

间壁式筛网网格换热器的性能分析

张侨禹^{1,2}, 赵红利², 侯予^{1,2}

(1. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为揭示间壁式筛网网格换热器中网片与隔热片厚度比对换热器效率的影响规律,在数值计算中引入了间壁热阻和隔热片导热系数,改进了传统间壁式网格换热器的数值计算方法. 通过与传统计算方法对比,发现改进方法使间壁式网格换热器计算更加精确并更体现其结构特点. 利用改进的方法对换热器进行性能分析,得到了换热器效率及其内部温度分布特性. 结果显示,隔热片与网片厚度的选取对换热器性能具有明显的影响,当隔热片厚度为 0.2 mm 及网片与隔热片的厚度比为 4 : 1 时,相同长度下的换热器性能达到最优.

关键词: 网格换热器; 金属筛网; 低温制冷机; 数值模拟

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)01-0024-06

Performance Analysis on Wall-Type Woven Wire Screen Matrix Heat Exchanger

ZHANG Qiaoyu^{1,2}, ZHAO Hongli², HOU Yu^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to examine the influence of the thickness ratio of wire-screen over spacer on the effectiveness of a wall-type matrix heat exchanger, the wall and spacer heat resistances were adopted to improve the numerical computing method for the structure and thermal performance analysis of the wall-type matrix heat exchanger. The comparison with the conventional numerical computing method shows that the improved method can enhance the computation accuracy of the matrix heat exchanger and exhibit its structural features better. The performance analysis on the exchanger by the improved method indicates that the wire-screen thickness and the spacer thickness will influence the exchanger effectiveness significantly. In the case of the identical size, the matrix heat exchanger could obtain the optimum effectiveness when spacer thickness is 0.2 mm and the thickness ratio of wire-screen over spacer is 4 : 1.

Keywords: matrix heat exchanger; woven wire screen; cryocooler; numerical simulation

间壁式金属网格换热器是 20 世纪 50 年代出现的一种高效紧凑的小型低温换热器. 金属网格换热器由高导热系数的铜丝网片和低导热系数的不锈钢隔热片错层叠置,并经一定方法(钎焊、胶粘、扩散焊等)连接而形成^[1],基本结构如图 1 所示. 网片和隔

热片堆叠形成密封的流体通道,分别为内圆形通道(内通道)和外环形通道(外通道),两通道之间的隔环部分为换热间壁. 网格换热器不仅充分发挥了每一网片的径向传热性能,也最大程度阻止了轴向导热^[2],具有高效、紧凑、轻巧的特点,是适用于空间逆

收稿日期: 2011-05-20. 作者简介: 张侨禹(1987—),男,博士生;侯予(通信作者),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50976082);高等学校博士学科点专项基金资助项目(20100201120016);中国科学院低温工程学重点实验室开放课题(CRY0201125);高校基本科研业务费资助项目.

网络出版时间: 2011-10-25

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20111025.0856.004.html>

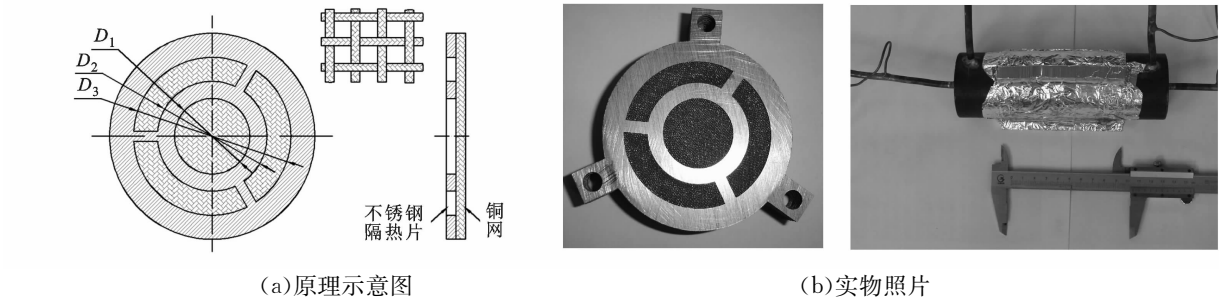


图 1 紧凑式低温网格换热器

布雷顿制冷机的间壁式换热器的理想选择之一。

关于此种网格换热器, Nellis^[2-8]等均进行了相关研究, 主要集中于采用密集叠合理论和 ϵ -NTU 理论针对回热器的理论分析. 空间制冷机系统所采用的换热器须同时兼顾效率、尺寸与质量, 数量或厚度不合理的隔热片会影响换热器的效率和尺寸, 因此在相同换热器尺寸下, 研究最优换热器性能时隔热片与网片的结构尺寸是十分必要的. 当将网片加厚时, 必须考虑厚网片及隔热片的轴向导热影响, 但现有换热器数值计算方法通常忽略间壁厚度及隔热片导热系数^[2-3,9]. 因此, 本文对已有数值计算方法进行改进, 引入了间壁厚度及隔热片导热系数, 使其适用于厚网片及隔热片与铜丝网非均匀排列时的换热器模型; 通过数值模拟计算得到换热器内部的温度场并与传统计算方法进行对比研究; 对换热器进行性能分析, 研究了相同换热器尺寸下, 隔热片及网片尺寸变化与换热器效率的关系, 并求得最优解. 本文研究的紧凑式低温网格间壁式换热器采用 H62 细目铜丝网作为传热单元, 0Cr18Ni9 不锈钢片作隔热材料, 其结构参数见表 1.

表 1 换热单元的结构参数

外径 D_3/mm	中径 D_2/mm	内径 D_1/mm	隔衬厚度 /mm	丝径 /mm	丝网 目数	冷热 面积比
42	32	22	0.2	0.1	60	0.67

1 数值模拟

网格换热器横截面为对称结构(见图 1), 取网格换热器横截面的一半为研究对象, 冷流体在内通道流动, 热流体在外通道流动. 图 2 为模型的控制单元及网格划分, 沿 x 方向将换热器分为 n 个离散单元, 取一个网片(隔热片)的冷热通道及其间壁为一个离散单元总体. 如图 3 所示, 模型的控制单元分别为热通道控制单元、间壁热侧控制单元、间壁中心控

制单元、间壁冷侧控制单元和冷通道控制单元.

Δx_i 为第 i 个离散单元沿 x 方向的步长, 长度为该单元网片或隔热片厚度. Δy_i 为第 i 个离散单元沿 y 方向的步长, 因为间壁尺寸在 x 方向上没有变化, 省略下标 i , $\Delta y = L_y/2$. 间壁热侧控制单元、间壁中心控制单元及间壁冷侧控制单元沿 y 方向的长度分别为 Δy_{mh} 、 Δy_m 及 y_{mc} , $2\Delta y_{mh} = \Delta y_m = 2\Delta y_{mc} = L_y/2$. L_y 为间壁总长度, L_x 为换热器芯体长度.

热通道控制单元、间壁热侧控制单元、间壁中心控制单元、间壁冷侧控制单元及冷通道控制单元的热量流动见图 3, 热平衡方程如下

$$C_{h,i}T_{h,i} = \alpha_{h,i}\eta_{th,i}A'_{h,i}\Delta x_i\left(\frac{T_{h,i}+T_{h,i+1}}{2}-T_{mh,i}\right)+C_{h,i}T_{h,i+1}, \quad i=1,\cdots,n \tag{1}$$

$$\alpha_{h,i}\eta_{th,i}A'_{h,i}\Delta x_i\left(\frac{T_{h,i}+T_{h,i+1}}{2}-T_{mh,i}\right)+\left(T_{mh,i-1}-T_{mh,i}\right)/\left(\frac{\Delta x_{i-1}}{\lambda_{m,i-1}A'_{my,i-1}\Delta y_{mh}}+\frac{\Delta x_i}{\lambda_{m,i}A'_{my,i}\Delta y_{mh}}\right)=\left(\frac{\Delta x_i}{\lambda_{m,i}A'_{my,i}\Delta y_{mh}}+\frac{\Delta x_{i+1}}{\lambda_{m,i+1}A'_{my,i+1}\Delta y_{mh}}\right)+\frac{(T_{mh,i}-T_{m,i})}{\Delta y}\lambda_{m,i}A'_{mx,i}\Delta x_i \quad i=1,\cdots,n \tag{2}$$

$$\frac{(T_{mh,i}-T_{m,i})}{\Delta y}\lambda_{m,i}A'_{mx,i}\Delta x_i+(T_{m,i-1}-T_{m,i})/\Delta y\left(\frac{\Delta x_{i-1}}{\lambda_{m,i-1}A'_{my,i-1}\Delta y_m}+\frac{\Delta x_i}{\lambda_{m,i}A'_{my,i}\Delta y_m}\right)=\left(T_{m,i}-T_{m,i+1}\right)/\left(\frac{\Delta x_i}{\lambda_{m,i}A'_{my,i}\Delta y_m}+\frac{\Delta x_{i+1}}{\lambda_{m,i+1}A'_{my,i+1}\Delta y_m}\right)+\frac{(T_{m,i}-T_{mc,i})}{\Delta y}\lambda_{m,i}A'_{mx,i}\Delta x_i \quad i=1,\cdots,n \tag{3}$$

$$\frac{(T_{mh,i} - T_{m,i})}{\Delta y} \lambda_{m,i} A'_{mx,i} \Delta x_i =$$

$$\alpha_{c,i} \eta_{fc,i} A'_{c,i} \Delta x_i \left(T_{mc,i} - \frac{T_{c,i} + T_{c,i+1}}{2} \right) +$$

$$(T_{mc,i} - T_{mc,i+1}) /$$

$$\left(\frac{\Delta x_i}{\lambda_{m,i} A'_{my,i} \Delta y_{mc}} + \frac{\Delta x_{i+1}}{\lambda_{m,i+1} A'_{my,i+1} \Delta y_{mc}} \right)$$

$$i = 1, \dots, n \quad (4)$$

$$\alpha_{c,i} \eta_{fc,i} A'_{c,i} \Delta x_i \left(T_{mc,i} - \frac{T_{c,i} + T_{c,i+1}}{2} \right) +$$

$$C_{h,i} T_{h,i+1} = C_{h,i} T_{h,i}$$

$$i = 1, \dots, n \quad (5)$$

式中: $C_{h,i}$ ($C_{c,i}$) 为第 i 个热(冷)通道单元的热容率; $\alpha_{h,i}$ ($\alpha_{c,i}$) 为第 i 个热(冷)通道单元与间壁的对流传热系数; $\eta_{fh,i}$ ($\eta_{fc,i}$) 为第 i 个热(冷)通道单元的相对翅片效率; $A'_{h,i}$ ($A'_{c,i}$) 为第 i 个热(冷)通道单元的单位长度换热面积; $\lambda_{m,i}$ 为第 i 个间壁单元的导热系数; $A'_{my,i}$ 为第 i 个间壁单元在 y 方向的单位长度换热面积; $A'_{mx,i}$ 为第 i 个间壁单元在 x 方向的单位长度换热面积。

运用 Kroeger^[10] 的方法对方程进行归一化。归一化温度 θ , 长度 X, Y , 单元长度 $\Delta X, \Delta Y$, 热冷流体热容 μ, ν , 间壁轴向导热系数 Λ_x , 间壁纵向导热系数 Λ_y , 热冷流体换热系数 β_h, β_c 分别定义为

$$\theta = \frac{T - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} X &= x/L_x; \Delta X_i = \Delta x_i/L_x \\ Y &= y/L_y; \Delta Y = \Delta y/L_y \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} \mu_{h,i} &= \frac{C_{h,i}}{\min(C_{h,in}, C_{c,in})} \\ \nu_{c,i} &= \frac{C_{c,i}}{\min(C_{h,in}, C_{c,in})} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \Lambda_{x,i} &= \frac{\lambda_{m,i} A'_{my,i} L_y}{L_x \min(C_{h,in}, C_{c,in})} \\ \Lambda_{y,i} &= \frac{\lambda_{m,i} A'_{mx,i} L_x}{L_y \min(C_{h,in}, C_{c,in})} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_{h,i} &= \frac{\alpha_{h,i} \eta_{fh,i} A'_{h,i} L_x}{\min(C_{h,in}, C_{c,in})} \\ \beta_{c,i} &= \frac{\alpha_{c,i} \eta_{fc,i} A'_{c,i} L_x}{\min(C_{h,in}, C_{c,in})} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

因此, 归一化控制方程为

$$\mu_{h,i} \theta_{h,i} = \beta_{h,i} \Delta X_i \left(\frac{\theta_{h,i} + \theta_{h,i+1}}{2} - \theta_{mh,i} \right) +$$

$$\mu_{h,i} \theta_{h,i+1}, \quad i = 1, \dots, n \quad (11)$$

$$\beta_{h,i} \Delta X_i \left(\frac{\theta_{h,i} + \theta_{h,i+1}}{2} - \theta_{mh,i} \right) + (\theta_{mh,i-1} - \theta_{mh,i}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_{i-1}}{\Lambda_{x,i-1}} + \frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} \right) \frac{\Delta Y}{2} = (\theta_{mh,i} - \theta_{mh,i+1}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} + \frac{\Delta X_{i+1}}{\Lambda_{x,i+1}} \right) \frac{\Delta Y}{2} +$$

$$(\theta_{mh,i} - \theta_{m,i}) / \left(\frac{\Delta Y}{\Lambda_{y,i}} \right) \Delta X_i$$

$$i = 1, \dots, n \quad (12)$$

$$(\theta_{mh,i} - \theta_{m,i}) / \left(\frac{\Delta Y}{\Lambda_{y,i}} \right) \Delta X_i + (\theta_{m,i-1} - \theta_{m,i}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_{i-1}}{\Lambda_{x,i-1}} + \frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} \right) \Delta Y = (\theta_{m,i} - \theta_{m,i+1}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} + \frac{\Delta X_{i+1}}{\Lambda_{x,i+1}} \right) \Delta Y +$$

$$(\theta_{m,i} - \theta_{mc,i}) / \left(\frac{\Delta Y}{\Lambda_{y,i}} \right) \Delta X_i$$

$$i = 1, \dots, n \quad (13)$$

$$(\theta_{m,i} - \theta_{mc,i}) / \left(\frac{\Delta Y}{\Lambda_{y,i}} \right) \Delta X_i + (\theta_{mc,i-1} - \theta_{mc,i}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_{i-1}}{\Lambda_{x,i-1}} + \frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} \right) \frac{\Delta Y}{2} = (\theta_{mc,i} - \theta_{mc,i+1}) /$$

$$\left(\frac{\Delta X_i}{\Lambda_{x,i}} + \frac{\Delta X_{i+1}}{\Lambda_{x,i+1}} \right) \frac{\Delta Y}{2} +$$

$$\beta_{c,i} \Delta X_i \left(\theta_{mc,i} - \frac{\theta_{c,i} + \theta_{c,i+1}}{2} \right)$$

$$i = 1, \dots, n \quad (14)$$

$$\beta_{c,i} \Delta X_i \left(\theta_{mc,i} - \frac{\theta_{c,i} + \theta_{c,i+1}}{2} \right) + \nu_{c,i} \theta_{c,i+1} =$$

$$\nu_{c,i} \theta_{c,i}, \quad i = 1, \dots, n \quad (15)$$

忽略漏热和重力影响, 热单元上边界及冷单元下边界为绝热边界条件; 冷热流体进口归一化温度分别为 0, 1 (见方程(16)); 间壁冷热两端边界条件采用绝热边界条件 (见方程(17))

$$\theta_{h,1} = \theta_{h,in} = 1; \theta_{c,n+1} = \theta_{c,in} = 0 \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_{mh,0} &= \theta_{mh,1}; \theta_{mh,n+1} = \theta_{mh,n}; \theta_{m,0} = \theta_{m,1} \\ \theta_{m,n+1} &= \theta_{m,n}; \theta_{mc,0} = \theta_{mc,1}; \theta_{mc,n+1} = \theta_{mc,n} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

方程组(11)~(17)共有 $5n+8$ 个未知温度和 $5n+8$ 个互不相关的方程, 因此有唯一组解。对其进行迭代运算, 结果为换热器内部冷热通道及间壁的温度场, 从而可求得换热器效率。

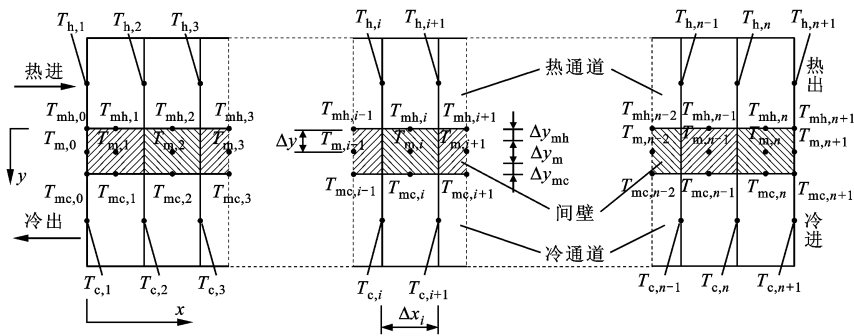
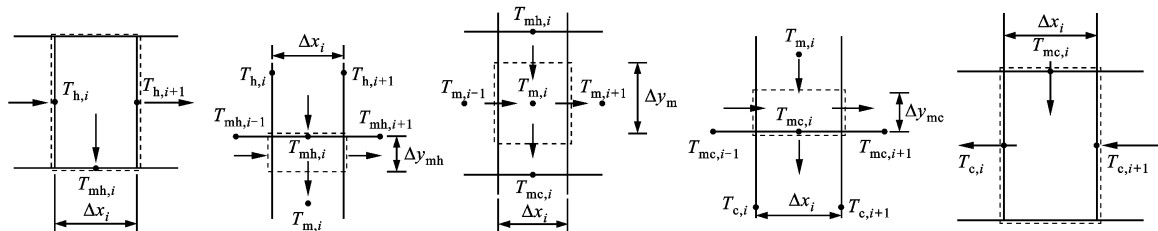


图 2 控制单元及网格划分



(a)热通道控制单元 (b)间壁热侧控制单元 (c)间壁中心控制单元 (d)间壁冷侧控制单元 (e)冷通道控制单元
图 3 控制单元及能量流动

2 结果与分析

本文计算模型选取冷热流体工质 He,平衡流,冷流体进口温度 100 K,进口压力 100 kPa,在内通道流动,热流体进口温度 250 K,进口压力 200 kPa,在外通道流动.

隔热片材料为 0Cr18Ni9,导热系数 $\lambda_{ss}=15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;选取平衡流质量流量 $q_m=1 \text{ g/s}$ 、隔热片厚度 δ_s 与网片厚度 δ_p 均为 0.2 mm、换热器芯体长度 $L=500 \text{ mm}$ 进行计算,基于改进数值计算方法和传统方法分别得到换热器内部温度场如图 4 和图 5 所示.由图可以看出:改进的数值方法由于引入隔热片导热系数,冷热通道的温度场呈细微的阶梯状,体现了网格换热器是由网片和隔热片错层叠置的“离散结构”本质^[1],且冷热流体入口均存在温度“突跳”^[2]

现象,间壁的温度场在热冷两端趋势突变平缓也说明了换热器受到轴向导热的影响;传统方法得出的温度场曲线光滑平直,没有体现出网格换热器的上述特点.图 6 为在不同流量(图 6a)和不同换热器长度(图 6b)下采用改进与传统算法计算得出的换热器效率.由图可以看出:随着质量流量增大,两者计算结果差值变小,计算结果偏差为 0.5%~1.0%;随着换热器长度增加,两者计算结果差值变小,计算结果偏差为 0.7%~2.6%.综上,改进的换热器数值方法在模型描述和计算精度上都有所进步,且在较小流量及较短换热器长度情况下计算效果更加明显.

取 $L=500 \text{ mm}$,改变 δ_p 及 δ_s/δ_p 得到的换热器效率如图 7 所示.由图可以看出,在考虑隔热片的导热系数后,当 $\delta_p>0.2 \text{ mm}$ 时, δ_p 越小,越有利于充分利用换热器有效长度进行换热.在 δ_p 不变的

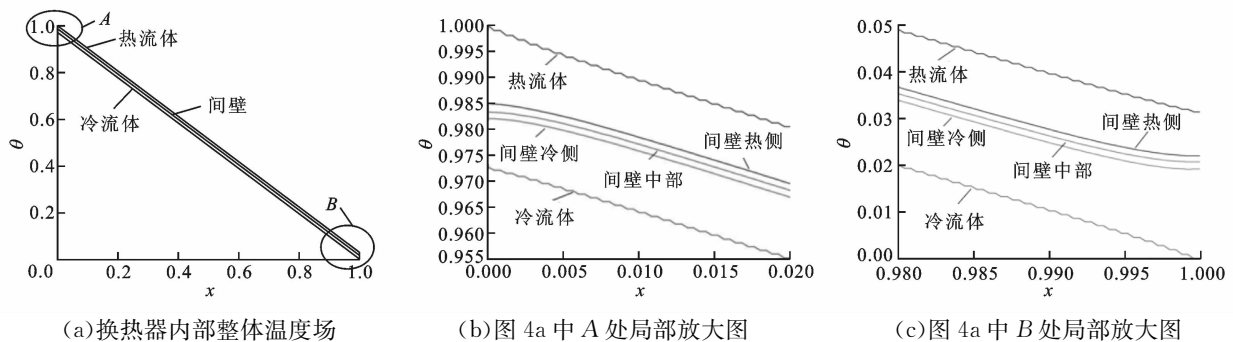


图 4 采用改进算法得出的换热器内部温度场

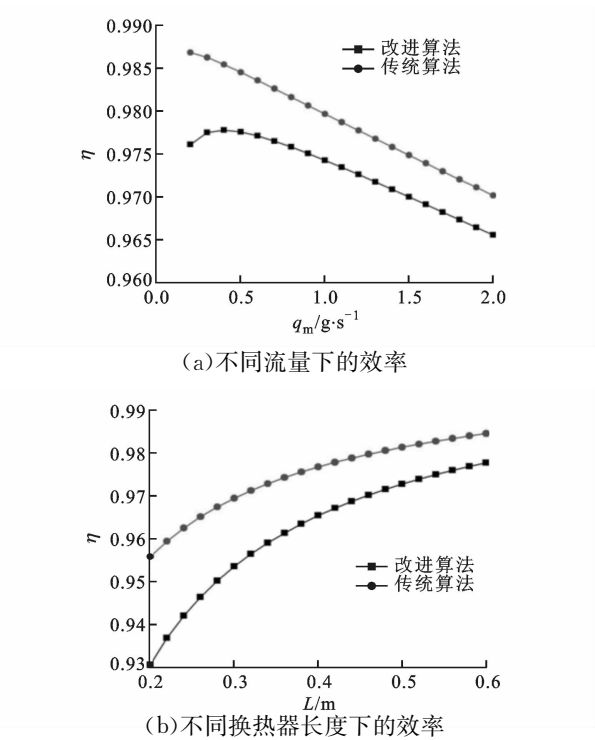
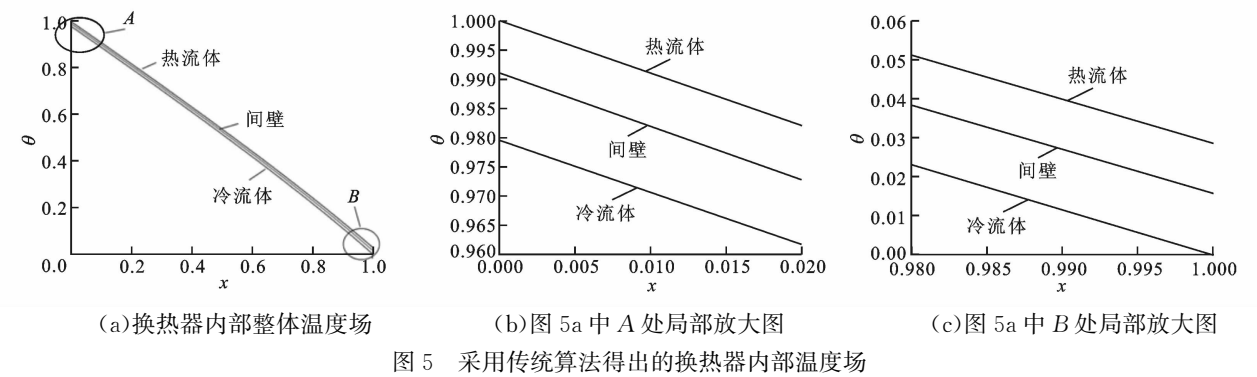


图 6 两种算法在不同流量和换热器长度下的换热器效率

条件下,提高 $\delta s/\delta p$,换热器效率先增大,达到最大值后逐渐减小. 在最优 $\delta s/\delta p$ 时,起径向导热作用的网片及起到阻断轴向导热作用的隔热片达到最佳配合,换热器的尺寸得到最充分利用. 表 2 给出了 $L=500\text{ mm}$ 时,换热器最优性能下的网片及隔热片结构参数及换热器热力性能参数. 综上,当 $\delta p=0.2\text{ mm}$ 及 $\delta s/\delta p=4:1$ 时,相同长度下的换热器性能达到最优.

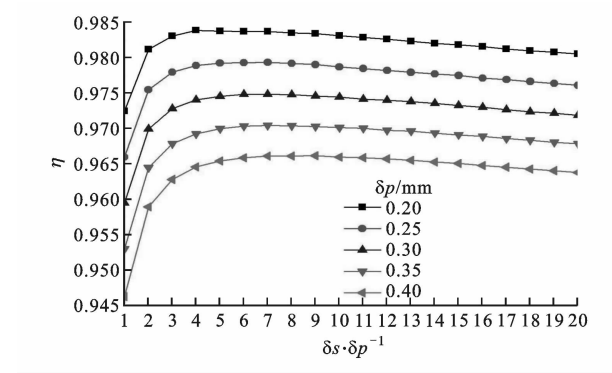


图 7 不同 δp 及 $\delta s/\delta p$ 下的换热器效率

表 2 网片与隔热片结构参数及换热器热力参数

L/mm	$\delta s/\text{mm}$	$\delta p/\text{mm}$	网片总数	隔热片总数	网片总厚度/ mm	隔热片总厚度/ mm	归一化热端温差	归一化冷端温差	传热单元数	换热器效率
500	0.8	0.2	500	500	400	100	0.016	0.017	61.5	0.984

3 结 论

本文对现有的间壁式低温换热器数值计算方法进行了改进,引入间壁厚度及隔热片导热系数的影响,对网格换热器进行了数值模拟;通过对不同厚度隔热片及网片所构成的换热器进行数值计算,得到了换热器性能、隔热片与网片尺寸的最优参数,以及如下结论.

- (1) 本文在现有换热器数值计算方法的基础上,引入间壁厚度及隔热片导热系数,对间壁进行二维导热建模计算,可以精确地模拟网格换热器内部冷热通道及间壁冷热侧与中心的温度场.
- (2) 通过与传统换热器数值计算方法结果对比,得出改进后的数值计算方法能更精确地模拟网格换热器内部传热特性,并能更贴网格换热器“分离结构”的特性,在较小流量及较短换热器长度时计算效

果更加明显.

(3)通过模拟计算,得出隔热片与网片厚度的选取对换热器性能具有明显的影响,隔热片厚度在 0.2 mm 以上时,隔热片厚度越小,越有利于充分利用换热器有效长度进行换热;当隔热片厚度为 0.2 mm 及网片与隔热片的厚度比为 4 : 1 时,相同长度下的换热器性能达到最优.

(4)本文研究的间壁式筛网网格换热器在低温换热区域具有优异的性能,液氮温区下的效率可达 98% 以上.

参考文献:

[1] VENKATARATHNAM G, SARANGI S. Matrix heat exchangers and their application in cryogenic systems[J]. Cryogenics, 1990,30(11):907-918.

[2] NELLIS G F. A heat exchanger model that includes axial conduction, parasitic heat loads, and property variations[J]. Cryogenics, 2003,43(9):523-538.

[3] CHEN Shuangtao, HOU Yu, ZHAO Hongli,et al. A numerical model of thermal analysis for woven wire screen matrix heat exchanger[J]. Cryogenics, 2009,49(9):497-503.

[4] DELALIC N, MULAHASANOVIC D Z, GANIC E N. Porous media compact heat exchanger unit-experiment and analysis[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004,28(2):185-192.

[5] MURPHY T, BOWMAN W J. Compactness factors for rolled, stacked-screen regenerative heat exchangers[J]. Cryogenics, 1998,38(10): 959-965.

[6] VENKATARATHNAM G. Effectiveness-Ntu relationship in perforated plate matrix heat exchangers[J]. Cryogenics, 1996,36(4):235-241.

[7] TAO Y B, LIU Y W, GAO F,et al. Numerical analysis on pressure drop and heat transfer performance of mesh regenerators used in cryocoolers[J]. Cryogenics, 2009,49(9): 497-503.

[8] 高原,郭良珠,王国香. 网格低温换热器的实用性能测试[J]. 低温与超导,1991,19(4):10-14.

GAO Yuan, GUO Liangzhu, WANG Guoxiang. Practical performance measurements of a wire screen cryogenic heat exchanger[J]. Cryogenics and Superconductivity,1991,19(4):10-14.

[9] VENKATARATHNAM G, PRADEEP S N. Performance of a counter flow heat exchanger with longitudinal heat conduction through the wall separating the fluid streams from the environment[J]. Cryogenics, 1999,39(10):811-819.

[10] KROEGER P G. Performance deterioration in high effectiveness heat exchanger due to axial heat conduction effects[J]. Advances in Cryogenic Engineering, 1966, 31(12):363-372.

(编辑 荆树蓉)