

天然气加热炉内介质水非稳态耦合热流场研究

郭 韵¹, 张栩宁¹, 周仲伟², 陈 昊¹, 樊俊杰³

(1. 上海工程技术大学 机械与汽车工程学院, 上海 201620; 2. 中国石化上海石油化工股份有限公司, 上海 200540; 3. 上海理工大学 环境与建筑学院, 上海 200093)

摘要: 设计制造高效节能的加热气化设备是油气工业中迫切需要解决的问题。本文深入研究天然气加热炉传热机理, 开创性地构建了大空间非稳态自然对流及介质参与性辐射耦合传热模型, 求解水作为中间载热介质的天然气加热炉内非稳态耦合热流场, 并通过天然气加热、传热流动试验平台, 对边界条件进行试验校准并验证了数值分析模型的正确性。结果显示, 加热炉内流场不均, 整体循环不佳, 加热炉的启动时间为 2.5 h, 加热效率仅为 83.5%, 介质参与性辐射占总传热量的 24.5%。显然, 传统加热炉结构有待优化, 且介质参与性辐射影响不可忽略。

关键词: 加热气化; 非稳态; 耦合传热模型; 加热效率

中图分类号: TK 2 **文献标志码:** A

Unsteady coupled heat flow field of medium water in natural gas heater

GUO Yun¹, ZHANG Xuning¹, ZHOU Zhongwei², CHEN Hao¹, FAN Junjie³

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620; 2. Refining Department of Sinopec Shanghai Petrochemical Co., Ltd., Shanghai 200540; 3. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093)

Abstract: The design and manufacture of high efficiency and energy-saving heating and gasification equipment is an urgent problem to be solved in the oil and gas industry. In-depth research has been carried on the heat transfer mechanism inside the heaters. A combined natural convection and participating medium radiation heat transfer model in the large cylinder was built in a creative way, to solve the unsteady-state coupled heat flow field in the gas heater with water as the heat transfer medium, and the boundary conditions and numerical model were validated through the gas heating and heat transfer flow test platform. The results show that the flow field in the heater is uneven and the overall circulation is poor. The starting time of the heater is 2.5h, the heating efficiency is only 83.5%, and the medium participatory radiation accounts for 24.5% of the total heat transfer. Obviously, the structure of traditional heater needs to be optimized, and the influence of medium participatory radiation can not be ignored.

Keywords: heating gasification; non-steady state; Coupled heat transfer model; heating efficiency

天然气具有高效清洁、储运方便的特点，是世界能源发展的重要方向之一。国际能源署 IEA 统计，天然气在世界能源结构中占比达 23%，到 2035 年将超过煤炭使用量，成为第二大能源。我国 2020 年天然气在一次能源消费结构中的占比近 10%，到 2030 年将提升到 15% 左右^[1-2]。

天然气消费量的增长带来天然气工业的快速发展，天然气加热炉是天然气工业发展必不可少的设备^[3]。在天然气运输、燃烧、以及液化天然气 (liquefied natural gas, LNG) 输配时的气化等，都需要对天然气进行加热。因此，设计制造高效节能的天然气加热炉是推进天然气工业发展的重中之重^[4-5]。目前工程中应用的天然气加热炉有多种形式，如空气加热翅片加热炉，该炉的气化过程受环境温度和湿度的影响较大，无法作为调峰设备，比较适合用在气化量较小的场合^[6]。浸没式燃烧加热炉，虽加热气化速率快，但需耗费大量电力为烟气加压，所以运行费用高^[7]。蓄热式天然气加热炉有效利用了烟气余热，表现出高效节能的优点，但蓄热系统的增加使得加热炉在运行过程中存在安全隐患^[8]。与蓄热式天然气加热炉工作原理相近但是安全系数更高的是内含中间载热介质的负荷型大筒体天然气加热炉。

大筒体天然气加热炉采用整体组装结构，加热炉内温度分布和介质流动主要由火管、烟管束、对流管束、燃料燃烧方式以及中间载热介质的特性决定，具有随机性、脉动性、复杂性等特点^[9-10]，属大空间非稳态自然对流及介质参与性辐射耦合的复杂流动状态下的传热问题。本文建立炉内自然对流和辐射耦合三维非稳态传热模型，搭建 130 kW 实验装置，分析研究中间载热介质为水的天然气加热炉内非稳态耦合热流场特性。

1 实验装置及物理模型

天然气加热实验系统^[11]如图 1(a)所示。大筒体加热炉的尺寸和规格见表 1。大圆筒外包裹 8 mm 厚绝缘层。除了在对流管束进出口、燃料进口以及烟气出口等位置设置了温度和压力测点，为了获得圆筒内载热介质的温度分布，在筒体中心截面还放置了 9 个热电偶。各测点布置如图 1(b)所示。测点 0 位于圆筒中心，定义为圆筒的中心温度；测点 1 位于对流管束第三管程区域；测点 2 位于对流管束第四管程区域；测点 3 位于对流管束第二管程区域；测点 4 位于对流管束第一管程区域；测点 5 位于烟管束的上部区域；测点 6 位于烟管束的下部区域；测点 7 在火管的上部区域；测点 8 在圆筒的底部区域。温度测量值的不确定度主要决定于热电偶的精度和放置位置的偏差，为了与后面的数值模拟结果比较，温度测量不确定度取 $\pm 2\text{ K}$ 。本实验中，燃料流量设为 $10\text{ m}^3/\text{h}$ ，被加热天然气压力为 5.5 MPa ，速度设为 1.67 m/s ，入口温度为 280 K 。

运用 Solidworks 软件建立尺寸和构型与实验结构一致的三维物理模型，将坐标原点设置在圆筒的中心部位，坐标轴及各截面截取部位如图 2 所示。其中，A-A 截面为 $x=0.5\text{ m}$ 处截面，B-B 截面为 $x=0.0\text{ m}$ 处截面，C-C 截面为 $x=-0.5\text{ m}$ 处截面，D-D 截面为 $y=0.21\text{ m}$ 处截面，E-E 截面为 $y=-0.255\text{ m}$ 处截面。

2 数学模型

2.1 基本方程

基于天然气加热炉内实际工作过程，给出如

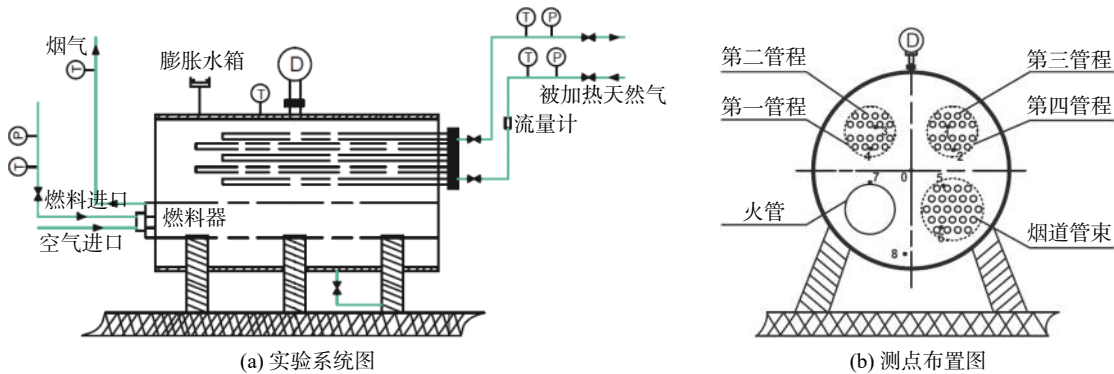


图 1 天然气加热炉实验系统

Fig.1 Experimental system of natural gas heater

表 1 天然气加热炉各部件规格参数

Tab.1 Specification parameters of components of natural gas heater

部件	直径、壁厚、长度/m	材质	数量	管间距/m
燃烧器	外部圆筒	1.316, 0.008, 2.200	Q235碳钢	1
	火管	0.325, 0.008, 2.430	20#碳钢	1
	烟管	0.042, 0.003, 2.228	20#碳钢	24
	空气进口	0.070, 0.003, 0.100	20#碳钢	1
	燃料进口	0.012, 0.003, 0.060		
	对流管束	0.038, 0.003, 7.500	20#碳钢	9
				0.065

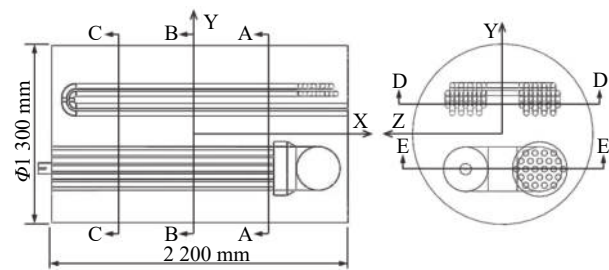


图 2 模型坐标轴及截面位置图

Fig. 2 Model coordinate axis and section location

下三维非稳态自然对流换热与辐射耦合传热的控制方程。

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

式中： ρ 为流体密度； u_i 为沿*i*方向的流体速度分量； t 为时间； x 为坐标。

化学组分守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_s) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j m_s) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_s \frac{\partial}{\partial x_j} m_s \right) + R_s \tag{2}$$

式中： m_s 为组分*s*的质量分数， Γ_s 为它的交换系数； R_s 为由于化学反应引起的生成率或者消耗率。

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \tag{3}$$

式中： P 为静压力； τ_{ij} 为应力矢量； ρg_i 为重力在*i*方向上的分量； F_i 为由于阻力等引起的动量项。

能量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho U T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right) - Q_s + S_{\text{nr}} \tag{4}$$

式中： T 为温度； k 为流体的传热系数； S_{nr} 为除了辐射以外的其他因素（如：化学反应、粘性耗散等）引起的能量变化； Q_s 为辐射源项，通过下式计算：

$$Q_s = k_a \left[4\sigma T^4 - \int_0^{4\pi} I d\Omega \right] \tag{5}$$

式中： k_a 为介质的吸收系数； σ 为黑体辐射常数； Ω 为空间立体角； I 为介质的辐射强度，通过求解辐射传递方程来确定：

$$\mu^m \frac{\partial I^m}{\partial x} + \eta^m \frac{\partial I^m}{\partial y} = -k_a I^m + n^2 k_a I_b \quad (m = 1, 2, \dots, M) \tag{6}$$

式中： I^m 为*m*方向的辐射强度； I_b 为黑体的辐射强度； μ^m ， η^m 为*m*方向上的方向余弦值； M 是离散值。

对于不透明和漫射壁面，辐射边界条件如下：

$$I_\omega^m = n^2 \varepsilon_\omega I_{b\omega} + \frac{1 - \varepsilon_\omega}{\pi} \sum_{n_\omega \cdot s^{m'} < 0} I_\omega^{m'} |n_\omega \cdot s^{m'}| \omega^{m'} \tag{7}$$

式中： ε_ω 为壁发射率； n_ω 为墙外的法向量； $s^{m'}$ 为*m'*方向上的单位向量； $\omega^{m'}$ 为立体角在*m'*方向上的权重。

在有限体积法的基础上，采用商业软件 Fluent 6.3 对大筒体内的流体流动和传热进行模拟。针对加热炉内气体的湍流流动，选用*k*- ε 双方程湍流模型；燃烧选用非预混燃烧模型^[12]；由于炉内同时存在燃烧气体辐射和介质参与性辐射，故本文选用适用范围广的 DO 辐射模型；对于火管和烟管内燃烧过程的介质吸收系数，选用灰气体加权平均 WSGGM 模型^[13]进行模拟计算。

2.2 中间载热介质水的吸收系数

Hale 等在 200 nm~200 μm 波长范围内进行介质水的光学常数测量研究^[14]，得到的波长计算吸收系数的公式为

$$k_a = 4\pi k_\lambda / \lambda \tag{8}$$

式中： λ 为波长； k_λ 为消光系数。介质水的消光系数测量装置如图 3 所示。光源（波长可调节）穿过平行光滤波器后得到一束平行光，平行光束穿透盛有待测水体的玻璃容器，再穿过散射光过滤器到达标准板。标准板为反射率为 1 的朗伯体表面，具有稳定的反射率。最终到达标准板的光被反射进入光谱仪探测器，光谱仪所测量到的辐射量度即可用来计算待测水体的消光系数，进而获得介质水在不同温度和波长下的吸收系数。

图 4 为介质水在不同波长下，温度为 25 ℃ 时所对应的吸收系数，可知在 0.76~20 μm 波长范围内，介质水的平均吸收系数为 180330.2 m⁻¹。图 5 为介质水在不同温度下的吸收系数。

2.3 初始及边界条件

根据加热装置的实际运行情况，计算初始和

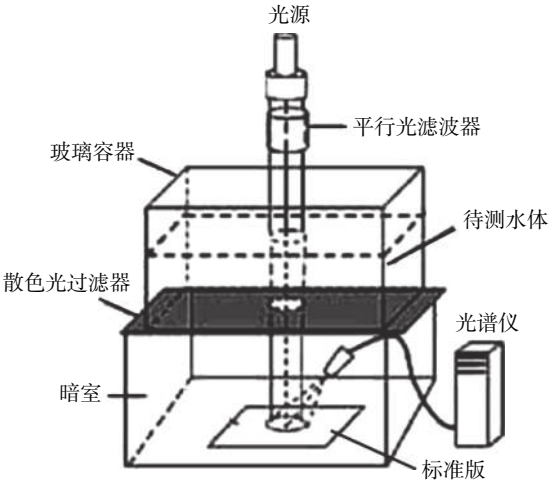


图3 消光系数测量装置

Fig.3 Extinction coefficient measuring device

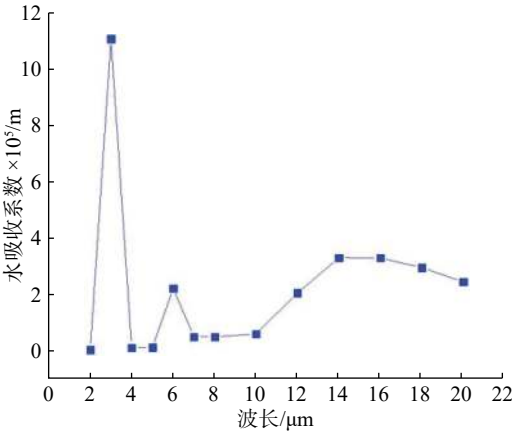


图4 介质水在不同波长下的吸收系数 (25 °C)

Fig.4 Absorption coefficient of medium water at different wavelengths (25 °C)

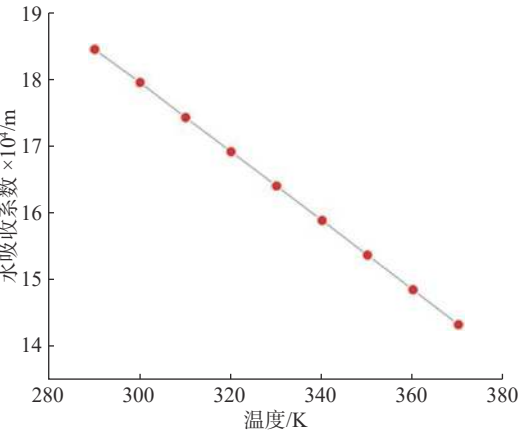


图5 介质水在不同温度下的吸收系数

Fig.5 Absorption coefficient of medium water at different temperatures

边界条件规定如下：大筒体和燃烧器外壁视为绝热边界；不考虑燃烧之外的其他化学反应与变化；

在火管进口和烟道管束出口均没有逸气和吸风。对流管束入口采用速度入口边界条件，出口采用压力出口边界条件；入口处天然气压力为 5.5 MPa，速度为 1.67 m/s，温度为 280 K。对流管束内被加热天然气的各物性参数均设为随温度变化的函数；介质水物性参数设为随温度变化的函数。燃料气进口流量设为 0.0031 kg/s，实际空气量设为 0.054 kg/s。燃烧器的燃料入口和空气入口均采用速度入口边界条件，燃料入口速度设为 39.2 m/s，压力为 0.12 MPa；空气入口速度为 10.9 m/s，压力为 8 kPa；燃料和空气入口温度均为 300 K。烟管出口设为压力出口边界条件，出口压力为-20 Pa。

火管、烟道管束以及对流管束各自内外壁面介质区域不同，将这三类壁面均设为 Coupled 耦合壁面边界条件，壁面黑度取 0.8。

2.4 网格划分

采用无结构笛卡尔网格贴体解，不仅不规则换热面网格系统简单直观，而且避免了节点坐标和控制方程在物理域和计算域的转换^[15]。对燃烧器、火管、烟管及对流管束附近进行了局部网格加密，计算典型网格如图 6 中所示。

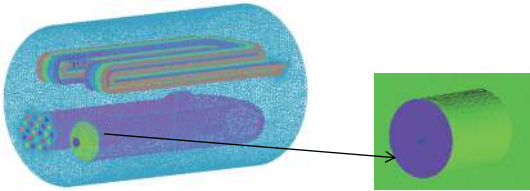


图6 网格划分图

Fig.6 Typical grid system

本文建立了 5 个网格级别进行网格无关性检测：532 万、891 万、1560 万、2770 万和 3630 万。图 7 比较了对流管束内的总传热量与烟管束烟气出口平均温度值。可以看出，总传热量和出口烟温随着网格的细化而收敛。网格数 2770 万时的对流管束总传热量与 1560 万网格的总传热量之差小于 0.25%，烟气出口均温之差小于 0.37%。因此，模拟使用 1560 万网格级别设置。

3 结果与讨论

在继续研究介质水的耦合热流场之前，将模拟温度与图 1(b)中标记的 9 个位置的实验测量值进行比较，如图 8 所示。结果表明，模拟得到的温度与实验结果吻合较好。由于在模拟中忽略了

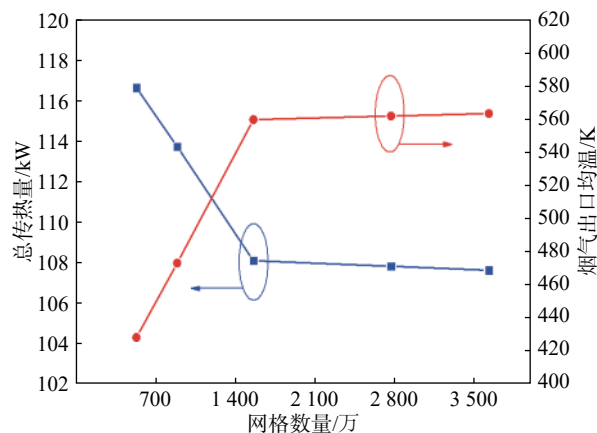


图 7 网格无关性验证

Fig. 7 Grid-independence test of medium water

通过大筒体壁的散热，模拟温度比实验测量值高 1~2.1 ℃。

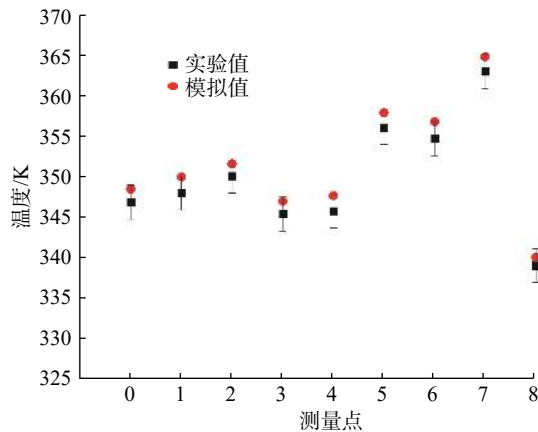


图 8 9 个测量点的模拟值与实验测量值比较

Fig.8 Comparison of the temperatures simulated and measured at nine locations

图 9 为不同时刻被加热天然气出口温度及加热炉加热效率的比较。天然气出口温度随运行时间的增加而增加，当运行至 2.5 h 温度曲线开始平稳。天然气出口温度在 2.5 h 时为 314.68 K，3.1 h 时为 314.79 K，3.7 h 时为 314.85 K，天然气出口温升不超过 0.5 ℃，可认为此时加热炉内热流场已达到准稳定状态。加热炉达到稳态的时间即为该加热炉启动所需时长，因此，以水作为中间载热介质的天然气加热炉的启动时间约为 2.5 h。

图 10 为不同时刻所对应的对流管束总传热量和辐射传热量。同样，对流管束总传热量和辐射传热量随运行时间的增加而增加，当加热炉运行至稳态时，对流管束总传热量为 108 121 W，辐射传热量为 25 765 W，介质水的对流管束辐射传热量占总传热量的比值为 23.3%~24.5%，介质参与

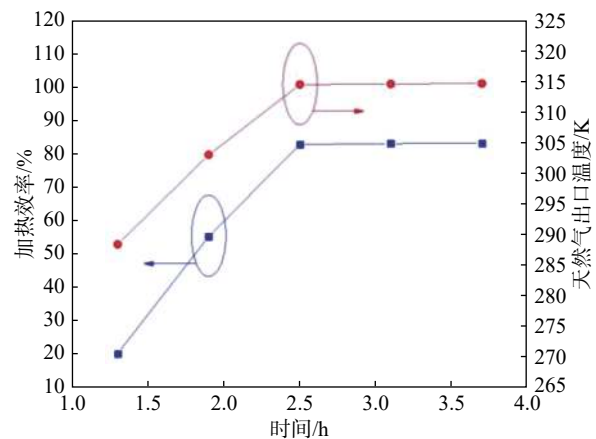


图 9 不同时刻对应的天然气出口温度及加热效率

Fig.9 Gas outlet temperature and heating efficiency at different time

性辐射不可忽略。图 9 中加热炉的加热效率定义为对流管束内天然气吸收的热量与加热炉供热功率的比值，因此，加热效率的变化趋势与对流管束总传热量的变化趋势相同，当加热炉运行至准稳态时，加热炉效率为 83.5%。

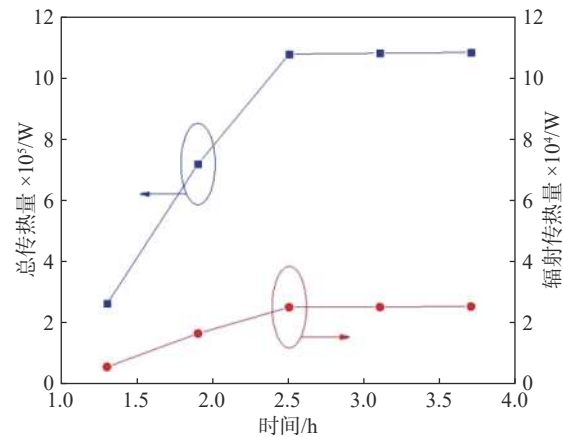


图 10 不同时刻对应的对流管束总传热量及辐射传热量

Fig.10 Total heat transfer rate and radiation heat transfer rate of convection tube bundle at different time

图 11-14 为加热炉运行至稳态时，获得的图 2 中标记的各对应截面的温度和速度云图。图 11 显示，当模拟运行时间达到 2.5 h 时，炉内高温区域开始覆盖上部对流管束，说明介质水已基本加热到工作温度 (350 K)，能为对流管束内的待加热天然气提供稳定的热量。进一步分析各截面温度场 (图 11) 和速度场 (图 12) 可知，截面上火管和烟管束与对流管束之间的介质流动均存在明显的对冲现象，导致内部流场紊乱。加热炉的后部温度最高，介质流动也最剧烈，越靠近火管进口和烟管出口，温度越低，介质流速也越缓慢。

图 13 为 2.5 h 运行时间下在 $y=-0.255\text{ m}$ 截面处的温度云图和速度矢量图，可以看出，介质水在轴向的整体温差较低，由于火管属于 U 型管，在弯管处高温烟气停留时间较长，而且非预混燃烧方式使得燃料在火管中后部才完全燃烧，所以弯管附近的温度较高，此处介质流速也较大。图 14 为 2.5 h 运行时间下在 $y=0.21\text{ m}$ 截面处的对流管束温度云图和速度矢量图，再结合 x 截面各温度场和速度场图可以发现，介质水由于被加热，体积发生膨胀，密度降低，在浮力作用下，温度较高的介质向上流动，而温度较低的介质向下流动，

$x=0.5\text{ m}$ 截面正处于火管后半部分，所以该截面处火管和烟管束与对流管束各管程之间的热量传递较为剧烈。从 $y=0.21\text{ m}$ 截面处的速度矢量图中也可以看出，对流管束第一管程进口处和第四管程出口处因为处于火管后部，周围出现了介质高速流动区域。在截面 $y=0.21\text{ m}$ 中，对流管束第一和第二管程以及第三和第四管程的弯管附近的温度较低，这是由于对流管束也是 U 型管道，因此管内天然气在流经弯管时会出现积聚，再加上弯管增加了与中间载热介质的接触面积，所以在对流管束弯管周围的载热介质会被带走大量的热量，

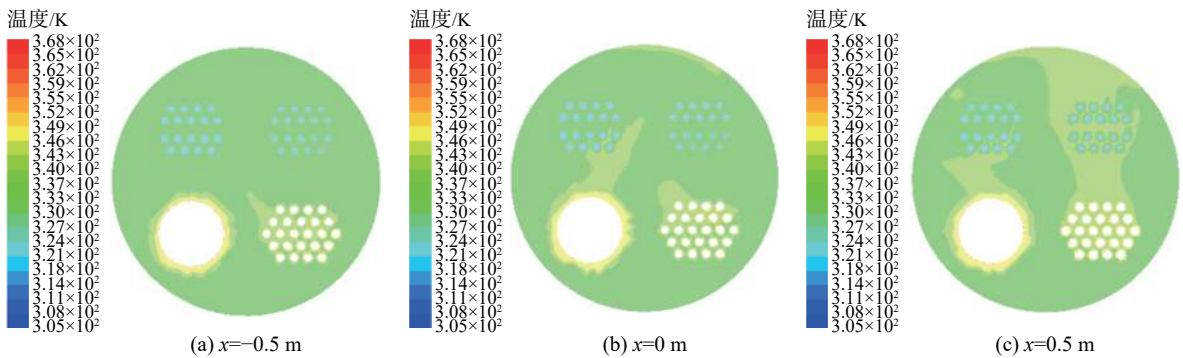


图 11 $t=2.5\text{ h}$ 时的温度云图
Fig.11 Isothermal contour at 2.5 h

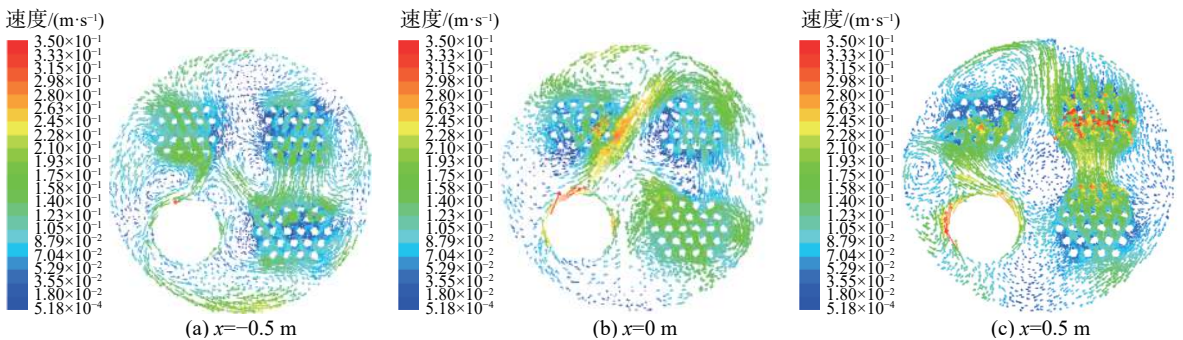


图 12 $t=2.5\text{ h}$ 时的速度矢量图
Fig.12 Velocity vector diagram at 2.5 h

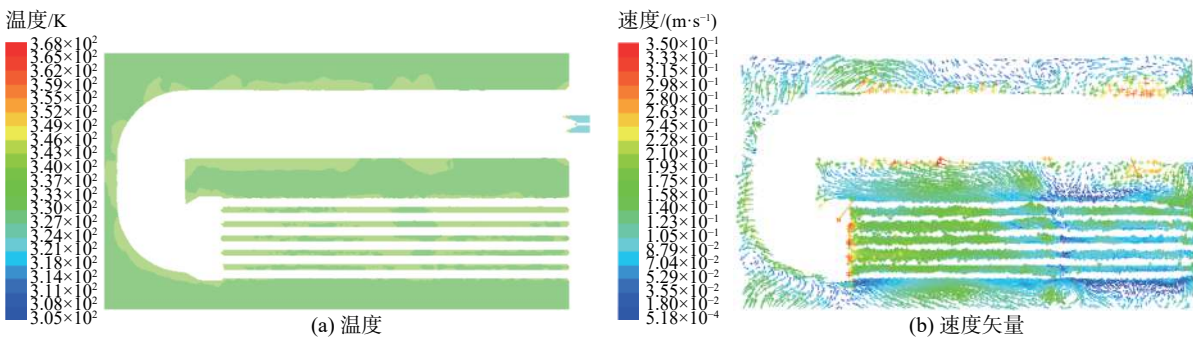
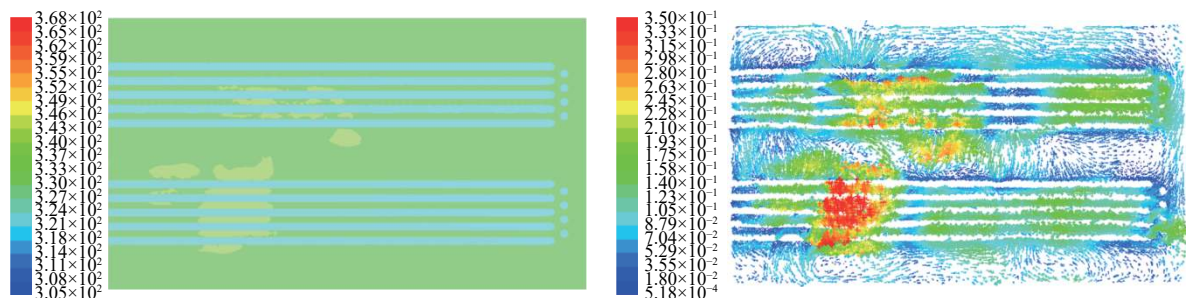


图 13 $t=2.5\text{ h}$ 时在 $y=-0.255\text{ m}$ 截面处的温度云图和速度矢量图
Fig.13 Temperature cloud and velocity vector on section $y=-0.255\text{ m}$ at 2.5 h

图 14 $t=2.5$ h 时在 $y=0.21$ m 截面处的温度云图和速度矢量图Fig.14 Temperature cloud and velocity vector on section $y=0.21$ m at 2.5 h

即此处介质水温度较低, 介质流动较为缓慢。从火管和烟管束与对流管束之间的热量传递上来看, 由于火管壁的整体温度比烟管壁高, 所以火管与对流管束第一和第二管程之间的热量传递较为剧烈, 而烟管束与对流管束第三和第四管程之间仅在加热炉后半部分有较强的热量交换, 在前部和中部热量交换较微弱。

4 结 论

以水作为中间载热介质的天然气加热炉的启动时间在 2.5 h 左右, 此后加热炉内部流场趋于稳定。数值结果表明: 由于炉内介质水的整体循环不佳, 大筒体天然气加热炉加热效率约为 83.5%, 有进一步的提升空间。介质水的吸收系数大, 辐射传热量占总传热量的近 1/4, 虽然自然对流换热在天然气加热炉内仍起主导作用, 但介质参与性辐射不能被忽略。强化炉内自然对流和介质参与性辐射的耦合换热是有效改善大筒体中间载热介质加热炉效率的技术途径。

后续研究可通过在加热炉内部加装导流板来改变炉内结构, 进而改善流场组织, 提高加热炉传热效率。

参考文献:

- [1] HUANG Q L. Insights for global energy interconnection from China renewable energy development[J]. *Global Energy Interconnection*, 2020, 3(1): 1–11.
- [2] 国家能源局石油天然气司, 国务院发展研究中心资源与环境政策研究所, 自然资源部油气资源战略研究中心. 中国天然气发展报告 (2019)[M]. 北京: 石油工业出版社,

2019: 8.

- [3] 程涌, 程秋朦. 浅谈我国天然气工业发展前景与挑战 [J]. *石化技术*, 2018, 25(7): 42.
- [4] 刘文山, 陈治新. 香港终端天然气加热炉节能分析 [J]. *石油化工设备*, 2015, 44(1): 60–63.
- [5] 高红丽, 谢应明, 张佳妮, 等. 储气用天然气水合物强化制备的研究进展 [J]. *能源研究与信息*, 2020, 36(2): 110–116.
- [6] 杨睿杰. 空温式气化器传热特性数值分析 [D]. 西安: 西安石油大学, 2019: 3–6.
- [7] 王新. LNG 接收站浸没燃烧式气化器运行优化 [J]. *建材与装饰*, 2020(5): 210–211.
- [8] 杜卫达. 蓄热式加热炉燃烧系统控制策略研究 [D]. 石家庄: 河北科技大学, 2018: 5–10.
- [9] 于彩霞, 曹伟武, 严平, 等. 天然气加热炉的热力计算与分析 [J]. *上海理工大学学报*, 2008, 30(1): 59–63.
- [10] 李岁, 王元华. 油田水套加热炉高温空气燃烧瞬态模拟及最小换向时间 [J]. *华东理工大学学报(自然科学版)*, 2019, 45(5): 823–830.
- [11] GUO Y, GUO Z X. Flow and heat transfer inside a new diversion-type gas heating Device[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2016, 70(1): 1–13.
- [12] 孟庆洋, 赵宁波, 郑洪涛, 等. 非预混条件下的旋转爆轰燃烧室双波头演化过程数值模拟 [J]. *航空动力学报*, 2019, 34(1): 51–62.
- [13] 杨毅成. 航空发动机部件防火试验的火焰特征分析 [D]. 天津: 中国民航大学, 2017.
- [14] HALE G M, QUERRY M R. Optical constants of water in the 200-nm to 200- μ m wavelength region[J]. *Applied Optics*, 1973, 12(3): 555–563.
- [15] 张航, 付俊峰, 王海军, 等. 基于 ICEM CFD 对交叉管道流场网格划分方法的选择 [J]. *中国水运*, 2019, 19(10): 230–231.

(编辑: 董 伟)