

DOI: 10.3901/JME.2010.14.130

基于 CFD 数值模拟的板式换热器 分配器性能研究*

仇嘉¹ 魏文建² 张绍志¹ 陈光明¹

(1. 浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027;
2. 丹佛斯(杭州)板式换热器有限公司 杭州 310018)

摘要: 基于计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)数值模拟方法,对板式换热器分配器在单相流动和两相流动时的分配性能分别进行研究。把板式换热器在有、无分配器作用时的数值模拟结果作对比,定量分析分配器对板式换热器并联流道间流体流量均匀分配的作用;进一步分析换热器并联流道数、工作流体流量和进口干度(两相流动时)变化对分配器流动分配性能的影响。结果发现,分配器显著提高换热器流道间流体分配的均匀性;无论是单相流动还是两相流动,并联流道数对换热器流道间流动分配均匀性的影响要大于工作流体流量变化的影响;与单相流相比,两相流动时分配器的分配性能较差,在制冷系统中当板式换热器作蒸发器使用时,这将会降低换热器的换热性能。研究结果为进一步改进分配器结构,改善板式换热器流道间流动分配的均匀性提供必要的理论依据。

关键词: 板式换热器 分配器 两相流 计算流体动力学 FLUENT 软件

中图分类号: TB657.5

Research on Performance of Distributors Used in Plate Heat Exchangers Based on CFD Numerical Simulation

QIU Jia¹ WEI Wenjian² ZHANG Shaozhi¹ CHEN Guangming¹

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027;
2. Danfoss (Hangzhou) Plate Heat Exchanger Co., Ltd., Hangzhou 310018)

Abstract: Based on computational fluid dynamics (CFD) numerical simulation, the performance of distributors used in plate heat exchangers (PHEs) is investigated for both single-phase flow and two-phase flow. The simulation results of PHEs with and without distributors are compared for the effective analysis of distributors, and the influences of the number of flow channels and mass flow rate and inlet quality of the working fluid on flow distribution between channels are also analyzed. It is found that the distributors can greatly improve the homogeneity of flow distribution between channels, the number of flow channels has greater influence on the homogeneity of flow distribution between channels than mass flow rate of the working fluid. The distribution performance of distributors when in two-phase flow is inferior to when in single-phase flow, it reduces the heat transfer performance of PHEs used as evaporators in refrigerating systems. The research results provide the necessary theoretical basis for further improving the homogeneity of flow distribution between channels of PHEs.

Key words: Plate heat exchanger Distributor Two-phase flow Computational fluid dynamics(CFD) FLUENT software

0 前言

板式换热器(Plate heat exchangers, PHEs)凭借

其高效、节能、环保的优势,广泛应用于制冷空调、石油化工、动力机械、食品工业各个领域,甚至在某些工业领域已经或正在取代传统的管壳式换热器和板翅式换热器。作为一种极具竞争力的换热器,与其他类型的换热器相比,板式换热器具有以下优点^[1-5]。

* 国家自然科学基金重大资助项目(50890184)。20100115 收到初稿, 20100305 收到修改稿

(1) 传热系数高。在最好工况条件下, 其传热系数可以达到 $6\,000\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$, 在一般工况条件下, 传热系数也可在 $3\,000\sim 4\,000\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$, 是管壳式换热器的3~5倍。

(2) 对数平均温差大。板式换热器中两种流体可以实现纯逆流换热和温度交叉, 末端温差能达到 $1\text{ }^\circ\text{C}$ 。

(3) 体积小, 质量轻。板式换热器的体积小, 热量损失也较少, 一般仅为壳管式换热器的 $1/3$ 。此外, 换热所用板片的厚度一般为 $0.4\sim 0.9\text{ mm}$, 与管壳式换热器相比, 其占地面积和质量要少 $4/5$ 。

(4) 污垢系数低。流体在板片之间剧烈翻腾, 形成湍流, 使得杂质不易在通道中沉积堵塞, 保证了良好的换热效果。

(5) 能实现多种流体换热。通过在换热器中设置中间隔板, 可实现两种以上流体间的热量交换。

(6) 热回收率高。板式换热器热回收率一般为 $70\%\sim 95\%$, 节能效果显著, 在短时间内可收回设备投资。

(7) 投资成本较低。由于板式换热器质量仅为管壳式换热器的 $1/5$, 所以板式换热器投资成本要低很多, 仅为管壳式换热器的 $1/4\sim 1/3$ 。即使由于经常清洗而增设备台, 一次性投资费用仍可减少 $1/2\sim 1/3$ 。

(8) 制造简单方便, 易于大量生产。

板式换热器虽然具有以上优点, 但在实际应用中也存在不足之处^[6-7]。

(1) 阻力大。以波纹板片作为换热元件, 在强化换热的同时也产生了较大的流动阻力。

(2) 对工作流体要求较高。换热器的流道高度一般仅为 $2\sim 5\text{ mm}$, 流体中的较大颗粒或纤维物以及长期流动所形成的污垢都会造成流道堵塞, 影响换热性能, 甚至失效。

(3) 存在流动分配不均匀现象。板式换热器的流程组合比较复杂, 在同一流程中有多个并联的流道, 工作流体在并联流道之间的不均匀分配使换热器换热面积不能得到充分利用, 大大降低了换热器的换热性能。

其中, 流动分配不均匀问题尤为突出。为了解决并联流道间流体的分配问题, 进一步提高板式换热器的换热效率, 目前各大生产厂商大都在并联流道入口处装配一种均衡流量的装置—分配器。分配器及流体在分配器中的流动路径、分配器与换热板片的装配分别如图 1、2 所示。分配器装配于相邻

两张换热板片组成的流道入口处。

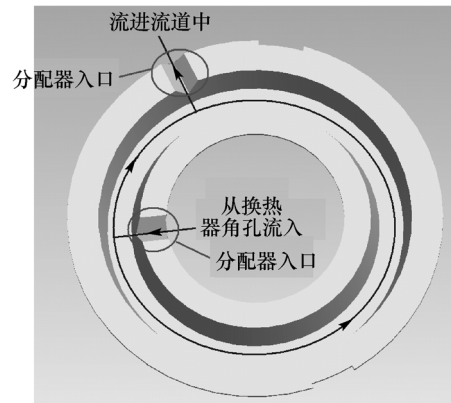


图1 分配器(背面)及流体在其中的流动路径(箭头线)示意图

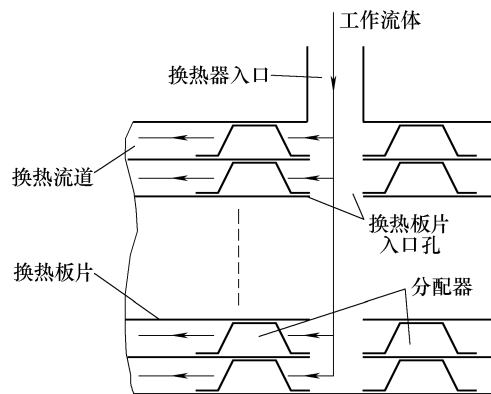


图2 分配器与换热板片装配及流体流动路径(箭头线)示意图

在板式换热器流动分配均匀性方面, 国内外的一些学者进行了相关的研究工作。RAO 等^[8]在 Baussiouny 模型的基础上建立了考虑到流道间流体非均匀分布的单流程板式换热器计算模型, 并提出基于流量变化的传热系数表达形式, 用每个流道不同的传热系数来代替统一的传热系数, 为板式换热器有关传热的数据分析提供了一种新的方法。

SRIHARI 等^[9]以单流程(U形和Z形)板式换热器为对象, 采用参数分析法, 分析了在单相流体换热的情况下, 角孔到各流道流量分配不均时, 换热器出口量纲—温度随量纲—时间的瞬态变化情况。结果表明, 各流道间流体的不均匀分配延长了换热器达到稳定的时间, 并且延时随着不均匀程度的增加而增长; 相比U形布置结构, Z形布置结构需要更长的启动时间; 各流道间流体分配的不均匀减弱了换热(冷流体出口温度相对较低, 而热流体出口温度相对较高), 降低了换热器的性能。

为了研究复杂流程结构的板式换热器中流道流体分配不均对换热性能的影响, SRIHARI 和 DAS^[10]对多流程的板式换热器进行分析, 把多流程

看做为多个单流程的组合,分别进行单相流体换热的参数化分析。结果表明,随着流道间流体分配的不均匀性增加,换热器的换热能力逐渐降低;流程数多时达到稳定的出口温度则需要更长的时间。

GALEAZZO 等^[11]采用计算流体力学的研究方法对板式换热器在流道之间和流道内部流体分配不均匀情况下的传热性能进行研究。针对四流道平板板式换热器单流程(串联布置)和两流程(并联布置)这两种情况进行数值模拟,单相(以水为工作流体)的模拟结果与试验结果进行比较,发现:对于串联布置,换热量的模拟结果与试验结果之间的平均误差在 8%左右,而并联布置,其平均误差达到 12%。因为相比并联布置,串联布置流道之间不存在流体分配不均匀问题,所以模拟和试验结果具有更好的一致性。

板式换热器各流道间流体的不均匀分配导致了其传热及流动性能的降低,这种变化在两相流上更为复杂。BOBBILI 等^[12]以单流程降膜板式冷凝器为对象,建立了数学模型来分析流道间流体的不均匀分配对换热器换热性能的影响。结果表明,随着流体在流道间分配的非均匀性增加,板式冷凝器的换热性能下降,由于在计算过程中忽略了各流道饱和和压力的差异,所以相比实际工况,结果反映的换热性能下降程度偏小。

前人的这些研究工作仅限于分析流动分配不均对换热器流动、换热性能的影响以及建立分配不均时换热器的传热计算关联式等方面,几乎没有关于板式换热器分配器性能研究的文献发表。

为了了解板式换热器分配器的分配特性,为进一步改善换热器并联流道间的流动分配均匀性和提高换热器的换热性能提供必要的理论依据,本文基于计算流体力学的研究方法,借助计算流体力学计算软件 FLUENT,对当前的分配器的性能进行数值研究。对在分配器作用下,单相流动和两相流动时,板式换热器并联流道间的流动分配性能进行分析,并找出流动分配不均匀性随换热器并联流道数、工作流体流量和进口干度的变化规律。

1 计算流体力学方法的应用

计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)是通过计算机数值计算和图像显示,对包含流体流动和传热等相关物理现象的系统进行的分析研究^[13]。基于 CFD 研究方法,对本文中研究

对象的几何模型、网格划分、数学模型和边界条件分别加以介绍。

1.1 几何模型

本文以装配有分配器的若干并联流道组成的板式换热器为研究对象。因为波纹流道要求网格较细^[14],使得整个换热器的网格数量超过 3 000 万(对于 30 个并联流道的换热器),这将远远超出当前工作站的处理能力,因为本文着重研究的是分配器对换热器并联流道之间的流体流量分配的影响,为了简化计算模型,所以采用平板代替波纹板来构建板式换热器的几何模型。使用 GAMBIT 软件构建的研究对象的几何模型如图 3 所示。

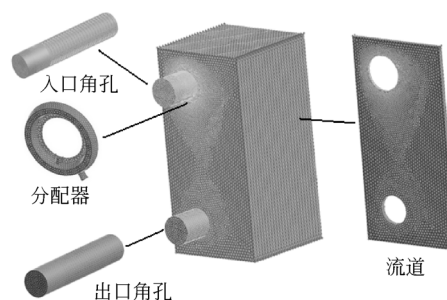


图 3 研究对象的几何模型及内部网格划分

1.2 网格划分

选用非结构化四面体网格单元,并采用分区划分的网格划分策略:不同的流动区域选择不同的网格步长,即复杂流域选择较小的网格步长;规则流域选择较大的网格步长。使用 GAMBIT 软件对几何模型进行网格划分。分配器、进口角孔、出口角孔、流道的网格步长分别为 1.0 mm、1.5 mm、2.0 mm 和 3.0 mm,如图 3 所示。

1.3 数学模型

本文的研究仅涉及到流动问题,所以系统服从质量守恒定律和动量守恒定律,另外还有相关的湍流附加控制方程。

数学模型基于以下简化和假设。

- (1) 工作流体为牛顿流体。
- (2) 流体处于稳定流动状态。
- (3) 忽略由密度差异引起的浮升力。
- (4) 忽略流动时粘性耗散所产生的热效应。
- (5) 流动过程不涉及热量交换,也不发生相变。

对于单相不可压缩流体,质量守恒方程、动量守恒方程和湍流附加方程的数学表达式如下

质量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中, u 、 v 和 w 分别为速度在 x 、 y 和 z 方向上

分量。

动量守恒方程

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2a)$$

$$\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2b)$$

$$\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} - \rho g \quad (2c)$$

式中， ν 为运动粘度， p 为压力， g 为重力加速度。

为了提高湍流计算的精度，模拟计算中选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。其中，湍动能 k 和湍动耗散率 ε 方程分别为式(3)、(4)^[15-16]。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (4)$$

式中， u_i 为*i*方向上的速度分量， μ_t 为湍动粘度， G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项， $C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{2\varepsilon}$ 为经验常数， α_k 和 α_ε 分别为湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数， S_k 和 S_ε 为用户定义的源项。

对于多相流体，选择混合模型对流动进行模拟计算，质量守恒方程、动量守恒方程转换成以下形式。

质量守恒方程

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = \dot{m} \quad (5)$$

混合密度 ρ_m 和质量平均速度 \mathbf{v}_m 分别定义为

$$\rho_m = \sum_{i=1}^k \varphi_i \rho_i \quad (6)$$

$$\mathbf{v}_m = \frac{\sum_{i=1}^k \varphi_i \rho_i \mathbf{v}_i}{\rho_m} \quad (7)$$

式中， \dot{m} 是由于气穴或用户定义的质量源的质量传递， k 为相数， φ_i 为相*i*的体积分数。

混合模型的动量方程通过对所有相各自的动量方程求和来获得，表示为

$$\nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_m \nabla \cdot \mathbf{v}_m) + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{i=1}^k \varphi_i \rho_i \mathbf{v}_{dr,i} \mathbf{v}_{dr,i} \right) \quad (8)$$

式中， \mathbf{F} 为体积力，混合粘性 μ_m 和相数 k 的滑移速度定义为

$$\mu_m = \sum_{i=1}^k \varphi_i \mu_i \quad (9)$$

$$\mathbf{v}_{dr,i} = \mathbf{v}_i - \mathbf{v}_m \quad (10)$$

1.4 边界条件

系统的边界条件设置如下所述。

- (1) 换热器进口，单相流动时为速度进口，两相流动时为质量流量进口。
- (2) 换热器出口为压力出口。
- (3) 换热器所有壁面均为无滑移速度边界条件。

2 模拟结果分析

运用 FLUENT 软件分别对分配器作用下换热器内部单相流动和两相流动进行模拟分析。

2.1 评价参数

单相流动时，量化流动分配均匀性的评价参数定义如下。其中， q_{mi} 为第*i*个流道的实际质量流量， N 为换热器并联流道数。

- (1) 平均流量。完全均匀分配时单个流道的质量流量，单位为 kg/s。

$$\bar{q}_m = \frac{\sum_{i=1}^N q_{mi}}{N} \quad (11)$$

- (2) 流量偏差。某个流道的实际流量与平均流量之间的相对偏差。

$$D_i = \frac{(q_{mi} - \bar{q}_m)}{\bar{q}_m} \times 100\% \quad (12)$$

- (3) 平均流量偏差。换热器所有并联流道流量偏差的平均值，用于评价流体在换热器并联流道间整体的均匀分配情况。

$$\bar{D} = \frac{\sum_{i=1}^N |D_i|}{N} \times 100\% \quad (13)$$

两相流动时，量化两相和液相流动分配均匀性的评价参数定义如下。其中 q_{mi} 和 q_{mli} 分别为第*i*个流道的实际两相质量流量和液相质量流量， N 为换热器并联流道数。

- (1) 平均两相流量。两相流动，完全均匀分配时单个流道的两相质量流量，单位为 kg/s。

$$\overline{q_{mz}} = \frac{\sum_{i=1}^N q_{mzi}}{N} \quad (14)$$

(2) 平均液相流量。两相流动, 完全均匀分配时单个流道的液相质量流量, 单位为 kg/s。

$$\overline{q_{ml}} = \frac{\sum_{i=1}^N q_{mli}}{N} \quad (15)$$

(3) 两相流量偏差。两相流动, 某个流道实际两相流量与平均两相流量之间的相对偏差。

$$D_{zi} = \frac{(q_{mzi} - \overline{q_{mz}})}{\overline{q_{mz}}} \times 100\% \quad (16)$$

(4) 液相流量偏差。两相流动, 某个流道实际液相流量与平均液相流量之间的相对偏差。

$$D_{li} = \frac{(q_{mli} - \overline{q_{ml}})}{\overline{q_{ml}}} \times 100\% \quad (17)$$

(5) 平均两相流量偏差。两相流动, 换热器所有并联流道两相流量偏差的平均值, 用于评价两相流体在换热器并联流道间整体的均匀分配情况。

$$\overline{D_z} = \frac{\sum_{i=1}^N |D_{zi}|}{N} \times 100\% \quad (18)$$

(6) 平均液相流量偏差。两相流动, 换热器所有并联流道液相流量偏差的平均值, 用于评价液相流体在换热器并联流道间整体的均匀分配情况, 对评价制冷系统中作蒸发器使用的板式换热器性能有重要意义。

$$\overline{D_l} = \frac{\sum_{i=1}^N |D_{li}|}{N} \times 100\% \quad (19)$$

2.2 单相流动分析

单相流动分析中, 主要研究有、无分配器时换热器的流动分配性能以及换热器并联流道数和工作流体流量变化对分配器流动分配性能的影响。其中, 工作流体为液态水。

2.2.1 有无分配器

图 4 为有单相流动时有无、分配器作用下板式换热器各流道的流量偏差。以 10 个并联流道的换热器为研究对象, 进口流速 v_{in} 为 1.2 m/s。其中, 流道 1 为紧靠换热器底板的流道, 流道 10 为紧靠换热器端板(换热器进口侧)的流道。以 10 个并联流道组成的换热器为研究对象, 当换热器没有装配分配器时, 流道间流量差异很大, 且靠近换热器进口侧的流道流量较大; 而在当前分配器作用下, 换热器流道间流量分配比较均匀。由于换热器进口对流

动的影响, 有无、分配器时紧靠换热器进口侧流道(流道 10)的流量都稍有减小。从图 4 可以看出, 使用了当前分配器后, 换热器内部流体分配均匀性有了很大的改善。

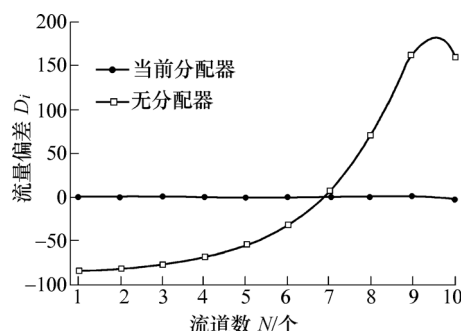


图 4 单相流动时各流道的流量偏差

2.2.2 并联流道数

图 5 为单相流动时流道平均流量偏差随换热器并联流道数变化曲线。以 10、20、30、40 和 50 个并联流道的换热器为研究对象, 进口流速 v_{in} 分别为 1.2 m/s、2.4 m/s、3.6 m/s、4.8 m/s 和 6.0 m/s。从图 5 中可以看出, 随着板式换热器并联流道数 N 增加, 换热器进出口角孔内形成的各流道间阻力差异增大, 导致平均流量偏差 \overline{D} 增大, 即并联流道间流体流量分配的不均匀性增大。当 N 取 10~50 时, \overline{D} 在 0.42%~3.62% 之间变化, 且 $N < 30$ 时, \overline{D} 在 1% 左右, 内部流体分配较为均匀。

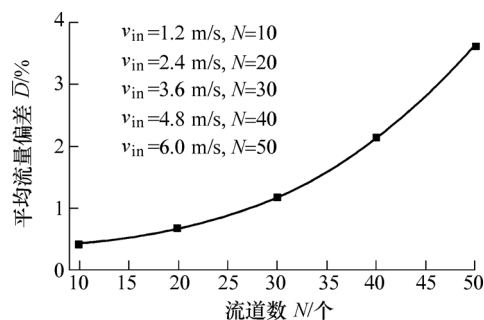


图 5 单相流动时流道平均流量偏差随并联流道数变化

2.2.3 流体流量

图 6 为单相流动时流道平均流量偏差随工作流体流量变化曲线。

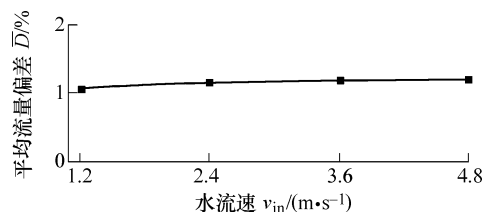


图 6 单相流动时流道平均流量偏差随工作流体流量变化

以 30 个并联流道组成的换热器为研究对象, 当换热器进口水流量增大时, 内部流体分配不均匀

性变化量非常小。水进口流速 v_{in} 为 1.2~4.8 m/s 时，换热器流道平均流量偏差 \bar{D} 在 1.06%~1.20% 之间变化。由此可见，相比于并联流道数量，工作流体流量变化对换热器内部流体分配性能影响很小。

2.3 两相流动分析

在制冷空调系统中，板式换热器常被用作蒸发器，以提高系统性能。为了研究作蒸发器使用时，板式换热器分配器的流动分配性能，对换热器中的两相流工况进行数值模拟，并对计算结果进行分析。其中，工作流体为 R22，入口干度为 x 。

2.3.1 有无分配器

图 7 为有两相流动时有无分配器作用下板式换热器各流道两相、液相的流量偏差。以 10 个并联流道的换热器为研究对象，R22 质量流量 q_{mz} 为 0.3 kg/s，进口干度 x 为 0.1。其中，流道 1 为紧靠换热器底板的流道，流道 10 为紧靠换热器端板(换热器进口侧)的流道。和单相流动情况相同，当换热器没有装分配器时，流道间流量差异很大，且靠近换热器进口侧的流道流量较大；而在当前分配器作用下，换热器流道间流量分配比较均匀。由于换热器进口对流动的影响，有无分配器时紧靠换热器进口侧流道(流道 10)的流量都有所减小。从图 7 可以得到，使用了当前分配器后，换热器内部流体分配均匀性有了很大的改善，且对于 10 个并联流道的换热器，在有、无分配器时两相和液相分配均匀性相差均很小，所以图 7 中相应曲线近乎重合。

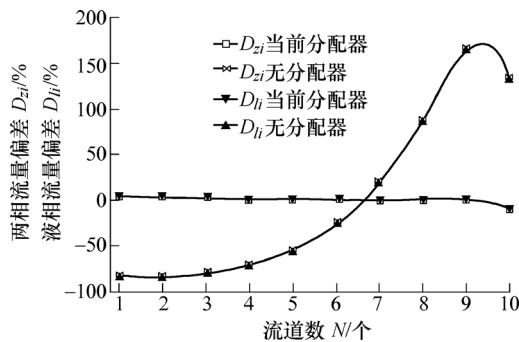


图 7 两相流动时各流道的两相、液相流量偏差

2.3.2 并联流道数

图 8 为两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随换热器并联流道数变化曲线。以 10、20、30、40 和 50 个并联流道的换热器为研究对象，R22 质量流量分别为 0.3 kg/s、0.6 kg/s、0.9 kg/s、1.2 kg/s 和 1.5 kg/s，进口干度均为 0.1。从图 8 中可以发现，与单相流动相比，换热器流道间流体分配不均匀性有较大幅度的增加，且同样随着并联流道数增加而增大。当 N 取 10~50 时， \bar{D}_z 和 \bar{D}_l 分别在 2.39%~5.72% 和 2.68%~7.12% 之间变化，液相分配均匀

性高于两相，且随着换热器流道数增加，两者差值 $(\bar{D}_l - \bar{D}_z)$ 增大。当 $N=50$ 时， \bar{D}_l 更是达到 7.12%。液相工作流体的这种分配特性将会大大降低板式换热器的蒸发换热性能。

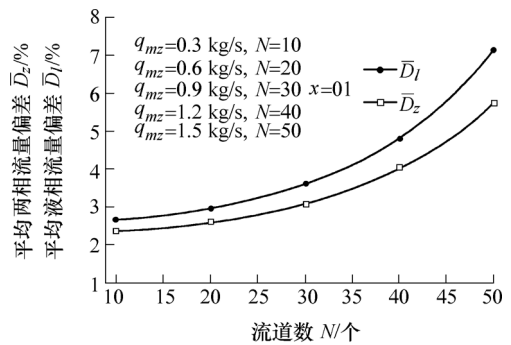


图 8 两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随并联流道数变化

2.3.3 流体流量

图 9 为两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随工作流体流量变化曲线。与单相流动情况相同，换热器流道流量分配性能受流体流量变化影响不大。以 30 个并联流道组成的换热器为研究对象，R22 进口干度为 0.1，当 R22 质量流量为 0.3~1.2 kg/s 时， \bar{D}_z 和 \bar{D}_l 分别在 2.56%~3.19% 和 2.89%~3.76% 之间变化，液相分配不均匀性高于两相。

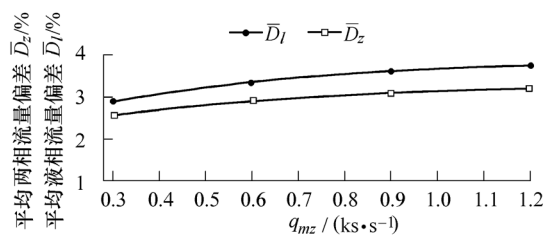


图 9 两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随工作流体流量变化

2.3.4 进口干度

图 10 为两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随换热器进口流体干度变化曲线。从图 10 中可以发现，随着流体进口干度增大，换热器并联流

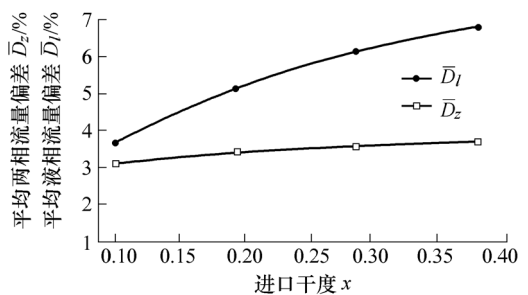


图 10 两相流动时流道平均两相、液相流量偏差随进口流体干度变化

道间两相分配不均匀性变化不大, 而液相分配不均匀性却大幅提升。以 30 个并联流道组成的换热器为研究对象, R22 质量流量为 0.9 kg/s, 当进口干度 x 为 0.1~0.4 时, \overline{D}_2 和 \overline{D}_1 分别在 3.08 %~3.67 % 和 3.62 %~6.79 % 之间变化。由此可见, 换热器进口干度的增加将恶化其蒸发换热的性能。

3 结 论

本文基于 CFD 方法, 应用 FLUENT 数值计算软件, 对当前板式换热器中广泛使用的分配器在单相流动和两相流动时的性能分别进行研究。把板式换热器在有、无分配器作用时的数值模拟结果作比较, 定量分析当前分配器对板式换热器并联流道间流体流量均匀分配的作用, 并进一步分析换热器并联流道数、工作流体流量和进口流体干度(两相流动时)变化对分配器流动分配性能的影响, 结论如下。

(1) 装配分配器后, 板式换热器流道间流体分配的均匀性得到了很大的改善。

(2) 两相和单相流动中, 工作流体流量变化对分配器分配性能影响不大; 而换热器并联流道数量对分配器的分配性能有较大影响。两相流动, 当 $N=50$ 时, \overline{D}_2 和 \overline{D}_1 分别达到 5.72 % 和 7.12 %, 流动分配的不均匀将降低板式换热器的蒸发换热性能。

(3) 两相流动时, 液相流体流量在换热器流道间分配的均匀性差于两相流体总流量, 这将进一步降低板式蒸发器性能。

(4) 两相流动时, 相比于两相流体, 液相流体分配均匀性受换热器进口干度影响较大。当 x 为 0.1~0.4 时, \overline{D}_1 在 3.62 %~6.79 % 之间变化, 进口干度增加对板式蒸发器换热性能造成不利影响。

参 考 文 献

- [1] 谢静如. 板式换热器的应用分析[J]. 公用科技, 1991, 1: 11-13.
XIE Jingru. Application analysis of plate heat exchangers[J]. Public Science, 1991, 1: 11-13.
- [2] 王健. 简介板式换热器及其应用[J]. 氮肥设计, 1994, 32(2): 25-28.
WANG Jian. Introduction of plate heat exchangers and application[J]. Design of Nitrogenous Fertilizer, 1994, 32(2): 25-28.
- [3] 何国庚, 郑贤德, 郑玲. 制冷用板式换热器及其发展[J]. 冷藏技术, 1996, 4: 36-39.
HE Guogeng, ZHENG Xiande, ZHENG Ling. Development of plate heat exchangers used in refrigeration systems[J]. Technology of Refrigeration, 1996, 4: 36-39.
- [4] REPPICH M. Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries[J]. International Journal of Thermal Science, 1999, 38: 999-1008.
- [5] 张珪. 高效的换热设备——板式换热器[J]. 化工设备与管理, 2005, 42(1): 14-16.
ZHANG Yao. High efficient heat exchanger-plate heat exchanger[J]. Process Equipment & Piping, 2005, 42(1): 14-16.
- [6] 杨崇麟. 板式换热器工程设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
YANG Chonglin. Design manual of plate heat exchangers[M]. Beijing: China Machine Press, 1994.
- [7] 程宝华, 李先瑞. 板式换热器及换热装置技术应用手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
CHENG Baohua, LI Xianrui. Application manual of plate heat exchangers and heat exchange equipments[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.
- [8] RAO B P, KUMAR P K, DAS S K. Effect of flow distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger[J]. Chemical Engineering and Processing, 2002, 41(1): 49-58.
- [9] SRIHARI N, RAO B P, SUNDEN B, et al. Transient response of plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 3 231-3 243.
- [10] SRIHARI N, DAS S K. Transient response of multi-pass plate heat exchangers considering effect of flow maldistribution[J]. Chemical Engineering and Processing, 2008, 47(4): 695-707.
- [11] GALEAZZO F C C, MIURA R Y, GUT J A W, et al. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger[J]. Chemical Engineering Science, 2006, 61(21): 7 133-7 138.
- [12] BOBBILI P R, SUNDEN B, DAS S K. Thermal analysis of plate condensers in presence of flow maldistribution[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(25-26): 4 966-4 977.
- [13] 王福军. 计算流体力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
WANG Fujun. Analysis of computational fluid dynamics-principle and application of CFD[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [14] 张冠敏. 复合波纹板式换热器强化传热机理及传热特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2006.
ZHANG Guanmin. Research on heat transfer enhancement mechanism and heat transfer characteristic of compound corrugation plate heat exchanger[D]. Jinan: Shandong University, 2006.
- [15] YAKHOT V, ORZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence: Basic theory[J]. J. Scient. Comput., 1986, 1: 3-11.
- [16] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

TAO Wenquan. Numerical heat transfer [M]. 2nd ed. Xi'an: Xian Jiaotong University Press, 2001.

E-mail: andy_qiuj@163.com

张绍志(通信作者),男,1972年出生,博士,副教授。主要研究方向为制冷与空调、低温生物、人工冷环境及其控制。

作者简介:仇嘉,男,1980年出生,博士研究生。主要研究方向为制冷与空调、换热器性能改进。

E-mail: enezsz@zju.edu.cn



《机械工程学报》被EI收录论文目次(2009年第11期)

2-RUUS 机构动力学性能分析.....杨育林 黄世军 刘喜平等 (1)

五指仿人机器人灵巧手 DLR/HIT Hand II.....刘伊威 金明河 樊绍巍等 (10)

机器人机构精度综合的正交试验法.....王伟 负超 (18)

空间 6R 机器人位置反解的对偶四元数法.....倪振松 廖启征 魏世民等 (25)

平面闭式运动链简图自动绘制的最大环路法.....聂松辉 刘宏昭 (30)

基于螺旋理论的单闭环多自由度过约束机构综合.....郭盛 方跃法 岳聪 (38)

球形机器人爬坡状态下动力学建模及最优控制器设计.....岳明 邓宗全 (46)

双足机器人并联踝关节优化设计.....俞志伟 王立权 (52)

高压共轨发动机降噪及其性能对噪声的影响.....张群 卫海桥 舒歌群等 (58)

旋转机械振动故障的信息熵诊断方法.....陈非 黄树红 杨涛等 (65)

Hexapod 平台构型与振动控制一体化设计研究.....边边 黄海 (72)

差动变压器式位移传感器及其在磁悬浮轴承中的应用.....金超武 徐龙祥 (78)

超声波电动机噪声试验与机理分析.....王光庆 郭吉丰 (85)

计入轴瓦变形的曲轴动应力和疲劳强度计算.....何芝仙 桂长林 李震等 (91)

引入摩擦的周向短弹簧汽车双质量飞轮分析模型及扭振固有特性.....宋立权 赵孝峰 何泽海等 (99)

基于改进 Bussgang 算法的多机组故障诊断仿真和试验.....周勃 陈长征 费朝阳 (106)

轴向柱塞泵配流副油膜试验原理及控制特性.....王彬 周华 杨华勇 (113)

弯管冲蚀失效流固耦合机理及数值模拟.....偶国富 许根富 朱祖超等 (119)

2D 阀控电液激振器.....阮健 李胜 裴翔等 (125)

大型轴流风机叶片的气动弹性数值分析研究.....毛军 杨立国 郝艳红 (133)

齿轮加工机床的绿色设计与制造技术.....李先广 刘飞 曹华军 (140)

薄壁零件高速铣削稳定性预测与验证.....梁睿君 叶文华 (146)

双拣货区自动分拣系统品项分配优化.....张贻弓 吴耀华 (152)

复杂自由曲面曲率分布特征对数控铣削性能的影响.....谢晋 邹明山 崔晓玲 (158)

快速模具模塑成形充模过程的工艺参数优化.....冯小军 李爱平 (163)

混粉准干式电火花加工试验研究.....高 清 张勤河 张建华 (169)

基于递归分割的机械零件三维形状结构检索方法.....徐敬华 张树有 (176)

基于回弹的飞机蒙皮拉形模型面修模技术研究.....韩金全 万敏 李卫东 (184)

面向产品创新的功能空间拓展进程.....何斌 冯培恩 潘双夏 (189)

基于介电泳的细胞介电参数测试芯片机理的数值分析.....朱晓璐 易红 倪中华 (197)

脚型解剖学标志点自动标识方法.....刘斌 上官宁 林俊义等 (205)

基于特征点自动识别的 B 样条曲线逼近技术.....徐进 柯映林 曲巍崴 (212)

产品装配序列评价方法建模.....张嘉易 王成恩 马明旭等 (218)

耦合 CFD 和详细化学动力学的 CNG 发动机工作过程多维数值模拟.....张欣 王玉君 李从心等 (225)

汽车座椅坐垫倾角对正面碰撞乘员保护影响分析.....葛如海 臧 竣 王浩涛等 (230)

多楔带传动系统的频率灵敏度分析.....侯之超 王象武 劳耀新 (235)

涡轮叶片形状检测中的模型配准控制点集选取.....程云勇 张定华 卜 昆等 (240)

基于 Viterbi 算法的 Gabor 阶比跟踪技术.....赵晓平 侯荣涛 (247)

基于 Bayesian 原理的低陡度光学镜面面形误差离子束修正驻留时间算法.....焦长君 李圣怡 解旭辉等 (253)

新型自由曲面三维激光扫描系统.....汪 洋 马 孜 胡 英等 (260)

三维实体网格自适应划分算法.....张文明 刘 彬 徐 刚 (266)

新型薄板坯连铸结晶器内腔形状设计.....金 昕 任廷志 关 杰 (271)

钢丝绳股内钢丝应力—应变分布的计算模型及数值模拟.....马 军 葛世荣 张德坤 (277)

基于正面焊接多信息融合的 GMAW 熔透控制.....岳建锋 李亮玉 王天琪等 (283)

气缸双应力恒加试验的优化设计.....付永领 韩国惠 王占林等 (288)

钢铝异种金属的低能量焊接法.....黄鹏飞 卢振洋 高文宁等 (295)

基于人工神经网络的激光点焊焊点形态预测.....陶 汪 李俐群 陈彦宾等 (300)

重型钢丝绳缠绕预应力剖分—坎合结构概述.....颜永年 刘海霞 曾 攀等 (306)

椭圆方程式的多轴疲劳寿命预测模型.....赵勇铭 宋迎东 (312)