

基于联合仿真的板翅式换热器换热特性模拟

曹学文, 石倩, 边江, 郭丹, 李钰璇

(中国石油大学(华东)储运与建筑工程学院, 山东青岛 266580)

摘要:为获得板翅式换热器整体结构内的流场与流量分配特性,采用联合仿真中 MATLAB 和 FLUENT 计算模型的流动和传热模块,在压力场和温度场相互耦合的情况下,以天然气为例分析板翅式换热器内部流量分配特性对换热的影响。研究表明:板翅式换热器内由于流量分配不均而引起的出口温度分布不均更为严重;天然气侧在不发生相变的情况下,因温度压力变化会使密度升高约 10%,动力黏度降低 13%;流量由小到大变化会使表面传热系数增加约 1.9 倍,计算微元压降增加约 3.5 倍;板翅式换热器内由于流量分配不均而出现的小质量流量和大质量流量都会造成换热效率下降,出现换热面积不能得到充分利用或天然气不能冷却到理想温度等问题。

关键词:联合仿真;板翅式换热器;天然气;换热;流量分配

中图分类号:TK 172 **文献标志码:**A

引用格式:曹学文,石倩,边江,等.基于联合仿真的板翅式换热器换热特性模拟[J].中国石油大学学报(自然科学版),2020,44(3):148-154.

CAO Xuewen, SHI Qian, BIAN Jiang, et al. Study on heat transfer characteristics of plate-fin heat exchanger based on joint simulation[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2020,44(3):148-154.

Study on heat transfer characteristics of plate-fin heat exchanger based on joint simulation

CAO Xuewen, SHI Qian, BIAN Jiang, GUO Dan, LI Yuxuan

(College of Pipeline and Civil Engineering in China University of Petroleum(East China), Qingdao 266580, China)

Abstract:In order to obtain the flow field and flow distribution characteristics in the overall structure of plate-fin heat exchanger, the flow and heat transfer modules in the MATLAB and FLUENT computational models in the joint simulation are adopted. Taking the natural gas as an example under the condition that the pressure and temperature fields are coupled, the influence of internal flow distribution characteristics on the heat transfer in the plate-fin heat exchanger is analyzed. The results show that the uneven distribution of outlet temperature in the plate-fin heat exchanger is more serious due to the uneven flow distribution. When the phase change does not occur on the natural gas side, the density would increase by about 10%, the dynamic viscosity would decrease by 13%, the surface heat transfer coefficient would increase by about 1.9 times, and the calculated micro-element pressure drop would increase by about 3.5 times due to the variation of temperature and pressure. Moreover, the small mass flow and large mass flow in the plate-fin heat exchanger due to uneven flow distribution will cause the decrease of the heat transfer efficiency, resulting in the insufficient utilization of heat transfer area or the failure of natural gas to cool to the ideal temperature.

Keywords: joint simulation; plate-fin heat exchanger; natural gas; heat transfer; flow distribution

收稿日期:2019-08-29

基金项目:国家自然科学基金项目(51874340,51406240);国家重点研发计划专项(2016YFC0802302,2016YFC0802304);中央高校基本科研业务费专项(17CX02064A,18CX06039A)

作者简介:曹学文(1966-),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为天然气处理与加工、油气水多相流理论及应用、海底管道完整性管理等。E-mail: caoxw@upc.edu.cn.

通信作者:边江(1992-),男,博士研究生,研究方向为天然气处理与加工等。E-mail: bj@s.upc.edu.cn.

液体天然气(LNG)作为液态天然气,可将天然气体积缩小约620倍,极大地提高了天然气的运输性和储藏性。在天然气液化工厂中,制冷工段是整个流程的核心工段,也是能量消耗最集中的地方^[1-3]。处于制冷工段的预冷换热器和主低温换热器(MCHE)是整个LNG液化工厂最主要的换热设备,它的技术进步将会对提高整个LNG液化工厂的效率、降低生产成本具有重要意义^[4-5]。板翅式换热器是天然气液化领域中的重要换热设备,流量分配不均而导致换热效率降低是实际运行中普遍存在的现象,因此如何改善换热器内部的流量分配特性,进而提高整体换热性能的研究,一直为国内外研究热点。Fleming^[6]首次建立了流量分配不均数学模型,并结合 ε -NTU方法建立流量分配不均与换热器效能关系的基础理论经典模型。Chiou^[7]把FLEMING模型的一维流量分配不均模型延伸到二维流量分配不均模型,同时采用连续转置技术和数值计算方法把研究对象从一侧流体分布不均扩展到两侧流体分布不均。Ranganayakulu等^[8]采用有限元法研究流量分布、温度分布和一维轴向导热对效能的影响。Rao等^[9]在研究换热器芯体内通道间流量分配不均对换热器效能影响中发现局部表面传热系数因流量分布不均匀而变化,进而降低整个换热性能。由于换热器结构的复杂性,以往在数值模拟研究中多是对换热器的局部结构——入口封头进行研究,无法得到板翅式换热器整体结构内的流场与流量分配特性。为了减小在数值模拟中所受限制,笔者采用自动联合仿真方法对板翅式换热器整体结构进行流动传热研究。

1 联合仿真模型

1.1 板翅式换热器物理模型

板翅式换热器主要结构包括入口管、封头、平直翅片、导流片等。由于板翅式换热器结构的复杂性,以往在FLUENT数值模拟中对换热器做了大量简化,简化模型仅包括入口管和入口封头,且板翅式换热器内的网格划分皆采用非结构网格,使计算时间冗长。

本文中研究的板翅式换热器物理模型几何尺寸依据空分系统中 $3\,200\text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 的主换热器尺寸。真实板翅式换热器单元体尺寸为 $1\,000\text{ mm} \times 1\,250\text{ mm} \times 5\,800\text{ mm}$,入口管内径为 200 mm ,瓜皮式封头结构半径为 150 mm 。为了后续模型验证工作,依据几何相似和动力相似得到的试件模型尺寸为本文研究尺寸^[10]。通过简化导流片机构得到板翅式换热器物理模型,如图1所示。简化后的板翅式换

热器外形尺寸为 $200\text{ mm} \times 250\text{ mm} \times 1\,100\text{ mm}$,入口管内径 40 mm ,瓜皮式封头结构半径为 30 mm 。该模型是针对单股流体建立的,即模型包括单股流体依次经历的入口管、入口封头、芯体内通道、出口封头和出口管5部分,其中芯体内共14层通道,每层包括30个小通道。由于导流片独立存在于每层通道内,不会影响各层通道内的流量分配,因此简化模型中仅省去了导流片结构。

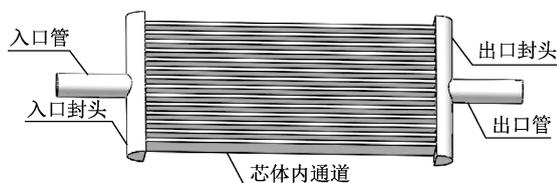


图1 物理模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of original plate fin heat exchanger

1.2 联合仿真方法

板翅式换热器的流动传热研究方法有3类:试验研究、数值计算和理论研究。其中试验研究可以对板翅式换热器进行整体研究,但由于测量困难,无法实现相变传热的相关研究;数值计算集中于对入口局部进行研究,由于网格划分和计算机计算能力限制,研究中无法对含有小通道的换热芯体进行计算;理论计算则是在假定入口流量分配下对换热芯体的流动传热进行计算。综上所述,每种研究方法都有其局限性,无法在考虑流动传热耦合的情况下,对板翅式换热器进行整体结构研究。

借助自动仿真软件ISIGHT,将用于入口部分研究的FLUENT数值计算和MATLAB芯体部分研究的理论计算结合起来,完成数值计算和理论计算之间的数据传递和自动迭代,形成新的联合仿真计算方法,使之同时具有换热器结构整体性研究、温度压力耦合计算和相变计算多种特点。

ISIGHT软件具有开放的集成接口,可集成组件的领域包括结构、材料、控制动力学、几何网格、电子半导体、流体动力学等,主要集成FLUENT和ISIGHT。联合仿真的具体研究方法是依据Mohammad^[11]的研究思想将板翅式换热器分解为两部分进行计算:封头(入口封头和出口封头)内的三维流动和平直翅片间小通道内的一维流动。其中封头内的三维流动在FLUENT数值模型中计算,平直翅片间小通道内的一维稳态流动传热计算在MATLAB有限元计算模型中完成。

联合仿真时,将MATLAB计算的420个小通道

压降值设为 RADIATOR 产生的压降值,并根据 MATLAB 计算的流体出口参数,如温度、密度和黏度,通过 journal 文件改变 FLUENT 模型在出口封头和出口管计算域内的材料物性,完成对整个换热器内的连续求解。

1.3 数学模型

FLUENT 模型研究只进行流场计算,不计算温度场。由于流体自入口管进入换热器后,流道的当量直径多次发生变化,流动状态为湍流,所以将计算域内的流动性质定为三维稳态常物性不可压缩湍流流动。

使用 FLUENT 软件求解计算域内流场的 N-S 方程,其中包括的连续方程和动量方程^[12]为

$$\sum \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{U'_i U'_j} \right]. \quad (2)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; U_i, U_j 为速度分量, m/s ; p 为压力, Pa ; $\rho \overline{U'_i U'_j}$ 为由湍流脉动引起的附加应力。

为了使包含附加应力的 N-S 方程组封闭,选择在板翅式换热器封头数值模拟时广泛使用的 $k-\varepsilon$ 两方程模型。该湍流模型引入新的物理量耗散率 ε , 用于封闭 N-S 方程组的 k 方程和 ε 方程^[13]分别为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\beta C_\mu k^2}{\varepsilon \sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon. \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u \varepsilon) = \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon \sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon). \quad (4)$$

式中, k 为紊动能, J ; ε 为紊动耗散率; G_k 为紊动能产生项, J ; σ 为紊流普朗特数, $\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$; μ 为气体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 和 C_μ 为 ε 方程常数, $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09$ 。

在对于整个流场进行数值求解时,采用有限容积法离散控制方程组,使用压力基进行耦合求解,选择 SIMPLEC 算法对流相使用二阶迎风格式。将天然气简化为由甲烷(体积分数占 80%)和乙烷(体积分数占 20%)组成的两组分混合物。天然气的入口工况根据现场运行数据而定^[14],天然气的入口压力为 5 MPa,入口温度为 23 °C,每个小通道内的质量流量为 0.00028 kg/s。FLUENT 计算中所用的天然气物性按照入口条件在 REFPROP 中计算得到,密度为 43.1 kg/m^3 ,动力黏度为 1.274 $\times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 。

1.4 网格划分及边界条件

为了节约计算内存和缩短用时,对计算域进行

结构化网格划分。入口管与入口封头部分为直径不等的圆柱相贯,采用自上而下的分块方法进行 Oblock 划分。芯体处 14 层通道的 block 采用自下而上的方法生成。在每层通道中忽略翅片的厚度,通过创建 wall,将每层通道划分为 30 个小通道。最终建立的板翅式换热器网格划分情况如图 2 所示。

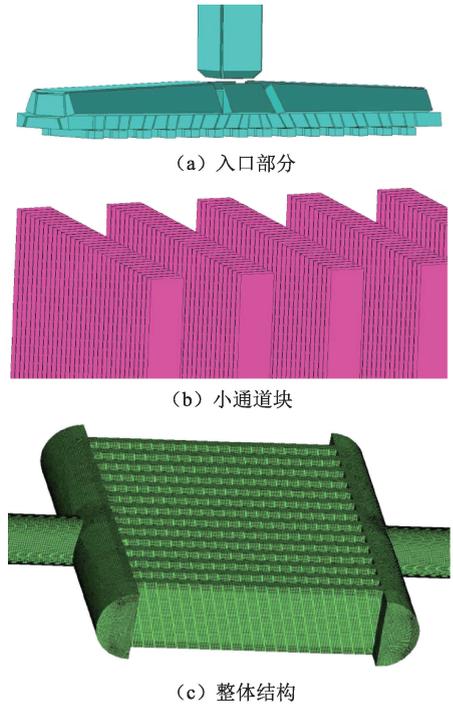


图 2 网格划分示意图

Fig. 2 Mesh diagram of plate fin heat exchanger

入口条件设置为 velocity inlet 边界,出口条件设置为 outflow 边界,壁面设置为无速度滑移。各监控参数的收敛残差均设为 10^{-5} 。在网格无关性检验时采用的网格数分别为 $34 \times 10^4, 63 \times 10^4, 109 \times 10^4$ 和 232×10^4 。模拟工质选择空气,入口速度为 2.0 m/s ,计算得到的入口流速和出口流速随网格数的变化如表 1 所示。可以认为网格数超过 109×10^4 时,计算结果受网格数影响很小。

表 1 网格数量对流速影响

Table 1 Influence of number of grids on flow rate

网格数量/ 10^4	入口流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	出口流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
34	1.834	2.366
63	1.972	2.223
109	1.986	2.139
232	2.014	2.118

2 板翅式换热器天然气侧换热特性

2.1 模型验证

试验中板翅式换热器入口管内径为 40 mm,入口封头内径和长度分别为 60 和 250 mm,热侧翅片

高度、厚度、间距分别为 6.5、0.3、2 mm,冷侧翅片高度、厚度、间距分别为 9.5、0.3、2 mm,芯体长度为 1160 mm。所选试验介质均为空气,工况一^[15]只有流动没有换热,热侧入口雷诺数为 1000;工况二^[10]流动与传热同时进行,热侧和冷侧入口雷诺数分别为 800 和 600,入口温度分别为 64.8 和 25 °C。

由于板翅式换热器内含成千上万的小通道,无法逐一测量,因此试验中采用分区测量的方法。即将板翅式换热器流动出口通路截面划分为 30 个小

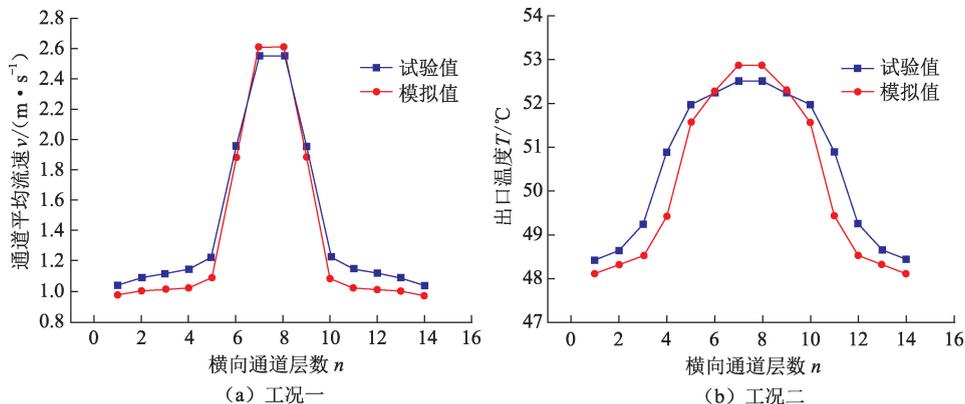


图3 两种工况下模拟值和试验值对比

Fig. 3 Comparison between simulation and experiment data under two conditions

2.2 天然气侧整体出口温度分布

主要对原始板翅式换热器中的天然气侧进行分析,天然气在入口速度为 6m/s 条件下的流量与出口温度分布如图 4 所示。由图 4 可以看出,天然气侧的质量流量分布与温度分布大致呈相同的变化规律,即高流量通道的出口温度高,而低流量通道的出口温度低,分布具有不均匀性。该工况下,天然气侧

区,然后将每个小区作为一个通道进行测量,得到截面三维流量分布。图 3 为两种工况下的模拟结果与文献中试验结果对比。从图 3 中可以看出,工况一的流速最大偏差为 0.16 m/s,平均偏差百分比小于 5%;工况二的冷侧流体出口温度最大偏差为 1.7 °C,平均偏差百分比小于 3%。两种工况下的模拟值与试验值表现出一致的变化规律,说明建立的联合仿真模型和计算方法具有较高的准确度。

正对入口管的小通道质量流量最高为 0.001 kg/s,对应的出口温度最大值约为 11.3 °C。在偏离入口管的小通道中,质量流量逐渐降低,在冷侧具有相同流量的情况下,其出口温度也逐渐降低。当天然气侧质量流量低于 7.67×10^{-4} kg/s 时,冷热侧出现温度交叉,即天然气侧温度与制冷剂侧温度相同。

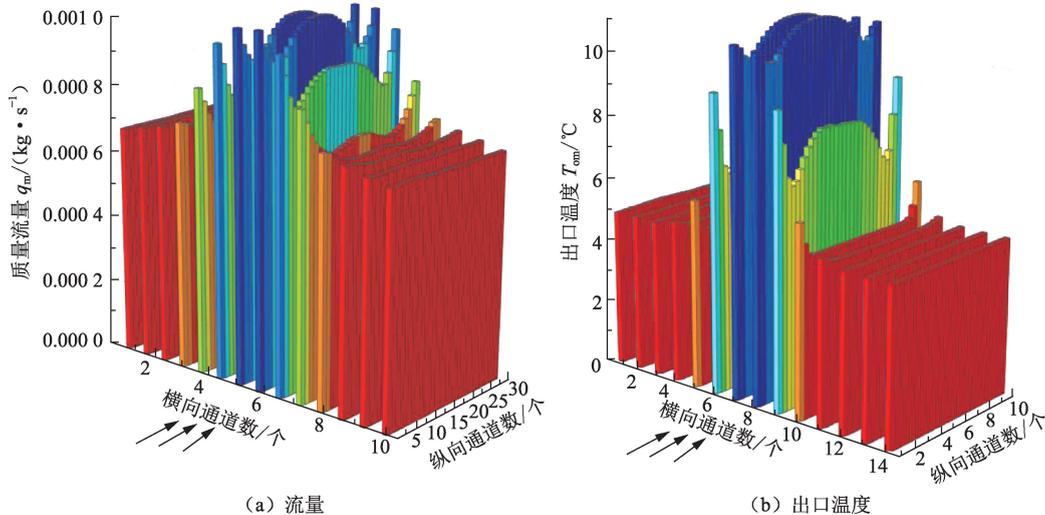


图4 天然气侧 420 个通道流量分配和出口温度分布

Fig. 4 Flow and outlet temperature distribution of 420 channels on natural gas side

同样采用数理统计学中的标准方差理论评估各

模型的出口温度分布均匀性,量纲为 1 的温度分布

不均匀度 S_T 的计算公式为

$$S_T = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{\bar{T}} - 1\right)^2} \quad (5)$$

式中, i 为通道序号; T_i 为第 i 个通道的出口温度, $^{\circ}\text{C}$; \bar{T} 为所有小通道的平均出口温度, $^{\circ}\text{C}$; n 为总通道个数, 选为 14。

由式(5)可以得出, 在天然气侧 420 个小通道内平均质量流量为 0.000 77 kg/s, 最大和最小质量流量比为 1.48, 质量流量不均匀度为 0.15 时, 天然气侧的平均温度为 6.24 $^{\circ}\text{C}$, 出口温度差为 5.68 $^{\circ}\text{C}$, 因此板翅式换热器内由于流量分配不均而引起的出口温度分布不均更为严重。

2.3 不同流量下天然气侧物性变化规律

图 5 为不同质量流量下天然气侧物性与流动传热参数变化, 4 个参数的变化规律如下所示。

(1) 密度。不同质量流量下天然气侧的密度在流动方向上因逐渐被冷却而逐渐升高, 且质量流量较大的密度因温度变化缓慢而变化较小, 3 个质量流量下的天然气密度从 40 kg/m^3 分别升高至 44.5、

44.3 和 43.6 kg/m^3 。

(2) 动力黏度。动力黏度的变化规律与密度沿流动方向的变化趋势及规律相反, 沿流动方向逐渐降低, 且小流量通道内下降速率较大, 气动力黏度从 $2.943 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$ 分别降低至 2.53×10^{-7} 、 2.55×10^{-7} 和 $2.59 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$ 。

(3) 表面传热系数。天然气侧表面传热系数主要受质量流量影响, 而受温度、压力工况的影响较小, 因此不同质量流量下的表面传热系数相差较大, 而各自在流动方向上基本不发生较大改变。由于天然气侧传热为对流传热, 大质量流量小通道具有较大的表面传热系数, 3 个质量流量下的天然气侧表面传热系数约为 167.7、214.9 和 328.5 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

(4) 压降。天然气侧小通道内的局部压降因受温度的变化而沿流动方向逐渐降低。低质量流量下每个计算小单元的压降从入口处的 0.78 Pa 降低至出口处的 0.72 Pa, 中质量流量下每个计算小单元的压降从 1.25 Pa 降低至 1.13 Pa, 大质量流量下每个计算小单元的压降从 2.68 Pa 降低至 2.45 Pa。

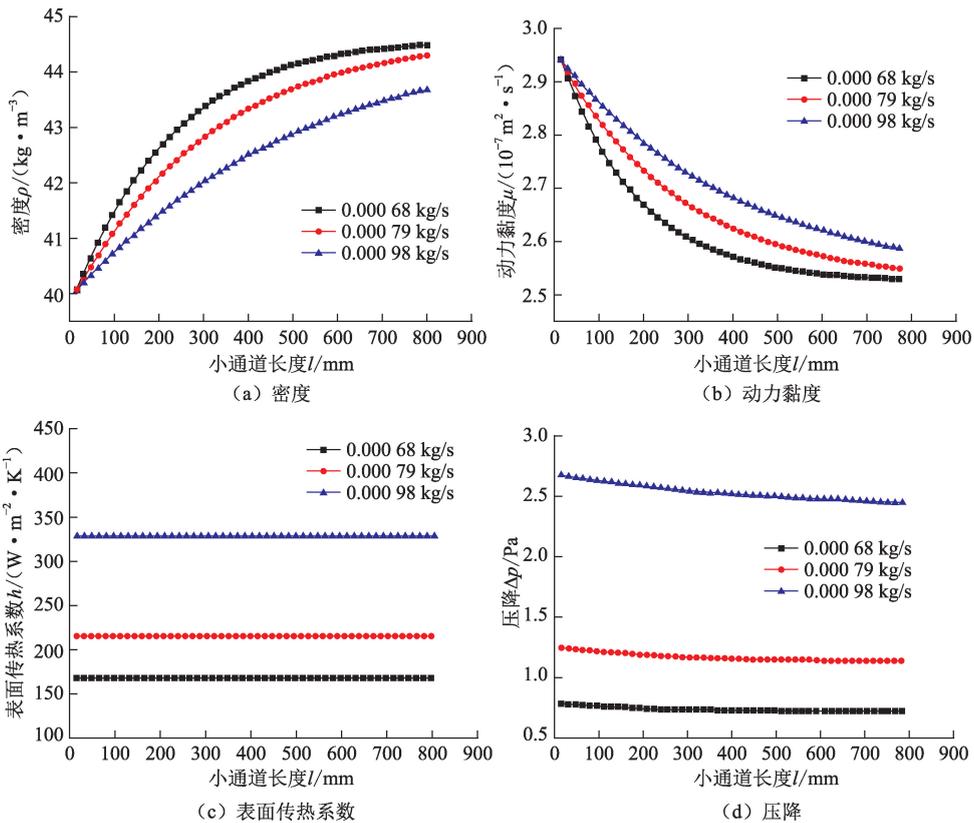


图 5 不同质量流量下天然气侧物性与流动传热参数变化

Fig. 5 Properties and flow heat transfer parameters in natural gas side under different mass flow

天然气侧在不发生相变时, 因温度压力变化会使密度升高约 10%, 动力黏度降低 13%; 因流量变化会使表面传热系数增加约 1.9 倍, 计算微元压降

增加约 3.5 倍。因此忽略这些物性的变化将影响板翅式换热器内的传热压降计算, 而联合仿真计算方法可以准确地考虑温度压力之间的耦合关系以及流

量对物性参数的影响,大大地提高了计算的准确性。

2.4 流量分配对天然气侧小通道换热特性影响

在天然气侧高流量区,出口温度较高,不能得到有效地预冷;而在天然气侧低流量区则出现温度交叉,出现温度交叉的部位冷热流体间温差为0,因无传热动力而无法进行传热,使板翅式换热器内一部分传热面积无法得到充分利用^[16]。为了进一步揭示天然气侧流量分配不均对换热性能的影响规律,以单个小通道为研究对象进行分析。

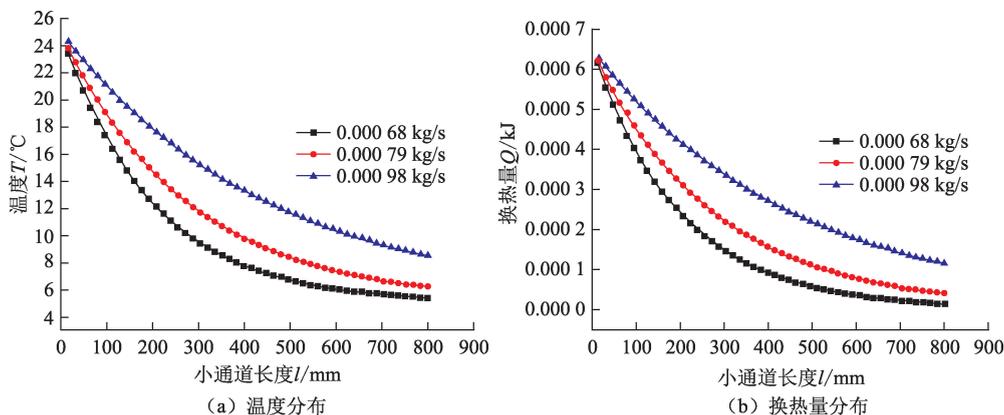


图6 不同质量流量下天然气侧温度和换热量变化

Fig. 6 Temperature and heat transfer flow in natural gas side under different mass flow

(1)小质量流量(0.00068 kg/s)。天然气侧由于温度下降过快而在750 mm处与制冷剂侧温度相同,出现温度交叉现象。在温度交叉及之后的通道中,冷热流体温度相同,传热动力消失,因此在小质量流率的通道内出现无效传热的面积,使换热面积不能得到有效利用。

(2)中等质量流量(0.00079 kg/s)。天然气侧由于温度下降速率中等,在出口处与制冷剂侧维持在2.5℃的温差,没有出现温度交叉现象,使传热面积得到有效利用;同时,天然气在出口被冷却至7.5℃,达到较理想的冷却温度。

(3)大质量流量(0.00098 kg/s)。天然气侧热容量大,虽然换热量大但温降速率较缓慢,使得天然气不能得到充分冷却。

综上所述,板翅式换热器内由于流量分配不均而出现的小质量流量和大质量流量都会造成换热效率下降,出现换热面积不能得到充分利用或者是天然气不能冷却到理想温度等问题。

3 结论

(1)在天然气侧420个小通道内平均质量流量为0.00077 kg/s,最大最小质量流量比为1.48,质量流量不均匀度为0.15时,天然气侧的平均温度为

为了分析流量分配不均对换热性能的影响,天然气侧入口温度设置为24℃,所选的3个流量分别大于、等于和小于平均流量,为0.00068、0.00079和0.00098 kg/s。

图6为不同质量流量下天然气侧温度和换热量变化。由图6可以看出,天然气侧的质量流量越低,具有越小的热容量,使其温度得到快速冷却。3种流量的换热规律如下。

6.24℃,最大最小出口温度比为2.3,出口温度不均匀度为0.357,板翅式换热器内由于流量分配不均而引起的出口温度分布不均更为严重。

(2)天然气侧在不发生相变的情况下,因温度压力变化会使密度升高约10%,动力黏度降低13%;因流量变化会使表面传热系数增加约1.9倍,计算微元压降增加约3.5倍。

(3)板翅式换热器内由于流量分配不均而出现的小质量流量和大质量流量都会造成换热效率下降,出现换热面积不能得到充分利用或者是天然气不能冷却到理想温度等问题。

参考文献:

- [1] BIAN J, CAO X W, YANG W, et al. Supersonic liquefaction properties of natural gas in the Laval nozzle[J]. Energy, 2018, 159:706-715.
- [2] 边江,曹学文,杨文,等.入口压力对天然气超声速液化特性的影响[J].高压物理学报,2018,32(3):1-7. BIAN Jiang, CAO Xuewen, YANG Wen, et al. Influence of inlet pressure on supersonic liquefaction of natural gas mixtures [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2018,32(3):1-7.
- [3] 边江,曹学文,杨文,等. Laval喷管内甲烷-乙烷混合气体低温液化特性[J].天然气化工,2018,43(2):69-74.

- BIAN Jiang, CAO Xuewen, YANG Wen, et al. Low temperature liquefaction characteristics of methane-ethane mixed gas in the Laval nozzle [J]. *Natural Gas Chemical Industry*, 2018,43(2):69-74.
- [4] 李焱,李玉星,胡其会,等.板翅式换热器不同气液入口分配方式的分配性能对比分析[J].*中国石油大学学报(自然科学版)*,2014,38(2):135-141.
- LI Yan, LI Yuxing, HU Qihui, et al. Analysis and comparison of distribution performance of two entrance forms used in plate-fin heat exchangers [J]. *Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science)*, 2014,38(2):135-141.
- [5] 丁鹏,陶文铨.管翅式换热器流动和换热的低阶模型模拟[J].*中国石油大学学报(自然科学版)*,2011,35(2):137-140.
- DING Peng, TAO Wenquan. Reduced order modeling of fluid flow and heat transfer in tube-fin heat exchanger [J]. *Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science)*, 2011,35(2):137-140.
- [6] FLEMING R B. The effect of flow distribution in parallel channels of counter flow heat exchangers [J]. *Advance in Cryogenics Engineering*, 1967,12:352-358.
- [7] CHIOU J P. The effects of nonuniformity of inlet fluid temperature on the thermal performance of cross flow heat exchanger [J]. *Heat Transfer*, 1982,6:179-184.
- [8] RANGANAYAKULU C H, SEETHARAMU K N, SREEVATSAN K V. The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in cross flow plate-fin compact heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997,40(1):27-38.
- [9] 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]. *Heat Transfer Engineering*, 2004,25(8):48-59.
- [10] 文键.基于PIV技术的换热器内部场分布特性研究[D].西安:西安交通大学,2006.
- WEN Jian. The investigation of flow field distribution in plate-fin heat exchangers based on PIV technology [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2006.
- [11] SHOJAEEFARD M H, ZARE J, NOURBAKHS S D. Developing a hybrid procedure of one dimensional finite element method and CFD simulation for modeling refrigerant flow mal-distribution in parallel flow condenser [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017,73:39-53.
- [12] 王瑞金,张凯,王刚. FLUENT 技术基础与应用实例 [M]. 北京:清华大学出版社,2007:33-34.
- [13] JOHN D, ANDERSON J R. *Computational fluid dynamics, the basic with applications* [M]. New York: McGraw-Hill Companies, 1995:75-76.
- [14] 顾安忠,鲁雪生.液化天然气技术手册 [M]. 北京:机械工业出版社,2010:481.
- [15] 张哲.板翅式换热器物流分配特性及换热的研究 [D].西安:西安交通大学,2004.
- ZHANG Zhe. Fluid flow distribution and heat transfer in plate-fin heat exchangers [D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2004.
- [16] 谭冲.换热器中的温度交叉分析 [J]. *化学工程*, 1992,22(1):20-24.
- TAN Chong. Temperature cross analysis in heat exchangers [J]. *Chemical Engineering*, 1992,22(1):20-24.

(编辑 沈玉英)