

交叉式多股流板翅式换热器数值研究

李 俊¹, 蒋彦龙¹, 周年勇¹, 徐 雷¹, 施 红¹, 郑文远²

(1. 南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团公司 中航工业金城南京机电液压工程研究中心
航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 借鉴顺逆式板翅式换热器研究成果, 分析了交叉式多股流板翅式换热器传热机理, 建立了基于有限容积法的多股流板翅式换热器传热数学模型, 经过合理假设将翅片间距与单元格尺寸独立, 拓展了前人数学模型适用范围. 同时, 以机载交叉式 3 股流板翅式换热器为例, 对单元格尺寸选取进行了探讨, 对同一通道单元格内流体流动横向传热进行了分析, 证明了忽略流动横向传热的可行性, 从而在保证精度不变条件下提高了计算效率; 并在流体变入口参数条件下进行试验, 对数值计算方法进行验证, 通过与试验数据对比, 理论计算误差小于 7.9%, 证明了数值计算方法的合理性.

关 键 词: 板翅式换热器; 交叉式多股流; 有限容积法; 数值计算; 试验验证

中图分类号: V241.0

文献标志码: A

Numerical study on cross-type multi-stream plate-fin heat exchanger

LI Jun¹, JIANG Yan-long¹, ZHOU Nian-yong¹, XU Lei¹,
SHI Hong¹, ZHENG Wen-yuan²

(1. College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical
System Integration, Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Jincheng,
Aviation Industry Corporation of China, Nanjing 210016, China)

Abstract: Heat transfer mechanism of cross-type multi-stream plate-fin heat exchanger (MPFHE) was analyzed and the mathematical model by finite volume method was established based on the research of parallel-counter type MPFHE, and then the distance between fins was separated with cell size by reasonable assumption, expanding the application of former mathematical model. Besides, discussion about choice of cell size was conducted for the airborne cross-type three-stream plate-fin heat exchanger; while the analysis of transverse heat transfer of flow within a cell on the same channel was applied to demonstrate the possibility of ignoring the transverse heat transfer in this direction, so as to increase calculation efficiency under the constant computational accuracy; moreover, experiment of different inlet flow rates or temperatures was carried out to verify the veracity of numerical method. The calculation uncertainty is less than 7.9% compared with the test record, thus proving the rationality of numerical method.

收稿日期: 2015-02-06

基金项目: 江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 李俊(1986—), 男, 山西晋中人, 博士生, 主要从事高效换热技术研究.

Key words: plate-fin heat exchanger; multi-stream with cross type; finite volume method; numerical calculation; experimental test

符号表

A, B	积分常数	α	对流换热表面传热系数/(W/(m ² · K))
R	流体传热面积热阻/((m ² · K)/W)	K	总传热系数/(W/(m ² · K))
c_p	流体比定压热容/(J/(kg · K))	δ	翅片厚度/m
s	翅片间距/m	Δl	流体流动方向单元格尺寸/m
D	单元格组	ϵ	传热有效度
T'	翅片温度/K	Δn	流体流动横向单元格尺寸/m
f	单位长度翅片数/(m ⁻¹)	λ	金属导热系数/(W/(m · K))
T	流体温度/K	q	换热量/W
G	单元格流体质量流量/(kg/s)	ξ	单元格流体流动横向与流动方向能量增量 比值
x	翅片笛卡尔坐标/m		
H	翅片高度/m		

下标符号

act	实际值	fluid	流体
j	换热器长度方向单元格编号	N	通道总层数
ca	计算值	in,out	流体进出口
k	换热器宽度方向单元格编号	plate	隔板
fin	翅片	i	换热器通道层数编号
max	理论最大值	te	试验值

随着我国工业和科学技术发展,板翅式换热器在石油化工、空分、航空等领域中得到广泛应用.对于两股流板翅式换热器,设计计算方法已趋于成熟,若流体间单叠布置,无论流体流动方式为顺流、逆流或交叉流,翅片绝热面均位于每层通道中心面,对于给定结构的两股流板翅式换热器,翅片效率为定值,利用对数平均温差法(LMTD)或效率-传热单元数法(ϵ -NTU)可对换热器进行工程设计.对于多股流板翅式换热器,由于各流体入口参数和通道排列方式不同,翅片绝热面不同,甚至在一定条件下会出现温度交叉和热量内耗现象,对于某些通道在翅片高度方向将不存在绝热面^[1].即使给定换热器结构形式,在不同边界条件下翅片效率也不尽相同,导致多股流板翅式换热器设计计算更加复杂.

对于多股流板翅式换热器,传统的计算方法将所有参加换热的流体按给热、吸热分别综合,从而等效为两股流换热器,该方法忽略了通过翅片的横向热传导、周围环境的影响,并且将传热系数以及翅片效率按定值处理^[2].对于顺逆流式多股流板翅式换热器,Prasad^[3-4]以每层通道隔板温度以及流体出口温度作为未知量建立换热器横向和

纵向能量守恒方程,分析了多股流换热器 3 种不同翅片温度分布形式.王松汉^[2]基于翅片高度方向温度变化微分方程建立了多股流板翅式换热器二维数学模型,通过方程组整理得到了能够反映换热器结构参数的 R 矩阵. Goyal 等^[5]对顺逆流式多股流板翅式换热器的翅片以及隔板离散化,考虑了翅片与隔板的横向与纵向热传导、周围环境影响等因素,采用有限容积法对换热器进行二维数学建模,通过与商业软件 Aspen MuseTM 计算结果对比,证明了计算方法的可行性. Ghosh 等^[6]采用区域离散方法通过迭代对板翅式换热器换热特性进行了研究. Bielski 等^[7]使用 Laplace 转换对平行式三股流换热器偏微分方程求解获得温度场分布. Saeid 等^[8]采用有限元分析方法对顺逆流板翅式换热器的换热特性进行了分析. Shrivastava 等^[9]参考两股流换热器设计计算方法构建了 3 股流换热器 6 个无量纲参数,并以此建立了换热器通用数学模型. LUO Xing 等^[10]建立了平行流多股流板翅式换热器稳态数学模型,通过对数学模型中 3 个匹配矩阵求解,获得了换热器及其网络流体温度场分布. ZHAO Min 等^[11]采用积分平均温差法(IMTD)对平行 3 股流换热器温度场

求解,发现 IMTD 模型相比于其他数学模型能够实现快速收敛且计算精度不变。

近年来,对于多股流板翅式换热器换热性能评价指标,崔国民等^[12]在过增元提出的两股流换热器温差均匀性因子基础上,从多股流换热器多场协同角度,建立了多股流换热器温差均匀性因子,并应用该因子对多股流体组织结构协变做了分析。吕岩岩等^[13]在文献^[12]基础上,加强了对换热性能起决定作用的通道权重,提出了量纲 1 温差均匀性优化因子。柳雄斌等^[14]在过增元火积耗散理论上,提出了火积耗散热阻分析方法。另外,对于多股流板翅式换热器通道排列优化,彭波涛等^[15]将翅片绝热面假设位于翅片中面位置建立能量守恒方程,并采用温差均匀性因子对通道排列优劣作了评价。Ghosh 等^[16]、PENG Xiang 等^[17]和 Sanaye 等^[18]采用遗传算法对多股流板翅式换热器热力学性能进行了单目标或多目标优化。

但是对于机载环境下以冲压空气引气作为冷却介质的多股流板翅式换热器,当气体流量较大时,为便于布置入口管路以及减小流动阻力,冷热流体间会交叉流动,此时冷空气和热流体通道翅片布置也相互交叉,从而导致流体之间换热机理以及翅片效率计算更为复杂。本文借鉴顺逆式板翅式换热器研究成果,建立基于有限容积法的交叉式多股流板翅式换热器传热计算模型,并利用热动力试验台对机载交叉式多股流板翅式换热器进行试验验证,以证明该计算方法的可行性。

1 数学模型

对于交叉式多股流板翅式换热器,其结构形式如图 1 所示。基本数值计算方法为:将换热器沿长度和宽度方向划分成若干单元格组(如图 1 中虚线所示);以一个单元格组 $D_{j,k}$ 作为研究对象,分别对各层通道横向和纵向建立能量守恒方程,从而已知各层通道流体的进口温度求得各层流体出口温度;若第 i 层通道流体沿 j 方向流动,则将单元格组 $D_{j,k}$ 第 i 层流体的出口温度作为单元格组 $D_{j+1,k}$ 第 i 层流体的进口温度,再次建立能量守恒方程,依次求出沿 j 方向第 k 列单元格组出口温度;同理,可求出第 $(k+1)$ 列单元格出口温度,从而可以获得换热器每层流体温度场分布。从上述计算方法可以看出,数学模型建立的难点在于如何建立每层通道能量守恒方程。

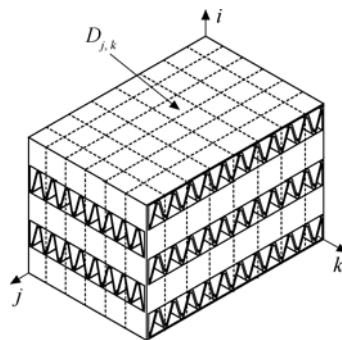


图 1 板翅式换热器结构示意图

Fig. 1 Structure of plate-fin heat exchanger

1.1 横向传热机理

1.1.1 翅片传热分析

以一个单元格组 $D_{j,k}$ 第 i 层通道单元格及其相邻单元格为研究对象(如图 2 所示),对其换热机理定性分析。假设一个单元格内有一个翅片,则存在如下换热:流体与翅片和隔板表面对流换热、隔板和翅片沿厚度方向和截面方向热传导、同一通道相邻单元格流体间热或质交换,翅片、隔板以及流体温度分布极其复杂,为提高计算效率,有必要对数学模型作一定假设。

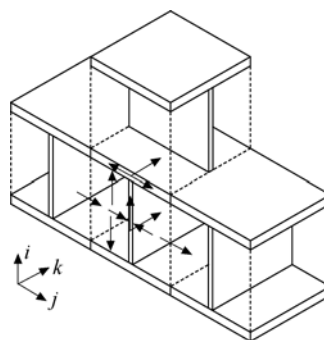


图 2 单元格示意图

Fig. 2 Schematic of several cells

在计算流体与隔板/翅片换热时,假设单元格内流体物性参数为常数,其平均温度值等于单元格流体进出口温度算术平均值,则对于一个单元格组横向传热,可不考虑各股流体间流动方式;并且由于隔板材料一般采用铝合金,导热系数高且厚度薄,因此对于一个单元格,可忽略隔板沿厚度方向横向导热以及沿横截面纵向导热,则隔板温度均匀,同时翅片横截面温度亦均匀。经上述假设,可将流体流动方式与单元格组内部换热相互独立。

以单元格内一个翅片为研究对象,如图 3 所示,所研究问题为一维稳态导热问题,导热微分方程可简化为

$$\frac{d^2 T'_i}{dx_i^2} + \frac{\Phi}{\lambda} = 0 \quad (1)$$

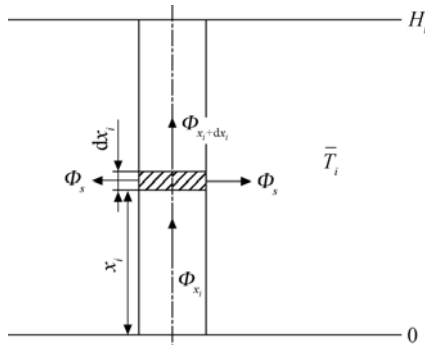


图 3 翅片换热模型

Fig. 3 Heat transfer model through one fin

将流体通过翅片边界所交换的热量折算成整个截面的体积源项,取长度为 dx 的微元段分析,通过截面表面的总散热量为

$$\Phi_s = 2\Delta l \cdot dx_i \cdot \alpha_i \cdot (T'_i - \bar{T}_i) \quad (2)$$

因而相应的折算源项为

$$\Phi = -\frac{\Phi_s}{\Delta l \cdot \delta_i \cdot dx_i} = -\frac{2\alpha_i}{\delta_i} (T'_i - \bar{T}_i) \quad (3)$$

将式(3)代入式(1)得翅片导热微分方程为

$$\frac{d^2 T'_i}{dx_i^2} = \frac{2\alpha_i}{\lambda \delta_i} (T'_i - \bar{T}_i) \quad (4)$$

令 $P_i = \sqrt{2\alpha_i/(\lambda \delta_i)}$, 式(4)可表示为

$$\frac{d^2 T'_i}{dx_i^2} = P_i^2 (T'_i - \bar{T}_i) \quad (5)$$

则方程(5)一般解为

$$T'_i = \bar{T}_i + A_i \sinh(P_i x_i) + B_i \cosh(P_i x_i) \quad (6)$$

$$\frac{dT'_i}{dx_i} = P_i [A_i \cosh(P_i x_i) + B_i \sinh(P_i x_i)] \quad (7)$$

1.1.2 隔板传热分析

对于交叉式多股流板翅式换热器,以第 i 层通道流体沿 k 方向流动为例,单元格尺寸与翅片间距存在如图 4 所示三种关系:①单元格尺寸与翅片间距成整数倍;②单元格尺寸小于翅片间距且不成整数倍;③单元格尺寸大于翅片间距且不成整数倍。

如图 4 所示,由于流体间交叉流动,当流体沿 k 方向流动时, j 方向单元格间存在一定的温度梯度。由于翅片间距较小,单位翅片间距内流体的温

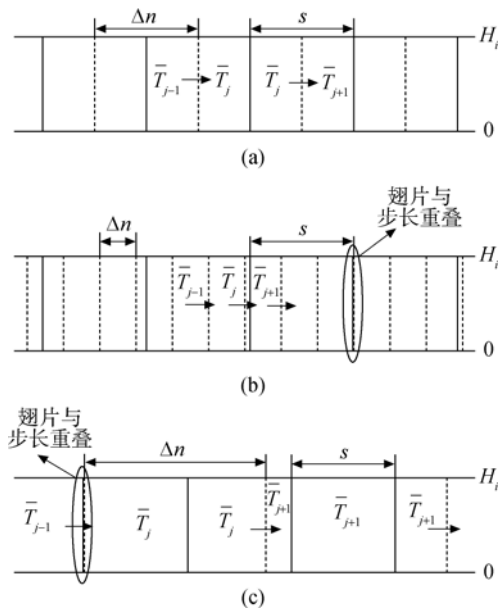


图 4 单元格尺寸与翅片间距关系

Fig. 4 Relationship between cell size and distance of fins

差较小,假设通过翅片传递到隔板的热量均匀地分配到单位翅片间距的隔板内,因此,可将单元格尺寸与翅片间距相互独立。每个单元格上下隔板从翅片根部获得的热量可表示为

$$\begin{cases} q_{fin,i}(H_i) = -\lambda(f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n \frac{dT'_i(H_i)}{dx_i} \\ q_{fin,i}(0) = \lambda(f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n \frac{dT'_i(0)}{dx_i} \end{cases} \quad (8)$$

则单元格上下隔板从流体和翅片获得的总热量分别可表示为

$$\begin{cases} q_{plate,i}(H_i) = \alpha_i(1-f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n[\bar{T}_i - T'_i(H_i)] - \lambda(f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n \frac{dT'_i(H_i)}{dx_i} \\ q_{plate,i}(0) = \alpha_i(1-f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n[\bar{T}_i - T'_i(0)] + \lambda(f\delta)_{fin,i}\Delta l\Delta n \frac{dT'_i(0)}{dx_i} \end{cases} \quad (9)$$

式(9)中 $i=1,2,\dots,N$ 。

通过上述分析,假设换热器封头绝热,则

$$q_{plate,1}(0) = 0 \quad (10)$$

$$q_{plate,N}(H_N) = 0 \quad (11)$$

基于单元格隔板建立能量守恒方程,可得

$$q_{plate,i}(H_i) = q_{plate,i+1}(0), i=1,2,\dots,N-1 \quad (12)$$

基于单个单元格隔板温度均匀,即认为翅片温度函数连续(但并不可导),可得

$$T'_i(H_i) = T'_{i+1}(0), i=1,2,\dots,N-1 \quad (13)$$

1.2 纵向传热机理

由于流体间交叉流动,当流体沿 k 方向流动时, j 方向单元格间存在一定的温度梯度,导致 j 方向单元格间存在换热. 因为板翅式换热器翅片的存在且间距较小,可认为同一通道流体单元格间横向传热面积热阻包括流体与翅片的对流换热面积热阻和流体本身的传热面积热阻. 当流体在翅片间距内紊流流动时,流体存在热和质交换,可忽略翅片间距内流体本身传热面积热阻. 假设同一通道相邻单元格间流体与翅片对流换热表面传热系数相等且单元格尺寸内含有整数个翅片,总传热系数可表示为

$$K_i = \left[\frac{2f\Delta n}{\alpha_i} + R_{\text{fluid},i} \right]^{-1} \quad (14)$$

流体在 j 方向从相邻单元格获得的能量增量可表示为

$$\Delta q_{i,j} = K_i H_i \Delta l (\bar{T}_{i,j+1} + \bar{T}_{i,j-1} - 2\bar{T}_{i,j}) \quad (15)$$

若单元格尺寸足够小,可认为单元格内流体平均温度等于其进出口温度算术平均值

$$\bar{T}_i = \frac{T_{\text{out},i} + T_{\text{in},i}}{2} \quad (16)$$

以单元格内流体为研究对象,建立能量守恒方程,若流体不发生相变,可得

$$(c_p G)_{\text{fluid},i} (T_{\text{out},i} - T_{\text{in},i}) = \Delta q_{i,j} - q_{\text{plate},i}(0) - q_{\text{plate},i}(H_i) \quad (17)$$

综上所述,初次计算,可忽略同一通道单元格内流体流动横向能量增量,从而根据式(10)~式(13)和式(17)得到关于 $\bar{T}_i$, A_i 和 B_i 共计 $3N$ 个独立的线性方程,对 $3N$ 个方程处理并作矩阵运算(处理方法参见文献[2]),对于一个单元格组,根据多股流板翅式换热器结构参数、流体进口温度以及流体的流动方式,可求得流体出口温度,依次循环从而对于给定换热器长度和宽度求出换热器各股流体温度分布,或者对于给定各股流体进出口温度,求出换热器的有效长度和宽度. 若流体间存在逆流流动,可假定逆流流体温度初场进行迭代计算. 以上次所得流体温度场求得各个单元格内流体流动横向能量增量,对下次计算结果进行修正直至计算精度满足要求即可. 交叉式多股流板翅式换热器数值计算流程如图5所示. 同时,从上述分析可看出,对于不同通道排列方式的多股流板翅式换热器,无论流体间流动方式为顺流、逆流或交叉流,均可通过该方法计算.

2 试验验证

以机载蒸发循环制冷系统交叉式3股流板翅式换热器对数值计算方法进行试验验证,换热器材质 LF-21,其结构参数如表1所示. 换热器芯体长度为400 mm,宽度为130 mm,通道排列方式为(ABCABC...)A,流体(空气)A沿宽度方向流动,流体(空气)B和流体(空气)C沿长度方向顺流流动.

表1 3股流板翅式换热器结构参数

Table 1 Structure parameters of three-stream plate-fin heat exchanger

参数	流体 A 锯齿形	流体 B 锯齿形	流体 C 锯齿形
流道数	14	13	13
翅高/mm	6.5	2.0	2.0
间距/mm	2.0	1.4	1.4
翅厚/mm	0.15	0.15	0.15
隔板厚/mm	0.8	0.8	0.8
不间断流动长度/mm	3	3	3

多股流板翅式换热器流动阻力计算与两股流相同,因此本试验不作考虑. 由于板翅式换热器翅片间距和高度较小,对于换热器内部温度场分布很难进行测量,本试验仅对流体进出口平均温度、出口截面温度分布和进口流量进行测量,试验测点布置如图6所示. 流体进出口温度通过 PT100 (精度 A 级) 测量. 热流体 B 和热流体 C 进出口管径较小,流体 A 入口温度均匀,PT100 伸入管内测试流体平均温度;冷热流体交叉流动,流体 A 出口截面存在较大温度梯度,因此在流体 A 出口截面 1/4, 1/2, 3/4 处布置 3 个测点. 试验时,流体 B 和流体 C 通过空气加热器预热,流体 A 为常温空气;流体 B 和流体 C 通过导流板进行流量分配,流体 A 通过扩张管直接进入换热器.

2.1 计算精度分析

流体 A 作为冷流体,入口温度为 303 K,入口流量为 1400 kg/h;流体 B 和流体 C 作为热流体,入口温度分别为 363 K, 403 K,入口流量均为 330 kg/h. 以单位翅片间距为单元格尺寸下的计算结果为标准,在换热器长度和宽度方向单元格划分比例相同基础上,分别以不同单元格尺寸对换热器计算,结果如图7所示. 从图中可以看出,将换

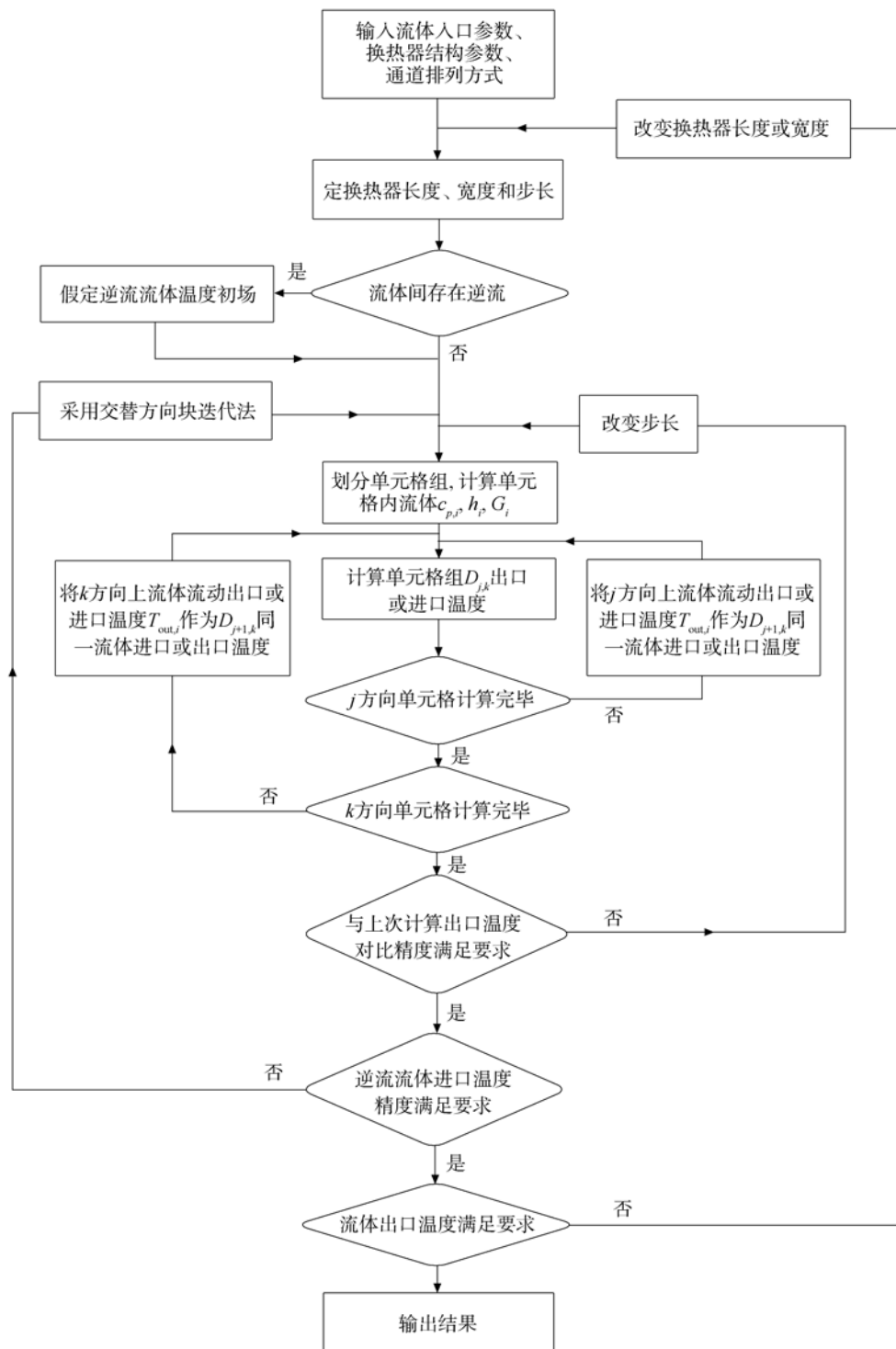


图 5 交叉多股流换热器计算流程

Fig. 5 Calculation process of MPFHE with cross type

热器长度和宽度均划分为八等份时,计算结果趋于稳定,各股流体出口温度与标准值相比精度小于 0.1 K,若仅从计算流体出口温度精度考虑,则无需对换热器进行过密的网格划分。

定义同一通道单元格内下次迭代计算引入的流体流动横向能量增量与当次流动方向能量增量比值为

$$\xi = \frac{\Delta q_{i,j}}{(c_p G)_{\text{fluid},i} (T_{\text{out},i} - T_{\text{in},i})} \quad (18)$$

选择单位翅片间距作为单元格尺寸,以第 17,18,19 通道流体出口截面为例,同一通道单元格流体横向传热时不考虑流体本身传热面积热阻,计算各单元格 ξ 值,结果如图 8 所示。从图中可以看出,流体 B 和流体 C 在靠近流体 A 进口侧

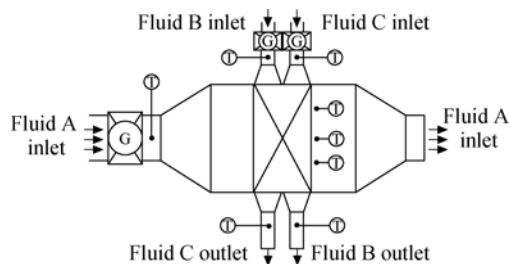


图6 3股流板翅式换热器试验测点布置

Fig. 6 Arrangement of test points for three-stream plate-fin heat exchanger

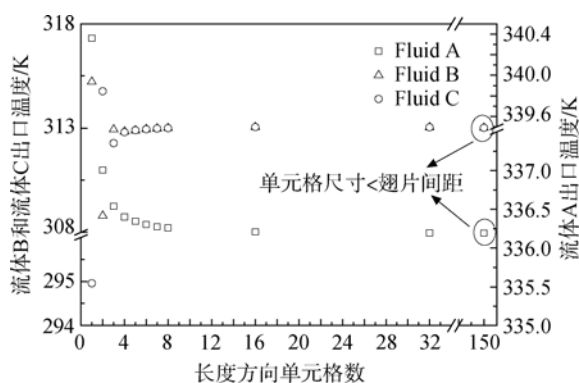


图7 不同单元格尺寸下数值计算结果

Fig. 7 Calculation results under different cell sizes

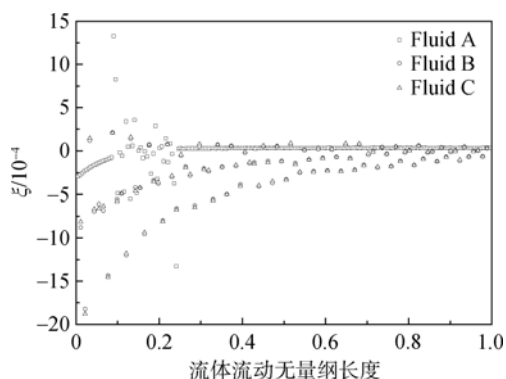


图8 不同单元格流动横向与流动方向能量增量对比

Fig. 8 Comparison between transverse and flow direction energy increment of different cells

ξ 值较大,但此处流体横向能量增量相比于流动方向能量增量仍可忽略不计。

由于各股流体通道周期排列,第17,18,19通道流体温度场具有代表性,其温度场如图9所示。从图9中可以看出,由于热流体B和流体C通道相邻布置,流体B在进口侧受流体C影响温度先升高,之后逐步降低,且在靠近流体A出口侧出现温度交叉现象,当流动至换热器中部时,流体B和流体C温度趋于相等;另外,观察各股流体流

动横向温度梯度可以看出,其温度变化接近线性,从而导致与单元格流体横向相邻的单元格传递的能量基本相互抵消,这是 ξ 值较小的主要原因。另外 ξ 中 $(KH\Delta l)/(c_p G)$ 项量级约 10^{-2} ,这也是 ξ 值较小的另外一个原因。

综上所述,计算交叉式3股流板翅式换热器时,仅考虑各股流体出口温度精度小于0.1 K并充分考虑通道间各股流体横向传热条件下,换热器网格划分无需过密,可忽略同一通道流体流动横向传热,无需对其进行迭代计算,计算精度不变,计算效率得到有效提高。

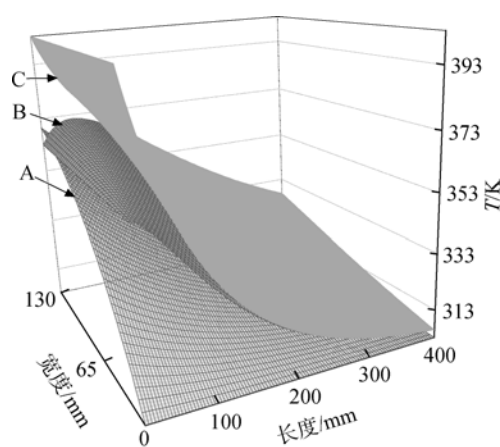


图9 第17,18,19通道流体温度场

Fig. 9 Temperature distributions in channel 17,18 and 19

2.2 变入口流量或温度换热器特性

流体A作为冷流体,入口平均温度为301.6 K,流体B和流体C作为热流体,入口平均流量分别为333.3,327.9 kg/h,流体C入口平均温度为405.1 K。由于空气加热器存在热容且加热管并列布置,热流体入口温度稳定时间较长且长时间后热流体温度波动幅度较大,因此为有效控制热流体入口温度,试验时,首先通过空气加热器将热流体入口温度稳定在预定值,之后改变冷流体入口流量,待试验数据稳定后,改变冷流体A流量,所有预期流量试验完毕后,再次改变流体B入口温度,如此重复多次试验。流体A初始流量为800 kg/h,以每次200 kg/h频率增加,最大流量为2400 kg/h。流体B初始温度为303 K,以每次293 K频率增加,最高温度为403 K。热流体B和热流体C出口温度随流体A流量变化如图10所示。

从图10中试验数据可看出,随着冷流体A流量增大,热流体出口温度减小;当冷流体流量较小时,随流量增大热流体出口温度温降幅度较大;

当冷流体流量大于 1600 kg/h 时热流体温降幅度趋于平缓. 这是由于随着冷流体流量增加, 冷流体侧传热系数和热容量增加, 当流量增加到一定程度时, 冷流体侧换热系数增加幅度以及冷热流体温差场变化幅度趋于平缓, 从而导致热流体温降幅度趋于平缓. 另外, 对图 10 需说明的是, 虽然热流体 B 和热流体 C 进口温度不同, 但出口温度温差较小, 理论计算值甚至基本相等 (在图 10 中理论计算值以重合后的一条曲线表示). 这是由于热流体 B 和热流体 C 通道相邻布置, 冷热流体间以及热流体间充分换热, 从而导致热流体间出口平均温差较小且当冷流体流量较大时热流体出口温度接近于冷流体进口温度; 当流体 B 和流体 A 入口温度均为 303 K 时, 由于流体 B 较流体 A 流量小, 且流体 B 和流体 C 顺流相邻布置导致流体 B 进出口温度变化不大.

对比数值计算数据和试验数据可发现, 流体 B 出口温度始终低于理论计算值, 流体 C 出口温度始终高于理论计算值, 当热流体 B 和流体 C 入口温度均为 403 K 时, 理论上流体 B 和流体 C 进口温度和流量相等, 该条件下可等效为两股流板翅式换热器, 流体 B 和流体 C 出口温度应相等, 实际上却有一定的温差. 这是由于理论计算时, 同一通道流体流量均匀分配, 实际上由于流体

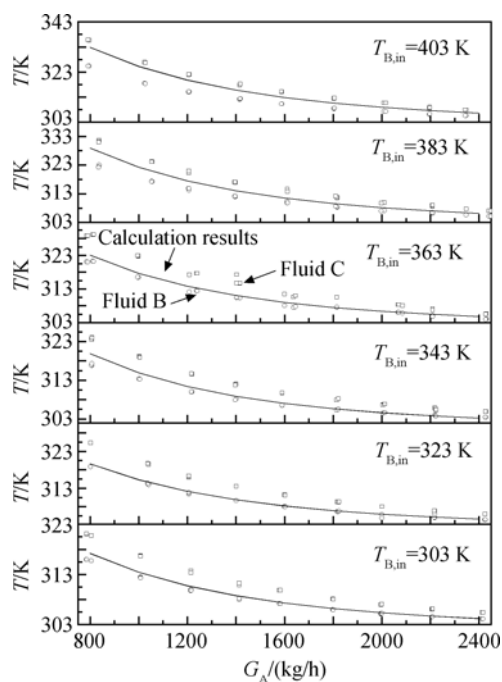


图 10 流体 A 不同流量下流体 B 和流体 C 出口温度
Fig. 10 Outlet temperature of fluid B and C under different flow of rates fluid A

B 和流体 C 分别通过导流板将流量分配到各自通道中, 同一通道各翅片间由于流体流程不同, 流体流量分配并不完全均匀, 流体 B 大流量区域和流体 C 小流量区域靠近冷流体入口侧, 从而导致流体 B 出口温度始终低于理论计算值, 流体 C 出口温度高于理论计算值.

通过数值计算方法可获得流体温度场分布, 因此可以对比流体 A 出口截面 3 个测点温度, 其出口截面不同位置温度随流体 A 流量变化如图 11 所示. 由于冷热流体间交叉流动, 从图中可看出靠近热流体进口侧冷流体出口温度较低, 冷流体出口截面温差较大; 随着流体 A 流量增大, 其出口温度降低, 出口截面温度梯度增大, 当流量大于 1600 kg/h 时, 温度梯度趋于稳定. 在一定流量下, 随着流体 B 入口温度升高, 热负荷增加, 流体 A 出口温度升高.

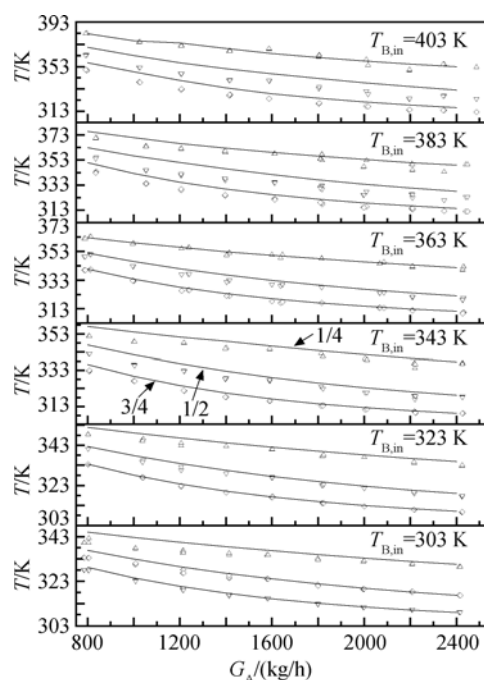


图 11 流体 A 不同流量下其出口截面温度
Fig. 11 Outlet temperature of fluid A under different flow rates

2.3 误差分析

目前, 对于多股流换热器的能量利用率 (换热效率) 还未见到权威的定义, 文献[10]定义多股流换热器的传热有效度为

$$\epsilon = q_{\text{act}} / q_{\text{max}} \quad (19)$$

本文定义理论计算误差为

$$\Delta \epsilon = \epsilon_{\text{ca}} - \epsilon_{\text{te}} \quad (20)$$

分别对图 10 所述试验与理论数据进行处理

考察理论计算误差,计算结果如图12所示.从图12可以看出,当冷流体A流量增加时,理论计算误差减小,最大计算误差为7.9%,发生在流体A流量为800 kg/h,流体B入口温度为383 K时.主要原因在于:流体B入口靠近冷流体A入口侧,当流体A流量较小时,流体B与流体A在入口侧进行了充分换热,导致流体C与流体A在出口侧换热能力削弱,导流板对流量分配不均匀的影响因素较大,从而导致理论计算误差较大.

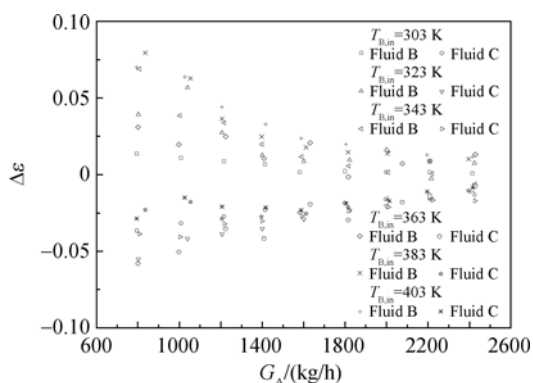


图12 流体A不同流量下流体B和流体C出口温度计算误差

Fig. 12 Calculation uncertainty of outlet temperature for fluid B and C under different flow of fluid A

3 结论

本文借鉴顺逆式板翅式换热器的研究成果,对交叉式多股流板翅式换热器数值计算方法进行了研究,建立了基于有限容积法的多股流板翅式换热器传热计算数学模型,并以机载交叉式3股流板翅式换热器为例,将数值计算结果与试验结果进行对比,所得结论如下:

1) 基于有限容积法多股流板翅式换热器数学模型,通过合理假设将单元格尺寸与翅片间距、单元格内能量传递与流体间流动方式相互独立,相比于前人的数学模型,适用范围更广,可用于计算交叉式或平行式多股流板翅式换热器.

2) 通过实例分析可知,在进行数值计算时,可忽略同一通道流体流动横向传热,无需对其进行修正迭代,从而可依次计算各个单元格出口参数,提高了计算效率.

3) 在变流体入口温度或流量条件下,试验所得流体出口温度与数值计算结果比较吻合,最大计算误差为7.9%,表明本文提出的基于有限容积法的交叉式多股流板翅式换热器传热计算模型

具有一定的合理性.

4) 由于热流体导流板流量分配不均匀,导致大流量区域靠近冷流体入口侧的热流体出口温度低于数值计算结果,反之,高于数值计算结果;流体流量较小时,计算误差较大.若明确导流板流量分配规律,计算精度会进一步提高.

5) 流体交叉流动导致同一通道流体沿流动横向温度分布不均匀,采用文中所述数值计算方法可以获得流体温度场分布,从而为后期评价交叉式多股流换热器通道排列方式优劣提供依据.

参考文献:

- [1] Shah P K, Sekulic D P. Fundamentals of heat exchanger design[M]. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2003.
- [2] 王松汉. 板翅式换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 1984.
- [3] Prasad B S V. Fin efficiency and mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate-fin heat exchangers: formulation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(2): 419-428.
- [4] Prasad B S V. The performance prediction of multi-stream plate-fin heat exchangers based on stacking pattern[J]. Heat Transfer Engineering, 1991, 12(4): 58-70.
- [5] Goyal M, Chakravarty A, Atrey M D. Two dimensional model for multi-stream plate fin heat exchangers[J]. Cryogenics, 2014, 61(5): 70-80.
- [6] Ghosh I, Sarang S K, Das P K. An alternate algorithm for the analysis of multi-stream plate fin heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(17/18): 2889-2902.
- [7] Bielski S, Malinowski L. An analytical method for determining transient temperature field in a parallel-flow three-fluid heat exchanger[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005, 32(8): 1034-1044.
- [8] Saeid N H, Seetharamu K N. Finite element analysis for co-current and counter-current parallel flow three-fluid heat exchanger[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2006, 16(3): 324-337.
- [9] Shrivastava D, Ameel T A. Three-fluid heat exchangers with three thermal communications: Part A general mathematical model[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(17/18): 3855-3865.
- [10] LUO Xing, LI Meiling, Roetzel W. A general solution for one-dimensional multi stream heat exchangers and their networks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(13): 2695-2705.
- [11] ZHAO Min, LI Yanzhong. New integral-mean temperature difference model for thermal design and simulation of parallel three-fluid heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 59(9): 203-213.
- [12] 崔国民, 卢洪波, 蔡祖恢, 等. 场协同下的多股流换热器换热性能研究[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(3): 323-326.

- CUI Guomin, LU Hongbo, CAI Zuhui, et al. Study on the heat-transfer property of multi-stream heat exchanger under the effect of field-synergism[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2002, 23(3): 323-326. (in Chinese)
- [13] 吕岩岩, 崔国民, 郭佳, 等. 多股流换热器设计的量纲 1 温差场均匀性优化因子[J]. *化工学报*, 2007, 58(10): 2469-2473.
- LÜ Yanyan, CUI Guomin, GUO Jia, et al. Application of temperature-difference uniformity optimization principle to path arrangement of multi-stream heat exchangers[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2007, 58(10): 2469-2473. (in Chinese)
- [14] 柳雄斌, 过增元. 换热器性能分析新方法[J]. *物理学报*, 2009, 58(7): 4766-4771.
- LIU Xiongbin, GUO Zengyuan. A novel method for heat exchanger analysis[J]. *Acta Physica Sinica*, 2009, 58(7): 4766-4771. (in Chinese)
- [15] 彭波涛, 罗来勤, 王秋旺, 等. 多股流板式换热器的微分与优化数值研究[J]. *化工学报*, 2004, 55(6): 876-881.
- PENG Botao, LUO Laiqin, WANG Qiuwang, et al. Numerical study of differential and optimal design for multi-stream plate-fin heat exchanger[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2004, 55(6): 876-881. (in Chinese)
- [16] Ghosh S, Ghosh I, Pratihar D K, et al. Optimum stacking pattern for multi-stream plate-fin heat exchanger through a genetic algorithm[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50(2): 214-224.
- [17] PENG Xiang, LIU Zhenyu, QIU Chan, et al. Passage arrangement design for multi-stream plate-fin heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 77: 1055-1062.
- [18] Sanaye S, Hajabdollahi H. Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(6): 1893-1902.

(编辑: 秦理曼)