  为换热器内冷、热流体换热温差与壁温之比, 表示由于温差换热所造成的流体能量的品质变化。同样,  $N_s$  越小, 换热器的热力学完善度越高。

假设冷、热流体单位长度压力损失沿换热面轴向方向保持常数, 即:

$$\frac{dp_1}{dx} = -f_1 \frac{\rho_1 u_1^2}{2d_{u1}} \quad (10)$$

$$\frac{dp_2}{dx} = -f_2 \frac{\rho_2 u_2^2}{2d_{u2}} \quad (11)$$

式中  $f_1, f_2, u_1, u_2, d_{u1}, d_{u2}$  分别为热、冷流体的流动阻力系数, 流体平均流速以及通道的当量直径。

$$d_u = \frac{4A_c}{\bar{p}_L} \quad (12)$$

$A_c$  为通道横截面积,  $\bar{p}_L$  为通道湿周。

$$\text{令} \quad \psi = \left[ \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \left( -\frac{dp_1}{dx} \right) + \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \left( -\frac{dp_2}{dx} \right) \right] L \quad (13)$$

$$\text{则} \quad \psi = \frac{\rho_1 A_{c1} u_1^2 Re_1^2 f_1 L}{2d_{u1}^3} + \frac{\rho_2 A_{c2} u_2^2 Re_2^2 f_2 L}{2d_{u2}^3} \quad (14)$$

且  $\psi$  在整个换热面上保持不变。

根据能量平衡方程可得到:

$$\Delta T_s = T_1 - T_2 = \Delta T' e^{-\mu \bar{p} x} \quad (15)$$

$$\text{顺流时: } \mu = \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}}$$

$$\text{逆流时: } \mu = \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} - \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}}$$

$$q = k \bar{p} \Delta T_s = \alpha_1 \bar{p} (T_1 - T_w) = \alpha_2 \bar{p} (T_w - T_2) \quad (16)$$

$\bar{p}$  为换热表面横截面周长。

$$\text{则} \quad \int_0^L \frac{dx}{q} = \int_0^L \frac{dx}{k \bar{p} \Delta T' e^{-\mu \bar{p} x}} = \frac{\exp(\mu k \bar{p} L) - 1}{\mu k^2 \bar{p}^2 \Delta T'} \quad (17)$$

$$dT_2 = \frac{q dx}{\dot{m}_2 c_{p2}} = \frac{k \bar{p} \Delta T' e^{-\mu \bar{p} x} dx}{\dot{m}_2 c_{p2}} \quad (18)$$

从 0 到  $x$  积分, 可得冷流体沿  $x$  方向的温度分布:

$$T_2 = \frac{\Delta T'}{\mu \dot{m}_2 c_{p2}} [1 - \exp(-\mu k \bar{p} x)] + T_2 \quad (19)$$

$$\text{又} \quad T_w = T_2 + q / (\alpha_2 \bar{p}) \quad (20)$$

式中  $\alpha_2$  为冷流体换热系数。

$$\therefore \int_0^L \frac{T_1 - T_2}{T_w} dx = \frac{\dot{m}_2 c_{p2}}{k \bar{p} \left[ 1 - \frac{k \mu \dot{m}_2 c_{p2}}{\alpha_2} \right]} \ln \frac{\exp(\mu k \bar{p} L) + \frac{(T_2 / \Delta T') \mu \dot{m}_2 c_{p2} + 1}{(k / \alpha_2) \mu \dot{m}_2 c_{p2} - 1}}{1 + \frac{(T_2 / \Delta T') \mu \dot{m}_2 c_{p2} + 1}{(k / \alpha_2) \mu \dot{m}_2 c_{p2} - 1}} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \text{令} \quad N_{NTU} &= \frac{k\bar{p}L}{m_2c_{p2}} \\ \varphi &= \mu m_2c_{p2} \\ R &= \frac{(T_2/\Delta T') \mu m_2c_{p2} + 1}{(k/a_2) \mu m_2c_{p2} - 1} = \frac{(T_2/\Delta T') \varphi + 1}{(k/a_2) \varphi - 1} \end{aligned}$$

将(14)、(17)和(21)式代入(9)式,化简后得:

$$N_s = \frac{\mu[\exp(N_{NTU} \cdot \varphi) - 1]}{\Delta T' N_{NTU}^2 \varphi^2} \psi + \left[ \ln \frac{\exp(-N_{NTU} \cdot \varphi) + R}{1 + R} \right] / [N_{NTU}(1 - k\varphi/a_2)] \quad (22)$$

式中:

$$\text{当换热器为顺流时: } \mu = \frac{1}{m_1c_{p1}} + \frac{1}{m_2c_{p2}}$$

$$\text{当换热器为逆流时: } \mu = \frac{1}{m_1c_{p1}} - \frac{1}{m_2c_{p2}}$$

而当换热器内两侧通道内流体的换热方向相反时,即流体2向流体1传热时:

$$N_s = -\frac{\mu[\exp(N_{NTU} \cdot \varphi) - 1]}{\Delta T' N_{NTU}^2 \varphi^2} \psi - \left[ \ln \frac{\exp(-N_{NTU} \cdot \varphi) + R}{1 + R} \right] / [N_{NTU}(1 - k\varphi/a_2)] \quad (23)$$

式中:

$$\text{当换热器为顺流时: } \mu = \frac{1}{m_1c_{p1}} + \frac{1}{m_2c_{p2}}$$

$$\text{当换热器为逆流时: } \mu = \frac{1}{m_2c_{p2}} - \frac{1}{m_1c_{p1}}$$

其余各项变量的计算与(22)式中的相同。

考虑几种特殊的换热情况:

1) 恒热流边界条件下,单侧通道的流体对流换热

$$(22) \text{ 式中, } \mu = 0, k = a_2, f_1 = 0, T_w = T_1, \Delta T' = q/k\bar{p}$$

$$\text{则} \quad N_s = \frac{\rho_2 A_{c2} v_2^3 Re^2 f_2 L}{2d_{h2}^4 q} + \frac{1}{N_{L1U}} \ln \left[ 1 + \frac{1}{1/N_{L1U} + m_2c_{p2} T_2/q} \right] \quad (24)$$

2) 等壁温边界条件下,单侧通道的流体对流换热

(22) 式中,  $m_2c_{p2} \rightarrow \infty$ . 则当通道内流体吸热时:

$$\mu = 1/m_2c_{p2}, \text{ 即 } \varphi = 1, R = \frac{T_2/\Delta T' + 1}{k/a_2 - 1}$$

$$\therefore N_s = \frac{\mu[\exp(N_{NTU}) - 1]}{\Delta T' N_{NTU}^2} \psi + \left[ \ln \frac{\exp(-N_{NTU}) + R}{1 + R} \right] / [N_{NTU}(1 - k/a_2)] \quad (25)$$

当通道内流体放热时:

$$N_s = -\frac{\mu[\exp(N_{NTU}) - 1]}{\Delta T' N_{NTU}^2} \psi - \left[ \ln \frac{\exp(-N_{NTU}) + R}{1 + R} \right] / [N_{NTU}(1 - k/a_2)] \quad (26)$$

为了使换热器内强化传热表面的传热性能有统一的比较标准,将强化传热表面的熵产单元数  $N_{s,s}$  与同条件下光滑表面的熵产单元数  $N_{s,0}$  之比定义为强化传热表面的强化传热性能因数( $\phi$ ),即:

$$\phi = N_{s,s} / N_{s,0} \quad (27)$$

## 2 换热器内强化传热表面的传热性能评价

2.1 恒热流加热条件下的单相强迫对流换热

本文采用(24)式,对恒热流加热时水在三维内肋管(No. 6管)<sup>[9]</sup>、三维螺旋肋管(A-8)<sup>[10]</sup>、二维横肋管<sup>[11]</sup>、带有绕丝的光管<sup>[12]</sup>和带有绕带的光管<sup>[13]</sup>内以及空气在翅片管内<sup>[14]</sup>的紊流对流换热性能进行了评价,热流密度为106157 W/m<sup>2</sup>,管内冷却水进口温度为293 K,管长为1000 mm.图2为各种强化传热管的流阻和换热特性.

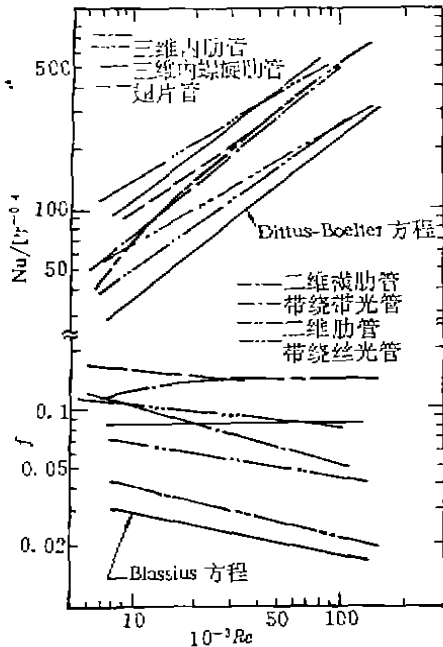


图2 紊流区内单相强迫对流换热强化传热管的流阻和换热特性

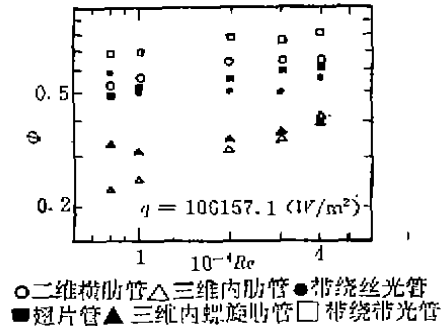


图3 各强化传热管在不同 Re 数下的强化传热性能因素

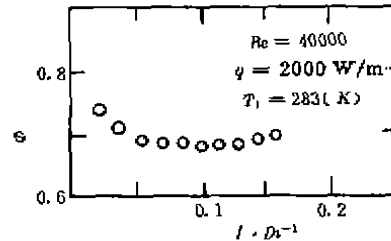


图4 不同 1/Re 时三维内肋管的强化传热性能因素

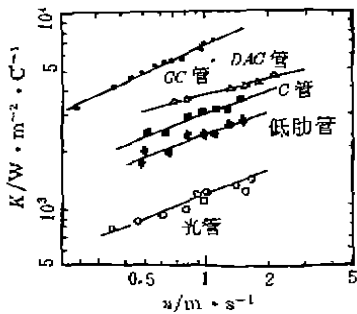


图5 GC管,DAC管,C管和低肋管的传热性能

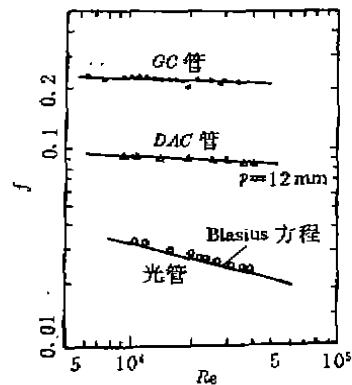


图6 GC管,DAC管,C管和低肋管的流阻特性

图3示出了各强化传热管在不同 Re 数下的强化传热性能因素 phi.图中可看出三维内肋管的强化传热性能优于其它传热管型.随着 Re 数增加,三维内肋管的强化传热性能降低.而

带绕丝管和三维螺旋肋管分别存在对应最佳换热性能的  $Re$  数。

图4为  $a/l = 4, c/w = 6, w/a = 0.1, q = 2000 (W/m), Re = 40000, T_i = 283 K$  时,不同相对肋高 ( $l/D_i$ ) 所对应的三维内肋管的强化传热性能因数<sup>[9]</sup>。由图中可知在  $l/D_i \approx 0.1$  时,存在  $\Phi$  的最小值,此时的  $l/D_i$  即为该肋结构和工况下的最佳相对肋高。因此强化传热性能因数可用于强传热管工况范围和结构尺寸等参数的优化设计。

### 2.2 等壁温条件下强化传热管传热性能评价

冷凝管的传热过程近似于等壁温加热条件下的对流换热过程,传热性能除了与管内流体对流换热性能有关外,还与管外凝结换热性能相关。作者采用(25)式对饱和蒸汽温度为  $35^\circ C$  的 R-11 工质在低肋管、C管和 GC 管<sup>[9]</sup>、以及 DAC 管(肋节距为  $12 mm$ )<sup>[15]</sup> 上凝结换热,而管内均为水对流换热的冷凝强化传热管的传热性能进行了评价。水的进口温度为  $293 K$ ,管长均为  $1000 mm$ 。图5~6示出了低肋管、C管、GC管和 DAC 管的传热与流阻性能。

计算结果见图7。在如图所示的  $Re$  数范围内,GC管的传热性能明显优于其它强化传热管型。在低  $Re$  数下,GC管的传热性能与C管相比提高较大,随着  $Re$  数的增加,GC管的传热性能降低并逐渐与C管接近,因此GC管更有利于在较低  $Re$  数下工作。

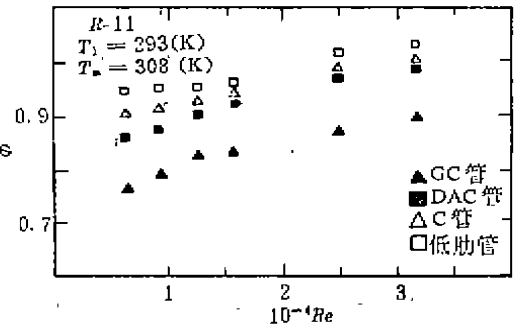


图7 水平冷凝管的强化传热性能因数

## 3 结 论

1) 本文以热力学第二定律为基础,提出了评价采用强化传热表面的换热器传热性能新的传热性能评价判据——强化传热性能因数。

2) 计算结果表明,作者所研究的三维内肋管和水平双侧强化传热冷凝管——GC管的传热性能均高于其它同类型的强化传热管。三维内肋管和GC管更有利于强化管内流体在低  $Re$  数下流动时的传热。

3) 采用强化传热性能因数除能对采用强化传热表面的换热器的传热性能进行评价外,还可以对部分换热器的结构尺寸和运行工况进行优化设计。

### 符 号 说 明

$A_c$ 通道横截面积( $m^2$ );	$\Phi$ 强化传热性能因数 ( $= \Delta p / (\rho u^2 L / 2D_i)$ );
$d_u$ 通道当量直径( $m$ );	$k$ 传热系数( $W/m^2K$ );
$a$ 三维内肋管肋的轴向节距( $m$ );	$L$ 通道长度( $m$ );
$c$ 三维内肋管肋的周向节距( $m$ );	$\dot{m}$ 流体质量流量( $kg/s$ );
$c_p$ 流体的比热( $J/kgK$ );	$N$ 横产单元数;
$D_i$ 管内径( $m$ );	$\Delta p$ 压差( $Pa$ );
$l$ 三维内肋管肋高( $m$ );	$p$ 压力( $Pa$ );
$f$ 流动阻力系数	$\bar{p}$ 换热表面横截面周长( $m$ );

$\bar{p}_L$ 通道湿周(m);	$\phi$ 强化传热性能因数;
$q$ 单位长度换热量(W/m);	上标
$Re$ 雷诺数;	' 换热器内流体的入口;
$\dot{S}_f$ 焓流(W/k);	" 换热器内流体的出口;
$\dot{S}_g$ 焓产(W/k);	下标
$T$ 流体平均温度(K);	$a$ 采用强化传热表面的换热器;
$\Delta T$ 流体传热温差(K);	$s$ 采用光滑表面的换热器;
$u$ 流体平均流速(m/s);	$w$ 壁面;
$w$ 三维内肋管肋宽(m);	$z$ 通道的 $z$ 截面;
$\alpha$ 换热系数(W/m <sup>2</sup> K);	1 1通道;
$\rho$ 流体密度(kg/m <sup>3</sup> );	2 2通道。
$\nu$ 流体运动粘度(m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> );	

## 参 考 文 献

- 1 尾花英朗. 热交换器设计手册. 石油工业出版社, 1982
- 2 Bergles A E, Bunn R L, and Junghan G H. Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces, Letters Heat Mass Transfer, 1974, 1, 113
- 3 Webb R L. Performance Evaluation Criteria for Use of Enhanced Heat Transfer Surfaces in the Heat Exchanger Design, Int. J. Heat Mass Transfer, 1981, 24(4), 715
- 4 Bejan A. The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design, Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications, ASME J. Heat Transfer, 1977, 99, 374
- 5 Chen B H, and Huang W H. Performance-Evaluation Criteria for Enhanced Heat-Transfer Surfaces, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 1988, 15, 59
- 6 Nag P K, and Mukherjee. Thermodynamic Optimization of Convective Heat Transfer Through a Duct with Constant Wall Temperature, Int. J. Heat Mass Transfer, 1987, 30(2), 401
- 7 过增元, 严鸿飞. 换热器中的焓产分析. 工程热物理论文集, 1986, 79
- 8 李友荣. 换热器中焓产强度及焓产分析. 见: 中国高等学校工程热物理研究会. 高等学校工程热物理第三届全国学术会议论文集. 西安: 西安交通大学出版社. 1990. 3~6
- 9 廖强. 三维扩展表面管内外的传热强化. 重庆大学博士学位论文, 1993
- 10 \*Takahashi K. et al. Heat Transfer Japanese Research, 1988. 17, 12
- 11 Webb R L, Eckert E R G, and Goldstein, Int. J. Heat Mass Transfer, 1971, 14, 601
- 12 Sethumadhavan R, and Raja Rao M. Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes. Int. J. Heat Mass Transfer, 1983, 26(12), 1833
- 13 Nag S, and Raja Rao M. Forced Convective Heat Transfer in Smooth Tubes Roughened by Helically Coiled Ribbons. Int. J. Heat Mass Transfer, 1987, 30(7), 1541
- 14 Carnavos T C. Cooling Air in Turbulent Flow with Internally Finned Tubes. Heat Transfer Engineering, 1979, 1(2), 41
- 15 王维斌, 王补宣, 岳光溪, 张立宁. 双侧强化传热高效冷凝传热管的实验研究. 工程热物理论文集, 1987, 8(2), 140