

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.02.009

带次流道的周向平行弯曲细通道夹套熵产研究

朱礼^{1,2}, 林清宇^{1,2}, 冯振飞^{1,2}, 何荣伟^{1,2}, 刘鹏辉^{1,2}

(1. 广西大学 化学化工学院, 广西南宁 530004;
2. 广西大学 广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室, 广西南宁 530004)

摘要:为探究次流道对周向平行弯曲细通道夹套性能的影响,对有无次流道的周向平行弯曲细通道夹套内流体的层流流动和传热特性进行了三维数值模拟分析。通过对比分析得到如下结果:次流道增加了夹套的平均 Nu 数;在低 Re 数时,有次流道夹套的流阻系数 f 小于无次流道夹套,而当 Re 数大于 1 050 时,有次流道夹套的 f 高于无次流道夹套;有次流道夹套的传热不可逆的熵产率小于无次流道夹套,而 2 种夹套的流动不可逆的熵产率在低进口 Re 数时相差不大。次流道强化了夹套的传热性能,且在低 Re 数时降低了夹套的流动阻力。

关键词:细通道夹套;次流道;熵产率;数值模拟

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)02-0037-06

Entropy Generation Study of Circumferential Parallel Curved Mini-Channel Jacket with Secondary Passages

ZHU Li, LIN Qingyu, FENG Zhenfei, HE Rongwei, LIU Penghui

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China;
2. Guangxi Key Laboratory of Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: A 3-D numerical study is carried out to investigate the laminar fluid flow and heat transfer performance of circumferential parallel mini-channel jacket with/without secondary channels in order to explore the effect of secondary channels on characteristics of different jackets. Some conclusions were obtained by analyzing contrastively numerical simulate results of two different jackets. The secondary channels increased the mean Nu of jacket. The flow resistance f values of jacket with secondary channels were less than ones of conventional jacket at low Re . When Re was greater than 1 050, the flow resistance f values of conventional jacket were smaller. The entropy generation rate due to heat transfer irreversibility of jacket with secondary channels was farer more than the one of the conventional jacket. The entropy generation rate due to fluid frictional irreversibility of different jackets with/without secondary channels were near at low Re . The secondary channels enhanced the heat transfer performance of jacket and reduced the flow resistance at the same time at low Re number.

Key words: mini-channel jacket; secondary channels; entropy generation rate; numerical simulation

食品、生物、医药、化工及材料等行业中广泛使用夹套类设备(如反应釜、搅拌球磨机等)进行相关的化学或物理反应^[1-2]。夹套内通入加热或冷却介质,可控制容器内物料的反应温度,而反应温度的稳定性显著

影响产品的质量。因此,需提高夹套的换热能力以促进换热工质与物料之间热量传递,从而对反应温度进行有效控制,确保反应温度的稳定。现有研究表明,微细通道技术^[3]能有效提高传热效率。已有研究者将

收稿日期:2015-12-02;修回日期:2016-01-06

基金项目:广西自然科学基金项目(2014GXNSFBA118051);广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室主任基金(2015Z012);广西大学科研基金资助项目(XJZ130359)。

作者简介:朱礼(1991),男,江苏扬州人,硕士研究生,主要研究方向为化工过程设备。通信作者:冯振飞,男,博士,讲师。E-mail: Afeila@gxu.edu.cn

微细通道技术应用于夹套中进行研究,以期提高其传热能力。Fan^{[4],[5]}采用实验和数值模拟方法研究了带有次流道的斜翅片细通道换热器(类似小型夹套装置)内流体流动和传热特性,带有次流道的斜翅片细通道换热器的平均努塞尔数 Nu 比一般直翅片细通道(即轴向平行细通道)换热器提高了 75.6%,而总热阻降低了 59.1%。可见次流道能显著提升圆柱形细通道换热器的传热能力。夹套多为圆柱形结构,而弯曲细通道(即周向平行细通道)比较适用于此类结构,因此弯曲微细通道成为研究者们关注的研究对象。Yang^[6]对不同曲率半径和截面尺寸弯曲微通道的流动特性进行实验和数值研究。Chu^{[7][17],[8]}等对弯曲矩形微通道的流动特性进行实验和数值研究。通常强化传热的同时伴随着流动阻力的增加^{[9][16]}。针对这问题,有研究者将次流道结构应用到微细通道换热器中进行研究,发现次流道在提高微细通道换热器传热性能的同时降低了流阻^{[10][216]}。

从热力学角度看,热量传递过程是一个不可逆过程,会导致有用能损失。为了分析有用能损失的情况,Bejan^[11-12]从热力学第二定律提出熵产概念。熵产数揭示了对流换热过程的物理本质,被多数研究者用于评价微细通道的对流换热性能,并以最小熵产原理来优化传热过程^[13]。Guo^[14]对恒壁温加热和冷却的弯曲微通道内不同工质层流流动的熵产大小进行了数值模拟研究,结果表明冷却时变物性工况的 Nu 数、传热熵产及流动熵产值大于常物性工况的情况,而恒壁温加热时结果相反。Wang^{[15][504]}对扰流柱等间距对称分布的矩形细通道内层流流体的传热和流动特性进行了数值模拟研究,发现熵产率可以极好地估计细通道的传热和流动特性。

由上述文献分析可知,带有次流道的微细通道换热器在强化传热的同时,降低流阻;弯曲通道中的二次流强化传热的同时增加了通道的流阻。鉴于此,本文结合次流道和弯曲通道的优点,提出带有次流道的周向平行细通道夹套,并进行了数值模拟研究。基于熵产理论对比分析了有无次流道的周向平行细通道夹套综合性能,以期优化夹套的结构设计和实现真正意义的利益最大化提供数据支持。

1 物理模型和数学描述

带有次流道的周向平行细通道夹套(JWSF)的结构及尺寸如图1所示,夹套的每一条细通道间壁上等间距开14个次流道,夹套外壁以绝热材料包裹密封,夹套固体的材料为不锈钢,工质为水。夹套是对称结

构,因此取一半的模型进行数值计算。常规周向平行细通道夹套(CJ)结构尺寸与JWSF型夹套一致。

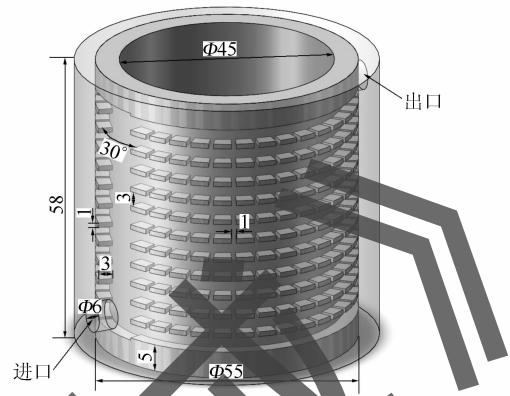


图1 JWSF型细通道夹套结构形式图

Figure 1 Structure drawing of JWSF microchannel jacket

根据模型,对平均 Nu 数和流动阻力系数 f 定义如下:

$$h = \frac{Q}{A_w \Delta T_m}, \quad (1)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k}, \quad (2)$$

$$f = \frac{2 \Delta p D_b}{\rho u_{ave} L}. \quad (3)$$

式中: Q 是加热壁面的总热流/W; A_w 是加热壁面积/ m^2 ; ΔT_m 是加热壁面和流体的平均温差/K; h 是传热系数/ $W \cdot (m^{-2} \cdot K^{-1})$; k 是流体的热导率/ $W \cdot (m^{-1} \cdot K^{-1})$; Δp 是进出口压降/Pa; ρ 是流体密度/ $(kg \cdot m^{-3})$; u_{ave} 是通道内流体平均速度/ $(m \cdot s^{-1})$; D_h 是单一通道的水力直径/m; L 是通道的长度/m。

数值计算时对流体作出如下假设:流体是三维不可压缩稳态流体;不考虑流体的体积力、表面力和辐射传热;流体的动力黏度随温度分段线性变化,具体参数值见文献[16],流体的其它物性参数为常数;忽略黏性耗散和重力的影响。相关控制方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \Phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \Phi)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial z}) + S_\Phi. \end{aligned} \quad (4)$$

式中: u, v, w 分别表示 x, y, z 的速度分量; $\Phi = 1$ 时,公式(4)表示连续方程; $\Phi = u, v$ 和 w 时,公式(4)表示动量方程; $\Phi = T$ 时,公式(4)表示能量方程; Γ_Φ 表示通用耗散系数; S_Φ 在不同方程中表示不同源项。

根据热力学第二定律建立通道内部流动与传热过程的熵产模型,其表达式如下:

$$S_{\text{gen},\Delta T} = \frac{k}{T^2} \left(\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right), \quad (5)$$

$$S_{\text{gen},\Delta p} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}. \quad (6)$$

式中: μ 是流体的动力黏度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$; T 是流体温度/ K 。

由式(5)~(6)可知,体积熵产率由2部分不可逆性因素组成:流体流动引起的摩擦损失 $S_{\text{gen},\Delta p}$ 及传热不可逆引起的损失 $S_{\text{gen},\Delta T}$ 。

为了进一步分析比较,定义量纲为一的熵产率 $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 和 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ [15]500, 计算公式如下:

$$S_{\text{gen},\Delta T}^* = \frac{\int_V S_{\text{gen},\Delta T} dV}{m' c_p}, \quad (7)$$

$$S_{\text{gen},\Delta p}^* = \frac{\int_V S_{\text{gen},\Delta p} dV}{m' c_p}. \quad (8)$$

式中: m' 是流体的质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$; c_p 是流体的比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$; V 为流体域体积/ m^3 。

2 边界条件和模型验证

2.1 边界条件

夹套内壁为加热面,其热流密度为 $1 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 。对称壁面设为对称边界条件,流固接触面无速度滑移,并采用流固耦合边界条件,其余各面均设为绝热边界条件;夹套的进口设为均匀速度入口边界条件,入口速度变化为 $0.05 \sim 0.20 \text{ m/s}$,入口流体温度恒为 300 K ;夹套的出口设为压力边界条件,假设流体流出后的压力变为大气压,即出口相对压力设为 0 。数值求解时采用高阶求解模式(high resolution),求解的收敛系数为 1×10^{-6} 。

2.2 模型验证

采用 CAD 软件建立几何模型,并对流体域和固体域进行结构网格划分,用 CFD 软件求解相关的控制方程。计算模型的网格数量对计算结果有着重要的影响,网格数量多,计算结果精确,但是计算时间亦多,因此需进行网格独立性检验。以 CJ 型夹套为例,进行了网格独立性检验。对进口流速为 0.1 m/s 的3种网格数($1\,370\,000$, $2\,740\,000$ 和 $5\,400\,000$)的 CJ 型夹套进行数值模拟,并计算各网格数对应夹套模型的进出口压降,将前2种网格数模型的进出口压降分别与网格数为 $5\,400\,000$ 模型的进出口压降进行对比,得到误差

分别为 5.15% 和 1.27% 。因此 CJ 型夹套的网格数选用 $2\,740\,000$,不仅保证了数值计算精度,也缩短了计算时间。JWSF 型夹套的网格数选用 $2\,840\,000$ 。

根据 Chu^{[7]174} 等研究的 C3 型单个弯曲微通道的结构尺寸建立了单通道和多通道夹套的数值模型,并进行数值方法有效性检验。C3 型单个弯曲微通道的弧度为 π ,检验的夹套模型的弯曲通道为 $5/6\pi$ 。鉴于两模型的弯曲微通道的弧度不一致,取弯曲微通道的单位弧度压降 $\Delta p'$ 进行比较。数值计算结果与 Chu^{[7]177} 的实验结果对比见图2。需要说明的是,图中 Re 为单通道的雷诺数。由图2可知,单一通道和多通道夹套的数值计算结果均与实验结果吻合较好,因此验证了本文数值方法的有效性。

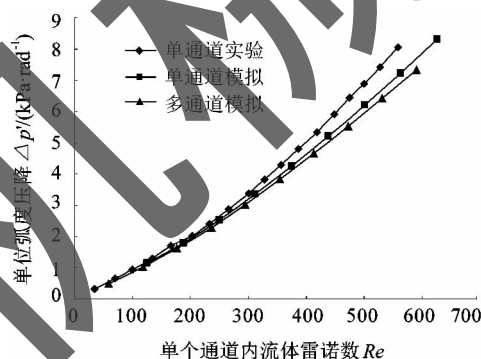


图2 单位弧度压降与雷诺数关系

Figure 2 Relationship between pressure drop per radian and Reynolds number

3 结果与讨论

2种型号夹套的平均流动阻力系数 f 随进口 Re 数的变化见图3。随着 Re 数的增加,2种夹套的 f 均不断减小,即夹套的流动阻力系数随着流体进口流速的增大而减小。此外,在低 Re 数时,CJ 型夹套的 f 高于 JWSF 型夹套,说明次流道优化了夹套的流动性能。甘云华等^{[9]162} 将次流道结构引入微细通道散热器中,发现次流道提高了微细通道散热器传热性能的同时降低了其流阻。Kuppusamy 等^{[10]216} 研究了带有斜次流道的微通道散热器内流体流动特性,发现有次流道微通道散热器的压降比一般散热器降低了 6% 。当 Re 数较小时,流体的紊度较小,JWSF 型夹套中流体沿着主流通道流动的同时少量流体进入次流道,此时主流道中的流体相对于 CJ 型夹套的细通道减小了,而次流道中的流体在低 Re 数时,产生的流阻很小,且分流进入次流道后再流入相邻的主流通道内对这一通道内的流体进行了压力补偿^[17],因此 JWSF 型夹套的流阻比 CJ

型夹套小。由图3可看出,当 Re 数大于1 050时,JWSF型夹套的流阻系数 f 大于CJ型夹套,且差值随着 Re 数的增加而增大。Fan^{[5]9}等研究的带有倾斜次流道的圆柱翅片细通道换热器的压降在 Re 数不大于250时比一般直翅片细通道换热器小,而当 Re 数大于250时,带有倾斜次流道的圆柱翅片细通道换热器的压降略大于一般直翅片细通道换热器。JWSF型夹套中流体沿着主流细通道流动遇到次流道后其边界层被打断,流体压力损失减少。当 Re 数增大时,流体的紊度增加,主流通道内分流进入次流道的流体增多,需要更多的动能驱动次流道内流体的流动^[18],因此JWSF型夹套的流阻系数比CJ型夹套大。

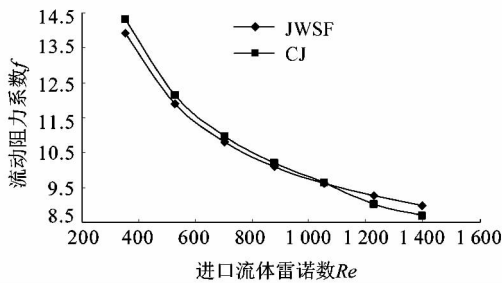


图3 夹套的流动性能

Figure 3 Flow performance of different jackets

2种型号夹套的平均 Nu 数随进口 Re 数的变化见图4。随着 Re 数的增加,2种夹套的 Nu 数不断增加,即随着流体进口速度的增加夹套的传热性能都不断提高。在同一 Re 数下的JWSF型夹套的平均 Nu 数高于CJ型夹套,且随着 Re 数的增加,两者间的差值变大。这是因为一方面JWSF型夹套中的次流道的存在增加了夹套的换热面积,进而增强了其换热性能;另一方面次流道的存在,使得主流通道难以形成稳定厚度的热边界层,从而提高了换热能力。就JWSF型夹套而言,当流体从进口槽道进入主流通道时,由于进口效应,热边界层尚未形成,此时的流体的 Nu 数较大;流体沿着主流细通道流动时不断发展,热边界层逐渐形成, Nu 数逐渐减小。当流体流动一段距离后遇到次流道,流体的热边界层被打断,即未能形成稳定厚度的热边界层;然后大部分流体经过次流道后继续沿着主流通道流动,相当于进入一个新的入口,其热边界层再次得以发展;流体在夹套细通道内的热边界层在经历发展、被打断和再发展如此周而复始的变化,延长了其进口效应,使得流体的 Nu 数维持较高的水平,增强了夹套的换热性能。此外,少部分流体分流进入次流道后汇入相邻主流通道,使得主流通道内的流体紊度增加,增强

了流体的换热能力。

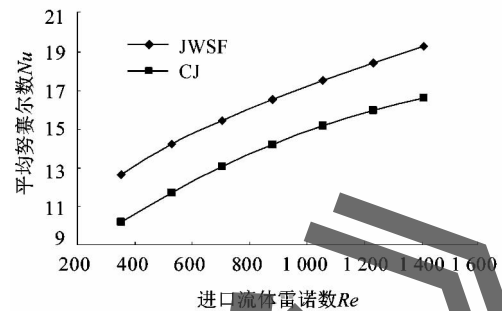


图4 夹套的传热性能

Figure 4 Heat transfer performance of different jackets

性能评价因子常被用来评价微细通道传热和流动的综合性能^{[15]801},定义如下:

$$\eta = (Nu_{JWSF}/Nu_{CJ}) / (f_{JWSF}/f_{CJ})^{1/3} \quad (9)$$

式中: Nu_{JWSF} 和 Nu_{CJ} , f_{JWSF} 和 f_{CJ} 分别表示2种夹套的 Nu 数和流动阻力系数; η 为性能评价因子。

图5是性能评价因子 η 随 Re 数的变化。从图中可看出性能评价因子 η 均大于1,说明JWSF型夹套的综合性能优于CJ型夹套,即次流道优化了一般周向平行细通道夹套的传热和流动性能。随着 Re 数的增加性能评价因子 η 逐渐减小,即随着流体的紊度的增加,相对于CJ型夹套,JWSF型夹套的综合性能的优势逐渐减弱,这主要是因为随着进口流速的增加,JWSF型夹套的流阻增加较大。当 Re 数大于1 200时,性能评价因子 η 在增大,分析原因主要是在较高 Re 数,JWSF型夹套的传热性能较CJ型夹套提升较大,而流阻增加不大。

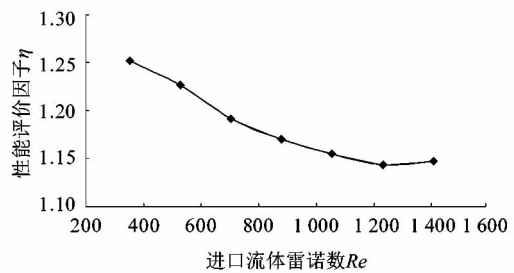


图5 性能评价因子 η 随 Re 数的变化

Figure 5 Variations of η with different Re number

体积熵产率越大,说明通道内由于流动和传热引起的不可逆损失越大,热能的利用程度就越低,因此该参数可以用来评价通道传热过程中的能量利用程度^[19]。图6是夹套内流体的流动熵产率随进口流体 Re 数的变化。图中曲线是根据流动不可逆计算的熵

产率 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ 。从图可看出,流动不可逆引起的熵产率 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ 随着 Re 数的增加而增加,即流动摩擦引起的不可逆损失随着进口 Re 数的增大而增加。而 JWSF 型夹套与 CJ 型夹套的 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ 值在低 Re 数时相差不大。

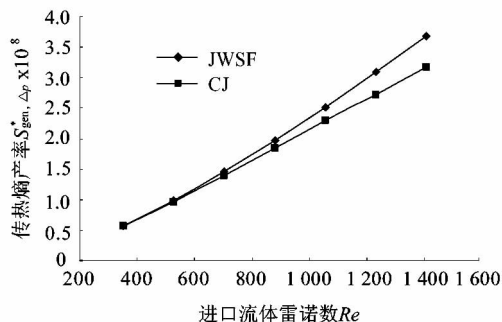


图6 流动熵产率随 Re 数的变化

Figure 6 Variation between non-dimensional flow entropy generation rates and Reynolds number

图7是夹套内流体的传热熵产率随进口流体 Re 数的变化。图中曲线是根据传热不可逆计算的熵产率 $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 。随着进口流体 Re 数的增加,夹套的 $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 都减小。因为随着进口流速的增加,夹套中流体的平均 Nu 数增加,流体的传热性能得以增强,流体的温度梯度减小,其传热不可逆损失减小。此外,每一 Re 数下 JWSF 型夹套的 $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 均小于 CJ 型夹套,说明 JWSF 型夹套的不可逆损失较小,即 JWSF 型夹套的传热性能优于 CJ 型夹套。因为 JWSF 型夹套中次流道的存在,使得流体难以形成稳定的边界层,流体的传热能力被强化,其温度梯度比 CJ 型夹套更小,因此 JWSF 型夹套的不可逆损失更小。此外, $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 远大于 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$, 因此夹套的不可逆损失大小主要由传热不可逆损失的大小决定。可以认为次流道的存在使得周向平行弯曲细通道夹套的传热性能显著提高。对夹套采用熵产率和平均 Nu 数的2种方法进行评价的结果比较吻合,可以认为熵

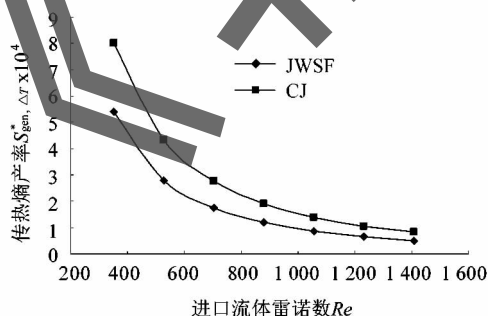


图7 传热熵产率随 Re 数的变化

Figure 7 Variation between non-dimensional heat transfer entropy generation rates and Reynolds number

产分析法可以较好地评价夹套的传热性能。

4 结语

本文通过对有无二次流道的周向平行弯曲细通道夹套的传热和流动性能进行对比研究,并采用熵产理论对2种夹套的性能进行分析,得到下列结论:

1) 随着进口流体 Re 数的增加,2种夹套的平均 Nu 数不断增加,而 f 不断减小。JWSF 型夹套的平均 Nu 数高于 CJ 型夹套,而 f 值在低 Re 数时小于 CJ 型夹套,在高 Re 数时大于 CJ 型夹套。

2) 从性能评价因子 η 可看出,次流道优化了一般周向平行细通道夹套的传热和流动性能,但是随着进口 Re 数的提高,优化效果不断减弱。

3) 随着进口流体 Re 数的增加, $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 减小,而 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ 增加。JWSF 型夹套的 $S_{\text{gen},\Delta T}^*$ 值远小于 CJ 型夹套,而 $S_{\text{gen},\Delta p}^*$ 值反之。次流道强化了夹套的传热性能。

参考文献:

- [1] 黄祖强,王楠,胡华宇,等.机械活化强化甘蔗渣铝酸酯表面改性[J].化工学报,2011,62(7):1983-1988.
- [2] 李雅侠,吴剑华,袁斌,等.螺旋半圆管夹套内湍流流动与传热的数值模拟[J].过程工程学报,2010,14(4):644-649.
- [3] 王辉,汤勇,余建军.相变传热微通道技术的研究进展[J].机械工程学报,2010,46(24):101-106.
- [4] FAN Yan, LEE P S, JIN Liwen, et al. A simulation and experimental study of fluid flow and heat transfer on cylindrical oblique-finned heat sink[J]. International journal of heat and mass transfer, 2013, 61(6):62-72.
- [5] FAN Yan, LEE P S, JIN Liwen, et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of a novel cylindrical oblique fin heat sink[J]. International journal of thermal sciences, 2014, 76(2):1-10.
- [6] YANG Weihua, ZHANG Jingzhou, CHENG Huier. The study of flow characteristics of curved microchannel[J]. Applied thermal engineering, 2005, 25(13):1894-1907.
- [7] CHU J C, TENG J T, XU T T et al. Characterization of frictional pressure drop of liquid flow through curved rectangular microchannels[J]. International journal of heat and mass transfer, 2012, 38(4):171-183.
- [8] CHU J C, TENG J T, GREIF R. Experimental and numerical study on the flow characteristics in curved rectangular microchannels[J]. Applied thermal engineering, 2010, 30(13):1558-1566.
- [9] 甘云华,徐进良.新型结构硅基微通道中层流换热的实验研究[J].中国科学院研究生院学报,2005,22(2):157-163.
- [10] KUPPUSAMY N R, SAIDUR R, GHAZALI N N N, et al. Numerical study of thermal enhancement in micro channel heat sink with secondary flow[J]. International journal of heat and mass transfer, 2014, 78(11):216-223.
- [11] BEJAN A. Entropy generation through heat and fluid flow[M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1982:89-190.