

页岩气管道蒸汽换热器结构设计

雷明月¹, 成思搏¹, 沈 群²

¹重庆科技大学石油与天然气工程学院, 重庆

²中国石油西南油气田公司重庆气矿, 重庆

收稿日期: 2025年6月17日; 录用日期: 2025年7月19日; 发布日期: 2025年9月3日

摘 要

页岩气田开发初期普遍存在井口压力高、水量大、稳产期短的特点, 丛式井场多井串接集输时, 高压井口采用传统节流降压方案, 冬季低温环境下采气管线冻堵问题尤为突出。因此, 针对页岩气井口管道设计一种便携可拆卸的蒸汽相变换热器具有重要意义。结果表明, 在0.2 MPa蒸汽饱和压力、65 kg/h蒸发量工况下开展持续3小时的加热实验。发现页岩气平均温度提升为7.1℃, 达到了预期换热需求。

关键词

蒸汽相变换热器, 数值模拟, 结构优化

Structural Design of Steam Phase Change Heat Exchanger for Shale Gas Pipeline

Mingyue Lei¹, Sibao Cheng¹, Qun Shen²

¹School of Petroleum Engineering, Chongqing University of Science and Technology, Chongqing

²Chongqing Gas Mine, PetroChina Southwest Oil and Gas Field Company, Chongqing

Received: Jun. 17th, 2025; accepted: Jul. 19th, 2025; published: Sep. 3rd, 2025

Abstract

In the early stage of shale gas field development, there are generally high wellhead pressure, large water volume, and short stable production period. When a series of wells are connected in a series of well fields for gathering and transmission, the high-pressure wellhead adopts the traditional throttling and pressure reduction program, and the problem of freezing and blocking of gas pipelines is particularly prominent in the winter low-temperature environment. Therefore, it is of great significance to design a portable and removable vapor phase change heat exchanger for shale gas wellhead piping. The results demonstrated that under the conditions of 0.2 MPa saturated steam

pressure and a 65 kg/h evaporation rate, a three-hour heating experiment successfully increased the average temperature of the shale gas by 7.1°C, meeting the expected heat exchange requirement.

Keywords

Vapor Phase Change Heat Exchanger, Numerical Simulation, Structural Optimization

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

页岩气田区别于常规气田，其井口初期压力较高，含水量大，一般在生产第 2 年或第 3 年开始迅速递减。常采用节流将高压采出气降低压状态下，完成集输，但节流后温度降低极易引起水合物冰堵导致井口堵塞，给气田生产带来严重的危害。因此为同时满足有效抑制水合物和串接后能高效集气两个页岩气田集输工艺要求，将加热和节流工艺结合起来，在节流前进行加热，在有效抑制水合物的同时，实现高效集气。

使用现有的水套加热炉等设备存在以下问题：

- 1) 设备安装及维护工作量大，运营成本高，而页岩气井稳产期较短、压力衰减较快，且仅冬季时管道易出现水合物发生冻堵。因此，设备在安装后很短周期内就需拆卸。
- 2) 某些井口采气管道处空间狭小，难以容纳体积较大的水套炉设备。
- 3) 设备的安装及拆卸过程较为复杂，需要停输进行拆装，影响页岩气的正常生产。

因此现场采用蒸汽车提供高温蒸汽对页岩气采气管道直接冲洗进行加热，待正常生产后再拆除。但此种方式也存在以下问题：

- 1) 加热点蒸汽出口与采气管线接触面积小，受热不均匀，换热量小，蒸汽相变冷凝后保温材料锁水效果差，温度较高时即脱离管线。
- 2) 蒸汽车接入无固定换热装置，操作不便，且影响保温效果。

为了降低成本并提高灵活性，需设计一种适合页岩气井口采气管道且拆装便携的蒸汽相变换热设备，用于冬季防止管道冻堵具有重要意义。

近年来，管壳式换热器的研究围绕结构设计优化展开。国内外的研究者们对之也做了大量的研究工作。Aydin [1]等提出多段折流板优化设计，以总成本最小化为目标优化结构参数。Chen [2]等提出一种新型三层花瓣形折流板换热器，并提出壳程强化设计方案。马春帅[3]等结合正交试验与数值模拟方法，提升了导热油换热器的传热性能。Daneshparvar [4]等基于 CFD 与遗传算法优化螺旋折流板的间距与角度参数，为工业螺旋折流板设计提供算法支持。

本文以西南某页岩气田为研究背景，以管壳式换热器为基础，创新提出一种适用于页岩气井口直管段的便携式蒸汽相变换热器。旨在解决传统设备拆装效率低、空间适应性差的问题，显著提升现场部署灵活性。

2. 换热器结构参数设计

根据现场生产工况，页岩气压力为 15 MPa，输量为 $13.19 \times 10^4 \text{ Nm}^3/\text{d}$ ，温度为 42°C，蒸汽饱和压力

为 0.2 MPa，按蒸发量 30 kg/h 计。本文设计换热器为可剖分式结构，选定梅花型折流板为最终折流板方案，换热器主要尺寸如表 1 所示。

Table 1. Main dimensions of heat exchanger
表 1. 换热器主要尺寸

结构	符号	尺寸	单位
换热器总长度	L	1008	mm
换热器外径	D	219	mm
换热器壁厚	t	4	mm
管径	D_t	89	mm
折流板间距	l	96	mm
导流叶片数量	n	22	片
蒸汽进出口直径	D_s	16	mm
蒸汽入口偏心距离	d	0	mm

便携式蒸汽换热器由换热器外壳、梅花形折流板及蒸汽进出口组成，其主要尺寸示意图如图 1 所示，依据尺寸建立换热器三维模型如图 2 所示。

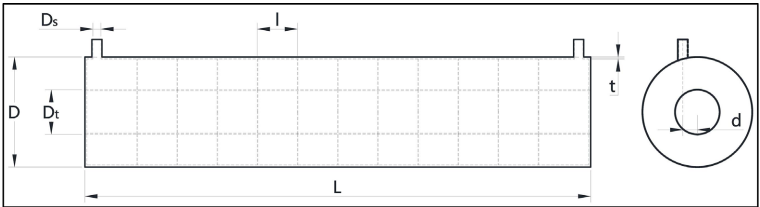


Figure 1. Physical model dimensional drawings
图 1. 物理模型尺寸图

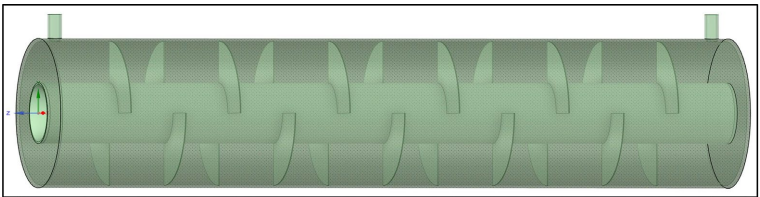


Figure 2. Physical model and internal structure of heat exchanger
图 2. 换热器物理模型及内部结构

3. 换热器多场耦合数值模拟

3.1. 数学模型

RNG $k-\varepsilon$ 模型优势在于能够更好地捕捉近壁区流动分离及中等强度旋流效应。在实际软件求解时，选择模型的一般原则是应用简单，精度高，能够节省计算时间并且具有通用性。RNG $k-\varepsilon$ 在保证计算精度的前提下保持了更好的计算速度与数值收敛性。鉴于此，本研究最终选取精度高，能处理旋转流动情况的 RNG $k-\varepsilon$ 模型。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} \mu_{eff} &= \mu + \mu \\ \mu_i &= \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ C_\mu &= 0.0845, \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39 \\ C_{1\varepsilon}^* &= C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \\ C_{1\varepsilon} &= 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68 \\ \eta &= (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \\ E_{ij} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\ \eta_0 &= 4.377, \quad \beta = 0.012 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

本文采用混合物模型进行两相流数值模拟[5], 选取水蒸汽为主相, 液相为次相, 并考虑气液两相间的速度滑移特性。

3.2. 物理模型

本文采用非结构化网格[6]。在折流板壁面、壳程外壳壁面、页岩气管壁面、蒸汽出入口处设置边界加密网格, 网格数为 549,124, 划分情况如图 3 所示。

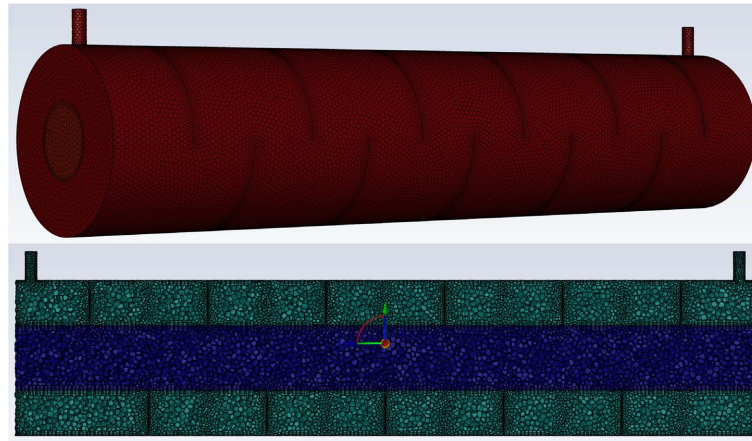


Figure 3. Mesh demarcation

图 3. 网格划分情况

设置页岩气流速 1.6 m/s, 管程与壳程均为速度入口, 出口均完全发展, 其余壁面均设置为绝热壁面。在所构建的计算模型中, 气液相流动控制方程、湍流动能方程及耗散率方程均采用二阶迎风格式进行离

散处理,以提高计算精度。同时,在求解过程中,动态调整松弛因子,以确保计算收敛性。

3.3. 换热器内流场传热特性分析

进行换热器内温度场分析,在轴向均匀取 40 个截面显示温度分布云图,如图 4 所示。

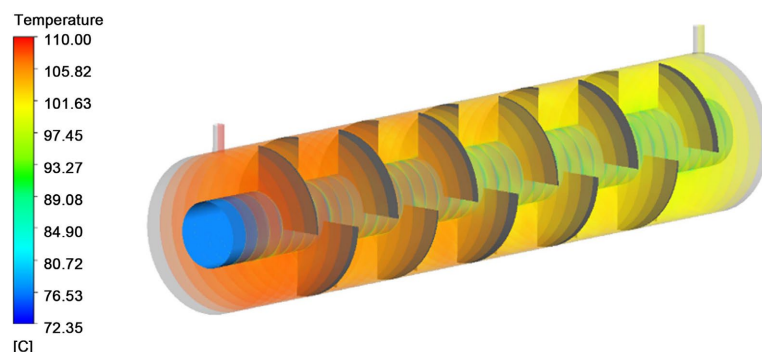


Figure 4. Temperature distribution cloud of 40 axial sections

图 4. 40 个截面温度分布云图

基于图 4 温度场分布特征分析可知,蒸汽入口温度为 110°C ,其正下方近壁区域换热效果最好,高温集中区分布于首级折流板前。随着蒸汽沿导流路径迁移,温度梯度经首级折流板后呈缓降趋势;至第九级折流板下游区域,蒸汽温度降至 72.35°C ,此时因相变作用会有大量液态水析出。该温度演化规律表明,折流板布局对蒸汽热衰减速率及冷凝相变临界位置具有决定性调控作用。

管道外壁的温度分布能够直观地反映出高温蒸汽对管道的加热情况,因此显示管道外壁面温度云图,如图 5。

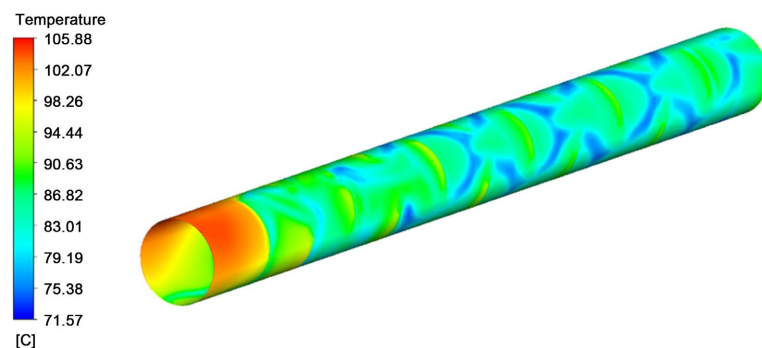


Figure 5. Temperature distribution cloud of the outer wall of the pipe

图 5. 管道外壁温度分布云图

基于图 5 的温度场分布分析可知,蒸汽入口正下方管壁因热流直接冲击形成局部高温峰值区域。鉴于页岩气流速为 1.6 m/s 且加热段长度仅 1000 mm ,其流经时间不足 0.7 s ,热量传递主要局限于近壁热边界层区域,核心流区因对流扩散时间不足导致温度提升不明显。

4. 蒸汽入口偏心距离结构优化分析

换热器的内部结构直接决定换热效果[7],本章针对初步设计的便携式蒸汽换热器进行结构优化,基于 CFD 软件模拟,从蒸汽入口偏心距离进行优化,从温度场方面评价换热器的换热效果,选择最优结构。

在研究过程中发现, 蒸汽进口正对页岩气管道, 蒸汽通入换热器后, 会直接冲击管道, 这样一方面会导致蒸汽流速骤降, 在换热器前部就损失大部分动能, 另一方面, 会对蒸汽进口正下方的管道产生较大的冲击力, 会引起页岩气管道表面涂层冲蚀, 且冲击流引起的流动分离和局部高压区会导致压降显著增加。

因此, 改变蒸汽入口偏心距离能够使蒸汽流不再直接冲击页岩气管道, 逐步变为从管道切向流入。本节将取 0 mm、5 mm、29 mm、53 mm 四个不同偏心距离, 从温度场方面分析得出最优的蒸汽入口偏心距离。

不同偏心距离时轴向剖面上的温度云图如图 6 所示。

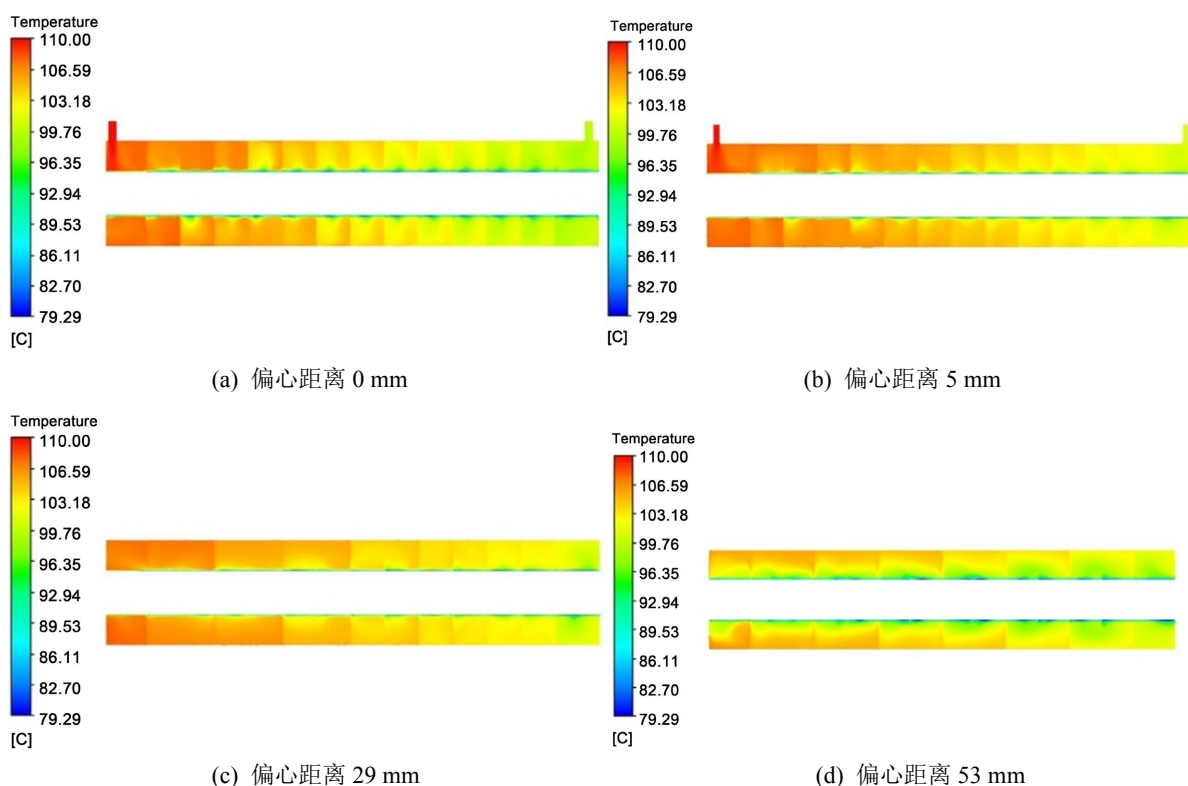


Figure 6. Temperature in axial profiles with different eccentricity distances

图 6. 不同偏心距离轴向剖面温度云图

分析图 6 可知, 偏心距离较小(0 mm 和 5 mm)时, 高温区域主要集中在换热器前部, 在中后部温度较低。增大偏心距离至 29 mm 后, 温度分布明显变得更加均匀。

但当偏心距离达到 53 mm 时, 由于蒸汽形成旋流较强, 整个流体区域中高温区都向着换热器近壁区迁移, 管道近壁区却都变为温度较低区域, 不利于管道内页岩气换热。

因此, 偏心距离为 29 mm 时, 通过增加适当的旋流, 实现了温度场的全域优化。在确保换热器前部换热效果的同时, 维持了中后部传热均匀性与能效平衡性。蒸汽入口处温度积聚效应大幅降低, 使高温区域呈现出更合理的空间拓展特征。

通过壳程温度场和流场的分析已揭示, 偏心距离的变化能够有效实现流场-温度场协同调控。而管程页岩气温度的变化是最能直观体现换热器换热效果的参考之一, 为研究管程流体沿轴向的温度演化规律, 选取距管心 0 mm (轴心)、10 mm (近轴区)、25 mm (过渡区)及 40 mm (近壁区)四个典型位置, 通过温度 -

轴向距离曲线量化不同径向区域的传热差异。最终得到不同偏心距离下的温度变化折线图如图 7 所示。

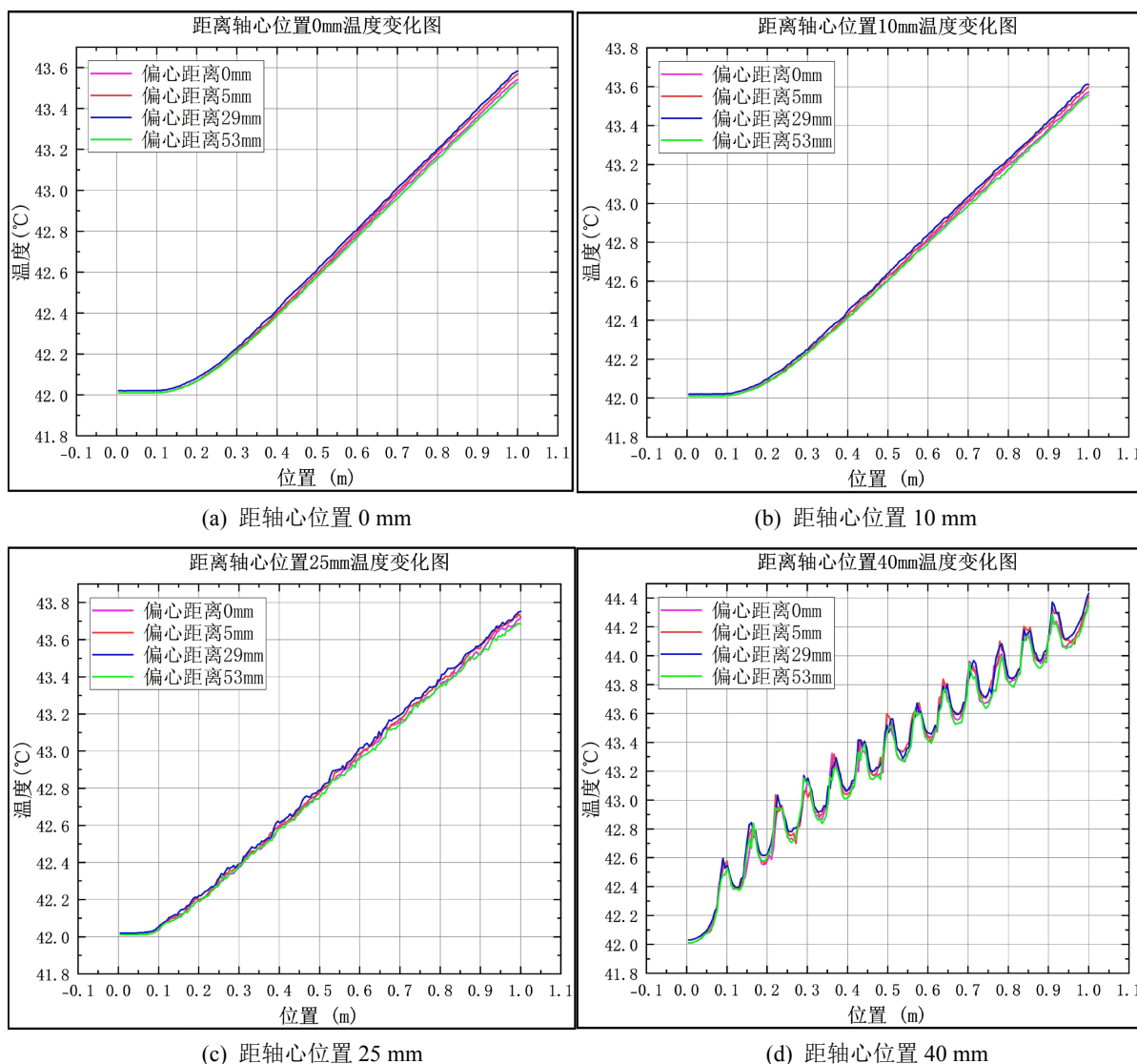


Figure 7. Temperature variation at different locations for different eccentricity distances

图 7. 不同偏心距离下距轴心不同位置处的温度变化图

通过分析图 7 可知,在轴心区域(0 mm),通过改变偏心距离,温度变化曲线差距比较明显。当偏心距离增大到 29 mm 时,由于一部分蒸汽流从管道切向流入形成了旋流,使得换热器内温度分布更加均匀,轴心处换热效果显著提升,出口处温度达到 43.58℃。但偏心距离达到 53 mm 时,由于蒸汽流形成旋流过强,因此换热器内高温区域集中在换热器壁面处,反而降低了轴心处的换热效果,在四个模型中最差。

在近轴区域(10 mm),四模型温度变化曲线差距与轴心区域类似。偏心距离为 29 mm 模型,出口处温度最高,达到 43.62℃。

在过渡区域(25 mm),四个模型的温度变化曲线图差距进一步减小,偏心距离的变化主要影响换热器对管道加热的均匀性,对管心处的影响比较明显,越靠近管壁处影响越小。偏心距离为 29 mm 时,此处温度曲线的平均增长斜率只略高于其他三种模型。

在近壁区域(40 mm),从平均增长斜率来看,四模型增长速度几乎无差异。改变蒸汽入口偏心距离能够增强换热器对管道轴心及近轴区的换热效果。但对管道近壁面区的换热效果改变不是很明显。

综上所述,蒸汽入口偏心距离的增大,能够帮助蒸汽流在进入换热器壳程后形成旋流,偏心距离越大,形成的旋流就越强。旋流的生成会大大减小蒸汽流在入口处和第一对折流板处的速度损失,使得湍流动能在整个换热器内部分布更加均匀,有利于相变换热。但当偏心距离增大到一定值时,形成的较强旋流会使整个换热器内高温区域集中的换热器近壁区,且会明显降低蒸汽相变率,减小蒸汽潜热利用率,反而降低了换热器的换热效果。

因此,优选 29 mm 为最佳的蒸汽入口偏心距离。

5. 结论

本文立足于现场页岩气生产实际情况,在充分调研的基础上,基于管壳式换热器设计了一种适用于页岩气井口直管段的便携式蒸汽相变换热器,旨在解决目前已有换热设备用于页岩气井口管道时拆装不便的问题,同时完成对管道内页岩气加热,避免管道冻堵风险。结合结构设计建立模型,利用 Fluent 软件对换热器结构进行优化设计,提高换热器的换热效果,最后结合现场数据验证换热器换热效果。主要内容及结论如下:

1) 由计算结果与现场实验数据对比分析可见,多场耦合可准确描述换热器内流动与换热过程。

2) 对蒸汽入口偏心距离进行结构优化,取偏心距离为 0 mm、5 mm、29 mm、53 mm,从轴向分析偏心距离的改变对蒸汽在换热器壳程中温度的影响,最后结合管程内页岩气的温度变化,确定最优蒸汽入口偏心距离为 29 mm。该参数在保证良好相变换热效果的同时,有效改善了流场分布与温度场均匀性,为后续工程应用提供了可靠的设计依据。

本文对于换热器蒸汽入口的偏心距离进行结构优化,折流板均与管道垂直方向布置。因此未来可通过改变折流板倾角,探究其变化对换热器内蒸汽流动及温度变化的影响。

另外,由于条件限制,换热器所采取的相变材料为水蒸气,但本文研究发现由于页岩气井口直管段长度及管径限制,蒸汽出口的温度依旧较高,蒸汽潜热利用率仍是值得注意的问题。未来可继续以提高蒸汽潜热利用率为目标继续优化换热器结构或探寻能实现更优换热效率的相变材料。

基金项目

重庆科技大学研究生科技创新计划项目(YKJCX2420131)。

参考文献

- [1] Aydin, A., Yaar, H., Engin, T., *et al.* (2020) Optimization and CFD Analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger with a Multi-Segmental Baffle. *Thermal Science*, **26**, 293-293.
- [2] Chen, J., Zhao, P., Wang, Q. and Zeng, M. (2020) Experimental Investigation of Shell-Side Performance and Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Different Flower Baffles. *Heat Transfer Engineering*, **42**, 613-626. <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1716485>
- [3] 马春帅, 张宏, 孙娜, 等. 基于换热器工作特性的新型折流板结构优化研究[J]. 机床与液压, 2024, 52(18): 149-155.
- [4] Daneshparvar, M.R. and Beigzadeh, R. (2022) Multi-Objective Optimization of Helical Baffles in the Shell-and-Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics and Genetic Algorithm. *Energy Reports*, **8**, 11064-11077. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.08.249>
- [5] 戈锐. 管壳式换热器壳侧气液两相流动和传热的数值模拟研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [6] 范雅婷. 交错百叶折流板管壳式换热器性能研究[D]: [硕士学位论文]. 太原: 太原理工大学, 2021.

- [7] Hanan, A., Zahid, U., Feroze, T. and Khan, S.Z. (2021) Analysis of the Performance Optimisation Parameters of Shell and Tube Heat Exchanger Using CFD. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, **21**, 830-843.
<https://doi.org/10.1080/14484846.2021.1914890>