

李玉宏,任慧刚,李琪飞,等. 立式套筒生物质热风炉换热器流动与传热数值计算[J]. 江苏农业科学,2021,49(18):189-195.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2021.18.032

立式套筒生物质热风炉换热器流动与传热数值计算

李玉宏¹,任慧刚^{1,2},李琪飞²,陈维铅¹,黄腾^{1,2},李涛¹

(1. 甘肃省太阳能发电系统工程重点实验室/酒泉职业技术学院,甘肃酒泉 735000;

2. 兰州理工大学能源与动力工程学院,甘肃兰州 730050)

摘要:以西北地区某温室增温设备为研究对象,为了提高该增温设备的换热效率,对换热器部件进行数值模拟计算。此次模拟采用 realizable - 湍流模型,速度和压力的耦合采用 SIMPLEC 算法,分别对直形、蛇形绕管换热器的换热性能即对壳程空气的加热情况进行模拟计算。结果显示,直行绕管换热器壳程气体平均出口温度为 358.89 K,将壳程空气加热了 354.04 K;蛇形绕管换热器壳程气体平均出口温度为 368.89 K,将壳程空气加热了 364.04 K。说明蛇形绕管换热性能较好,其管程中烟气温度降低幅度较大,壳程气体加热情况较好,流动速度分布均匀。

关键词:生物质热风炉;管壳式换热器;流体流动;数值换热;fluent 模拟

中图分类号:TK172.4;TK69 **文献标志码:**A **文章编号:**1002-1302(2021)18-0189-07

生物质热风炉在人们的生产生活中用途广泛,其工作方式为生物质颗粒燃料燃烧释放热量,通过高温烟气将空气加热,使得空气温度达到相关使用标准,用于生活采暖、工业生产、热固化、粮食烘干、戈壁温室等领域。本研究的生物质热风炉为温室专用,为了提高其换热性能和效率,从热风炉最主要的设备即换热器的设计优化方面着手。在此基础上设计 2 种类型换热器对其进行数值计算。

管壳式换热器是一种特殊设备,其类型众多,特点各异,基本工作原理是将热流体的一部分热量传递给冷的流体,广泛应用于工农业^[1]。管壳式换热器主要用于调节多种工作介质的温度,是一种较为有效的回收利用余热、废热的装置^[2]。蛇形绕管换热器是最早出现的一种换热仪器设备,其结构简单、造价经济,具有制造、安装、清洗、维修方便等特点,由于其管子可以承受较大的压力,通常用于高压流体的冷却或作为反应器的传热元件^[3]。截至目前,蛇形绕管换热器的换热面积和压降的计算主要依靠工程公式和类比的计算方法。随着计算机

技术和计算流体力学(CFD)的极速发展,采用数值计算的方法研究换热器受到了很大的关注。早期对换热器的计算研究大部分集中在换热器单侧的模拟研究,如单独对一方面壳程流体或管程流体进行数值计算^[4]。这类研究都是基于换热管恒壁温或恒热流密度的假设条件下进行的,与实际情况存在一定的差异。随着研究的深入,越来越多的学者开始计算整体换热器的流动与传热情况研究^[5]。罗亮利用 Fluent 软件对翅片管换热器进行了管内和管外整体耦合传热计算研究,得到了热管两侧的对流换热系数^[6];付磊等利用 Fluent 对管壳式换热器的流体流动以及其耦合传热进行了数值计算,分别得到管程、壳程的流速、压降、温度等相关参数信息^[7];高绪栋等利用 Fluent 对管壳式换热器进行了数值计算和优化设计^[8-9]。

以上学者所研究换热器的管程、壳程中的流体基本都为液体,而本课题研究的是立式套筒生物质热风炉换热器,其管程、壳程内流体分别为高温烟气和常温空气,基于气体介质来分析优化换热器结构。

本研究利用 Fluent 软件^[10]对热风炉的 2 种不同类型换热器模型进行传热数值计算,得出 2 种换热器内的温度和速度分布,并计算出 2 种换热器管程和壳程的进出口温度差,为 2 种不同类型换热器的绝对换热面积系数计算及速度分析提供新的方法和途径。

收稿日期:2020-12-20

基金项目:甘肃省高等学校产业支撑引导项目(编号:2019C-20);
陇原青年创新创业团队项目(编号:2020RCXM125);甘肃省高等学校创新能力提升项目(编号:2019A-251)。

作者简介:李玉宏(1967—),男,甘肃酒泉人,副教授,主要从事生物质能的开发与利用。E-mail:lyu9196@sohu.com。

通信作者:李琪飞,博士,副教授,主要从事流体机械流动理论方面的研究。E-mail:lqfy@lut.cn。

1 仿真模型

1.1 物理模型的建立

本研究数值模拟的研究对象为某项目设计的生物质热风炉的某一结构设备,即设计的2种不同类型换热管的换热器,此2类换热器结构均由环绕热管和壳体组成,有4个流体进出口,即烟气进口、烟气出口、空气进口、空气出口。温度不同的2种气体介质分别在给定的2个空间域中流动,通过壁面传热和气体介质在表面的对流,实现了2种气体之间的换热。

模型的建立是进行后续数值计算的基础,合理的模型能为后续网格划分及计算省去很多麻烦。在三维软件Creo 5.0中建立的2种换热器模型分别如图1、图2所示,2种换热器的参数分别如表1、表2所示。

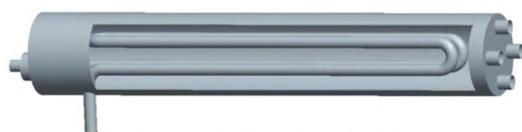


图1 直行绕管换热器三维模型



图2 蛇形绕管换热器三维模型

表1 直行绕管换热器主要参数 mm

项目	参数值	项目	参数值
换热器长度	2 360	壳程壁厚	6
换热器直径	600	壳程入口直径	100
换热管直径	100	壳程出口直径	200
换热管壁厚	6	管程出口直径	100
换热管总长	1 800		

表2 蛇形绕管换热器主要参数 mm

项目	参数值	项目	参数值
换热器长度	2 360	壳程壁厚	6
换热器直径	600	壳程入口直径	100
换热管直径	100	壳程出口直径	100
换热管壁厚	6	管程出口直径	100
换热管总长	1 800		

换热器的下方是炉膛,炉膛下方为燃烧室,木屑等成型生物质能燃料在换热器下方燃烧,产生大

量烟气并伴随着大量热量流进换热管(管程流体),换热器上方出口(即烟气出口)安装有引风机。由于该热风炉换热器用于温室加热,故室内的常温空气从换热器下方一侧圆形入口进入,即壳程流体。直形绕管和蛇形绕管换热器常温空气入口布置方式略有不同,直形绕管布置有4个空气入口,直径都为100 mm;蛇形绕管设置有1个空气入口,其直径也为100 mm。由后面数值计算结果得出,此类布置方式对数值计算结果没有影响。壳程空气流通过壁面导热和常温空气在换热管壁表面的对流获得热量,从换热器另一侧圆形出口流出变成所需的热空气。

1.2 模型处理及网格划分

1.2.1 模型处理 为了方便分析,将2种类型的换热管基本设计成对称的布置方式。将2种换热器的三维模型导入ICEM CFD 15.0中进行前期处理。分别抽取换热器的流体域,即抽取空气流体域、烟气流体域和固体流体域。抽取的空气与烟气流体域如图3至图6所示。



图3 直行绕管空气流体域



图4 蛇形绕管空气流体域

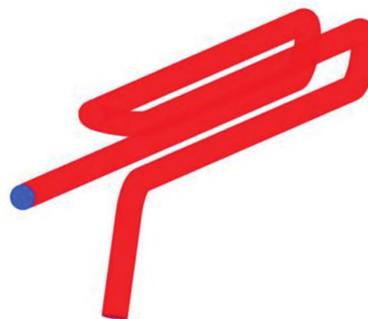


图5 直行绕管烟气流体域



图6 蛇形绕管烟气流体域

1.2.2 网格划分 网格划分在整个数值计算中是非常重要的一个环节,网格类型和尺寸大小是否合理是进行数值计算过程中非常关键的一步,划分出来的网格好坏直接影响到求解的准确性^[10]。直形、蛇形绕管管程几何形状规则,故选择四面体网格进行划分,换热管绕管属于金属材料介质,在进行前处理时,需要指定好材料属性,图7以直形绕管举例说明。



图7 直形绕管管程换热管网格划分

壳程流场内部几何结构比较复杂,因此不宜选择六面体网格。四面体网格的自适应能力可以更准确地捕捉内部流场等信息。在壳程壁面设置边界层网格,边界层网格能较为准确地捕捉边界层的流动和换热状况,减小边界层效应的影响,如图8、图9所示。



图8 直形绕管壳程网格



图9 蛇形绕管壳程网格

2 基本方程与湍流数学模型

2.1 基本方程

本模型所用到的方程有质量守恒、动量守恒、组分守恒方程。由于气体流动处于湍流状态,还要遵守附加的湍流输运方程^[11]。考虑到具有热传导或具有可压缩性的流动,能量守恒方程求解必不可少,其微分方程表达式^[12]为

$$\text{div}(\vec{v}h) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho}\text{grad}T\right) + \frac{\Phi + S_k}{\rho} \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; λ 为流体导热系数; h 为流体的比焓; T 为流体温度; Φ 为耗散函数; S_k 为流体的内热源; v 为流体流速。

2.2 湍流数学模型

标准模型在计算弯曲壁面时会出现失真现象,而 RNG $k - \varepsilon$ 模型^[13]可以改进这一缺陷,但 $k - \varepsilon$ 适用的流动类型比较广泛,包括旋均匀剪切流等,因此选用 realizable $k - \varepsilon$ 模型,其表达式为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M; \quad (2)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dT} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (3)$$

其中, $C_1 = \max\left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5}\right], \eta = S_k/\varepsilon$ 。

在上述方程中: k 为湍流动能; ε 为耗散率; x_j 为张量; t 为时间; μ_t 为湍流黏性涡团系数; S_k, S_ε 分别为湍流动能项、耗散项; v 为运动黏度; G_k 为平均速度梯度引起的湍动能; G_b 为浮力影响引起的湍动能; Y_m 为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响; $C_2, C_{1\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ 是常数; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 分别是湍动能及其耗散率的湍流普朗特数;在 FLUENT 中,作为默认常数, $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2$ 。

3 初始化及边界条件的设置

由于立式套筒生物质热风炉中的温度压力都是较高的,因此换热管材质选用铜;而为了节省成本,其他壳程处采用 Q235 钢。这 2 种金属材料的物性参数如表 3 所示。

表3 金属材料物性参数

材料	密度 (kg/m^3)	热传导系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]
碳钢	7 750	31.1
铜	8 930	370

烟物性参数:烟气在 773.15 K 时,密度为 $0.457 \text{ kg}/\text{m}^3$,定压比热容为 $1.185 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,导热系数为 $6.56 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,动力黏度为 $3.408 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

空气物性参数:空气在 278.15 K 时,密度为 $1.205 \text{ kg}/\text{m}^3$,定压比热容为 $1.005 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,导热系数为 $2.59 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,动力黏度为

$18.1 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

边界条件的设定:2种换热器烟气进口、空气进口均采用速度进口边界,包括烟气、空气入口速度、压力、温度、湍流强度、水力直径等;2种换热器烟气出口、空气出口均设置压力出口边界条件,包括出口处相对压力、湍流强度、水力直径等;壁面边界条件主要包括壁面温度^[14]。

4 模拟结果及分析

为了比较2种换热器的换热性能,引入绝对换热面积系数(α),定义公式为: $\alpha = \frac{L}{A}$,其中, L 为换热管总长度; A 为换热总截面积。据已有工程经验可知,绝对换热面积 α 越小越有利于传热,因此结合数值计算结果和相关理论分析,比较2种换热器的性能。

4.1 管程流场分析

换热管的研究是换热器结构研究的重点之一,对直形管换热器与蛇形换热器的各个场进行分析对比,对原始已有的2种换热管进行优化,设计出效率更高的换热管。

4.1.1 温度场分析 图10至图12分别为从直形绕管换热器烟气进口某一横截面到出口某一横截面的换热管温度分布图,直形绕管3个横截面温度分布趋势大致相同,但大小有差异,这主要是由于直形绕管来回绕了4次的结果,图中可以看出换热管中心处温度高,壁面周围温度低,而且温度梯度较大。这主要是由于气体流黏度的存在,靠近壁面周围气体流流动状态为层流,且层流热阻大,形成了热边界层,此处的传热效果不是特别理想。同样边界条件下的蛇形绕管整体换热管温度分布趋势与直形管基本一致。

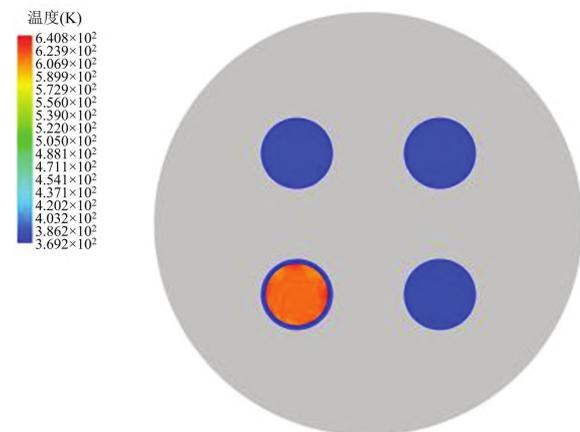


图10 直形绕管横截面温度分布

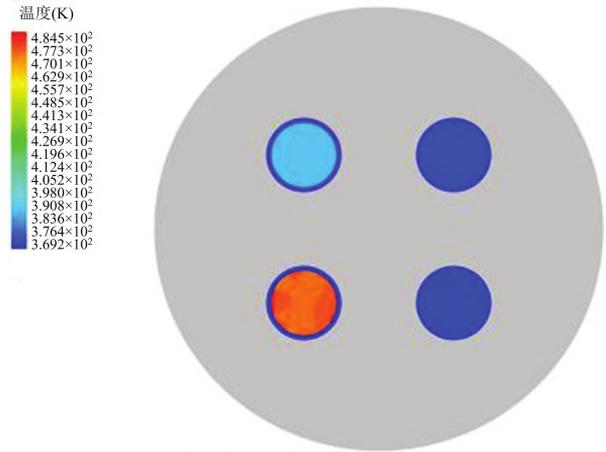


图11 直形绕管横截面温度分布

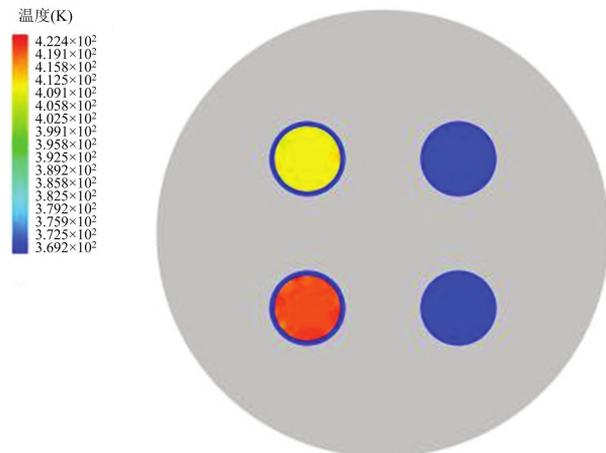


图12 直形绕管横截面温度分布

图13、图14所示为直形管程流体域轴向对称面上的2个温度分布云图。图15为蛇形管程流体域中间纵截面温度分布图,图中所示烟气的温度逐步降低,并且呈现出梯度降低趋势。直形热管高温烟气进出口温差为1 032.35 K,蛇形热管高温烟气进出口温差为639.15 K,这在一定程度上表明换热比较明显。

4.1.2 速度场分析 为进一步了解换热管内的烟气流状态对换热器传热的影响,对烟气流的速度场进行分析。图16至图18所示分别为直形换热管2个纵截面和蛇形换热管纵截面流体速度云图。从图16可以看出,管程中的流体在换热管入口处流速先是稍有增大,然后到换热管中部及后部流速基本稳定下来。由图17可以看出,换热管纵截面2的速度分布变化不是很明显,速度梯度较小,速度较为稳定。从图18可以看出,蛇形绕管换热器管程中速度比较均匀,基本保持在5.2 m/s左右,在蛇形绕

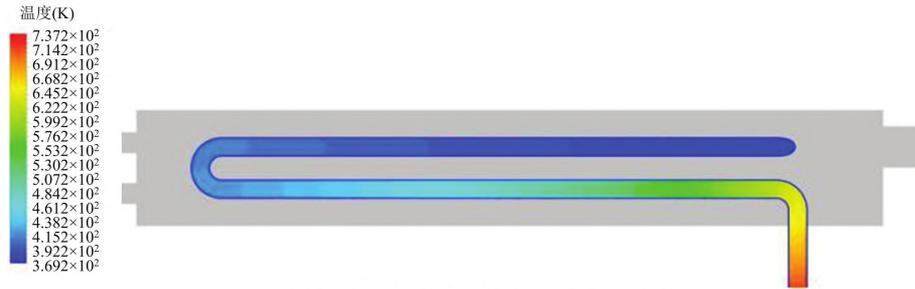


图13 直形换热管纵截面 1 温度分布云图

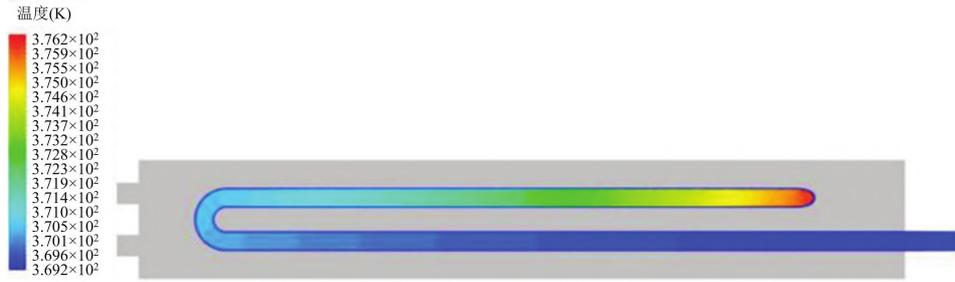


图14 直形换热管纵截面 2 温度分布云图

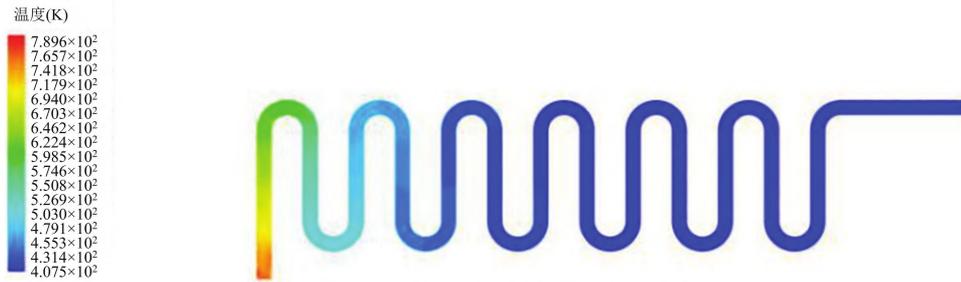


图15 蛇形换热管纵截面温度分布云图

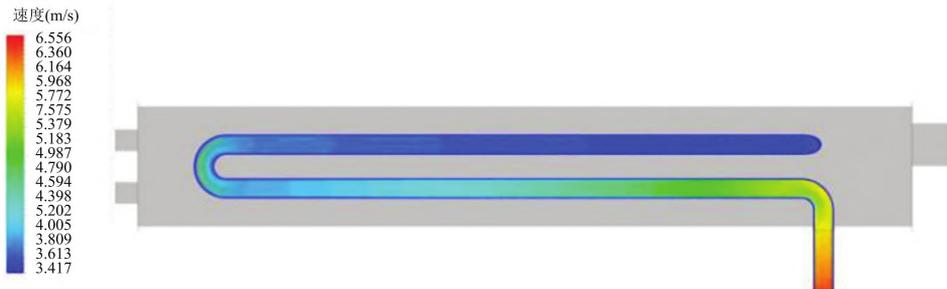


图16 直形绕管换热管纵截面 1 速度云图

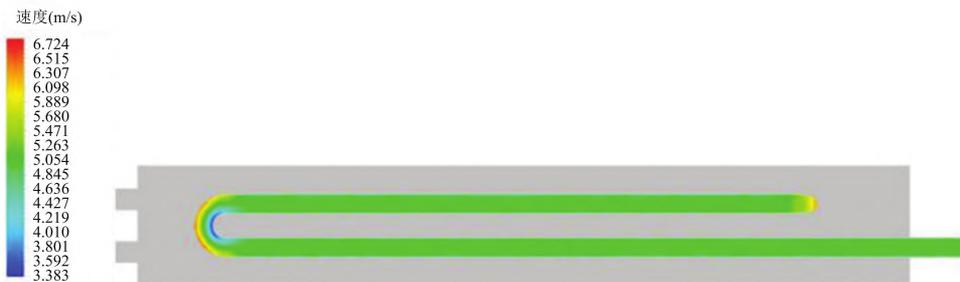


图17 直形绕管换热管纵截面 2 速度云图

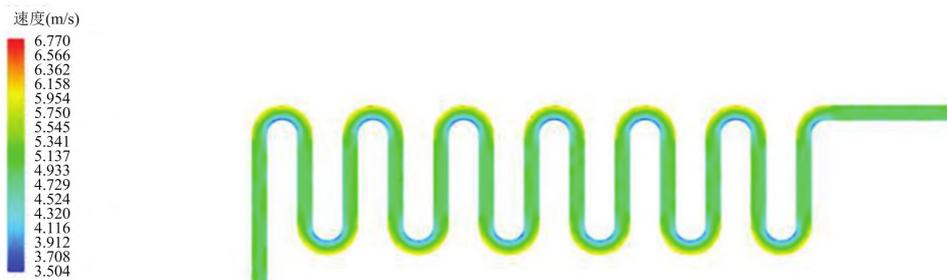


图18 蛇形绕管管程纵截面速度云图

湾处靠近外壁面由于烟气的冲击作用速度较大,基本达到 6.0 m/s,而靠近内壁面基本相反。综上可知烟气流体在换热管内的速度变化幅度不大,湍流强度较小,传热阻力较大。

4.2 壳程流场分析

4.2.1 温度场分析 图 19 和图 20 所示分别为直形换热器壳程纵截面和出口处的温度云图,图 21 为蛇形换热器壳程纵截面温度云图。由图 19 至图 21 可知,壳程中空气温度总体上沿流体的流动方向逐渐升高,且离换热管壁越近,温度越高。但通过对图 21 仔细观察发现,在换热器蛇形绕管中间某一区域温度比周围温度高,这是因为空气流在这个区域处于相对停止的状态,与图 22 速度图对比可以发

现,中间某一区域空气流速度很低,可能是由于存在小涡流造成的,由于小涡流中的空气流速度很低,因此这块区域很快被加热,又由于处于停滞状态,热量无法传递出去,因此这块区域温度相对较高,即形成了传热死区。由图 20 可以看出直行绕管壳程出口处空气流平均出口温度为 358.89 K,由于空气进口温度为 278.00 K,故进出口温差为 354.04 K,即将壳程空气流加热了 354.04 K,但其温度呈现出梯度变化趋势。由图 21 可以看出,蛇形绕管换热器空气流出口温度为 368.89 K,由于进口温度为 278.00 K,故进出口温差为 364.04 K,即将壳程空气流加热了 364.04 K,温度呈现较为均匀。

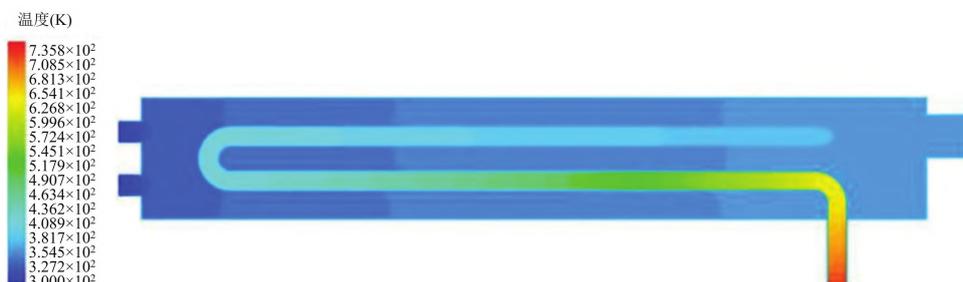


图19 直形绕管壳程纵截面温度云图

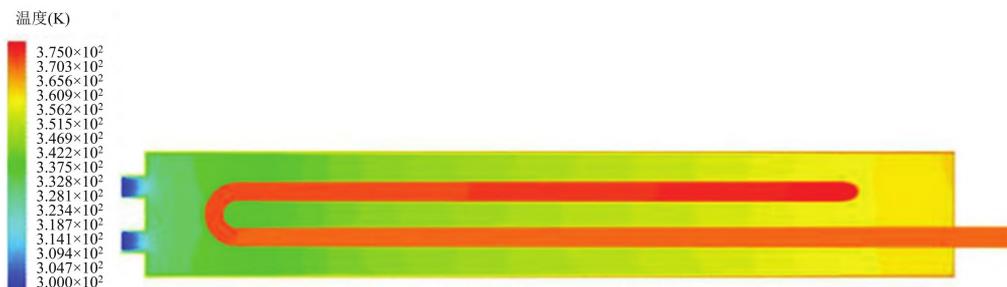


图20 直形绕管壳程出口处温度云图

4.2.2 速度场分析 图 22 所示为蛇形绕管换热器壳程纵截面速度云图,传热死区不是特别明显,速度云图恰好与温度云图相符合,在换热器的左上角和右下角空气流速度较高,而整个壳体中流体速度特别慢,几乎处于停滞状态,这也有利于空气充分

加热,空气流体从壳程入口进入,经过换热管的扰动,斜向上沿壳程出口出去,故蛇形绕管有利于适当消除传热死区的存在,对壳程空气流的加热较明显。

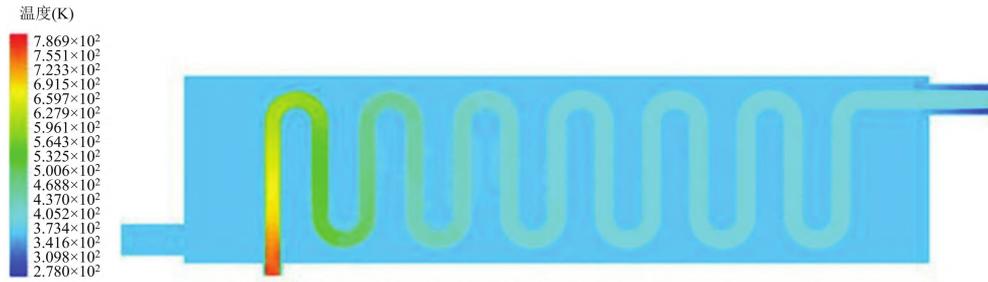


图21 蛇形绕管壳程纵截面温度云图

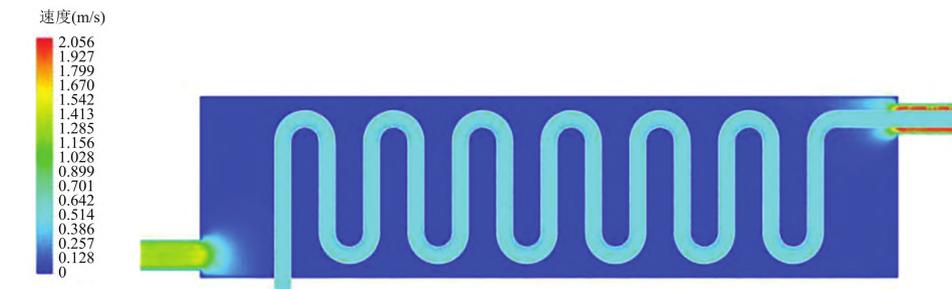


图22 蛇形绕管壳程纵截面速度云图

5 结论

直形绕管、蛇形绕管换热器管程温度分布基本一致,即换热管中心温度高,壁面温度低,且温度梯度较大,但蛇形绕管管程的温度降得更明显,这在一定程度上表明其换热性能较好。

直行绕管壳程气体温度降为 354.04 K,即将壳程空气加热了 354.04 K;蛇形绕管壳程气体温度降为 364.04 K,即将壳程空气加热了 364.04 K。

蛇形绕管换热器对空气的加热特性较好,主要原因与绝对换热面积系数有关,即管长与壳程域中间纵截面(换热管所占面积)的比值,对于直形换热管 $\alpha = 0.0127$,对于蛇形换热管 $\alpha = 0.00965$,因此 α 越小越有利于传热,这与数值模拟计算的结果相符合。

参考文献:

- [1] 王志鹏,雷勇刚,杜保存,等. 垂直布置百叶折流板管壳式换热器性能研究[J]. 太原理工大学学报,2020,51(6):912-917.
- [2] 许丽华. 管壳式换热器壳侧流体流动特性数值模拟分析[J]. 机电信息,2020(14):46-47.
- [3] 闫君芝,崔金健,党睿. 管壳式换热器传热性能数值模拟[J]. 化工科技,2019,27(6):36-38,49.
- [4] 赵壮,李文昌,王小芳. 蛇管式换热器传热性能的数值模拟[J]. 化工机械,2010,37(4):461-464.
- [5] 付磊,曾焱林,唐克伦,等. 管壳式换热器壳程流体流动与传热数值模拟[J]. 压力容器,2012,29(5):36-41.
- [6] 罗亮. 翅片管换热器传热特性的数值模拟研究[D]. 长沙:中南大学,2010:19-21.
- [7] 付磊,唐克伦,文华斌,等. 管壳式换热器流体流动与耦合传热的数值模拟[J]. 化工进展,2012,31(11):2384-2389.
- [8] 高绪栋. 管壳式换热器的数值模拟及优化设计[D]. 济南:山东大学,2009:32-36.
- [9] 王明军. 管壳式换热器的数值模拟与优化设计[D]. 长沙:中南大学,2011:22-24.
- [10] You Y H, Chen Y Q, Xie M Q, et al. Numerical simulation and performance improvement for a small size shell and tube heat exchanger with trefoil hole baffle [J]. Applied Thermal Engineering, 2019(89):220-228.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001:68-72.
- [12] 张洋乐. 板壳式换热器板管内流场的数值模拟研究[J]. 石油化工设备技术,2020,41(5):5-10.
- [13] 张洋乐. 板壳式换热器板管内流场的数值模拟研究[J]. 石油化工设备技术,2020,41(5):7-9.
- [14] 董天飞. 管壳式换热器结构与性能分析[D]. 长春:吉林大学,2019:72-76.