

非能动余热排出系统 C 型管换热器数值模拟

刘爱琼¹ 张小英² 李志威¹

(1. 华南理工大学 电力学院, 广东 广州 510640; 2. 中山大学 中法核工程与技术学院, 广东 珠海 519082)

摘要: 为保证在事故工况下非能动余热排除系统有效导出余热, 对其主要设备 PRHR 热交换器进行换热特性研究, 建立了非能动余热排出系统 C 型管换热器的内外耦合传热分析模型, 采用一维均相流模型计算管内冷凝换热与 CFD 程序分析水池空间的自然对流。研究进口质量流量、进口流体含气率、管倾角和水箱温度对 C 型管换热器换热特性的影响。结果表明: C 型管换热器入口倾斜段管内始终为饱和的两相流体, 在竖直段与出口倾斜段, 管内流体温度逐渐下降; 管内压力、流体焓值和换热系数沿管长逐渐降低; 大约在冷凝 70 s 后, 管内流体参数趋于稳定; 管壁温度在入口倾斜段迅速下降, 在竖直段和出口段趋于平缓。增大进口质量流量与进口流体含气率, 流体温度、流体焓以及管内外换热系数增加, 并且沿流动方向受两者的影响逐渐减小; 若管倾斜角度增大 20°, 出口倾斜段管内流体温度下降约 3 °C; 当水箱温度升高 10 °C, 汽泡生成与脱离速度加快, 水箱内部换热增强, 入口倾斜段外壁温升高 2 °C 左右, 出口倾斜段外壁温大约升高 0.2 °C。CFD 模拟结果展示出水箱内汽泡大部分聚集在 C 型管上部并逐渐向上流动, 致使热流体向上运动, 冷流体向下流动, 形成自然循环。

关键词: C 型换热器; 耦合传热; 冷凝传热; 自然对流

中图分类号: TK124 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.07.004

引言

第三代核反应堆广泛采用 PRHRs(非能动余热排出系统)^[1-2], 非能动余热排出系统的重要设备是 PRHR 热交换器, 在反应堆冷却剂丧失时采用自然循环导出堆芯余热^[3-4], 研究 PRHR 热交换器的传热特性对核电站安全具有重大意义。

国际上, Hyun-Sik Park 等人通过建立 VISTA

(瞬态和事故整体模拟实验验证) 试验台对非能动余热排出系统进行了模拟试验^[5], 系统采用直管换热器; Young-Jong Chung 等人对非能动余热排出系统运用系统分析 MARS 代码进行热工水力计算^[6], 该系统也采用直管换热器, 忽略内部流体换热变化, 计算热排出能力; Aszodi 等人运用 CFD 软件采用二维模型模拟大容器水池自然循环过程^[7], 外部热源以定加热功率 4 kW 代替; Xiao Zejun 等人对先进压水堆非能动余热排出系统进行瞬态与稳态试验研究^[8]; 在国内, 周成思等人对余热排出换热倾斜直管在管外为大气压下饱和池沸腾条件下进行了冷凝传热稳态特性的实验研究^[9]; 李勇等针对非能动余热换热器多孔壁面管和光管在垂直安装时其大容积沸腾换热能力进行实验研究^[10]; 于雷等利用在不同工况下以垂直管内蒸汽凝结换热的实验数据来验证 RELAP5/MOD3.2 程序对非能动余热排出系统的适用性^[11]; 陈薇等人运用 CFD 软件在外壁面定热流密度边界条件下对换热水箱内气液两相自然循环特性进行了数值模拟^[12], 研究忽略 C 型管管内冷凝换热和管壁导热过程。

C 型管的传热包括三个过程: 蒸汽在管内壁冷凝, 金属管壁导热和管外的对流换热, 是一个管内外耦合换热的问题, 且管外水箱内的流动是复杂的两相自然对流, 目前针对换热器管内外耦合换热及详细解析管外水箱自然对流过程的研究很少。本文将 C 型管冷凝换热和换料水箱的耦合换热问题进行研究, 建立管内流动的数学模型, 采用 CFD 程序分析管外的自然对流, 得到管内、外换热系数以及温度随管长的变化, 分析进口质量流量、进口流体含气率、管倾角和水箱温度对换热器传热性能的影响。

收稿日期: 2015-05-19; 修订日期: 2015-07-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51176052, 51376065); 广东省科技公关基金资助项目(2013B010405004)

作者简介: 张爱琼(1992-), 女, 湖北鄂州人, 华南理工大学硕士研究生。

通讯作者: 张小英(1973-), 女, 中山大学教授。

1 几何模型

本文研究采用全尺寸的换热管和内置换热水箱模拟换热器的冷凝过程与换热水箱的对流换热过程, 揭示其换热能力。C 型管与换料水箱的几何形状如图 1 所示。C 型管束共有 n 根管, 管的水平间距为 l mm。总长为 L m 的 C 型管, 其中竖直部分长 L_1 m, 倾斜部分长 L_2 m, 其倾斜角为 θ° , 管内径为 D mm, 厚度为 d mm。换料水箱的体积为 V m³ 其形如倒七字, 水池总长 a m, 前部分长度为 a_1 m, 水池总高 h m, 前部分高度为 h_1 m, 宽 w m。

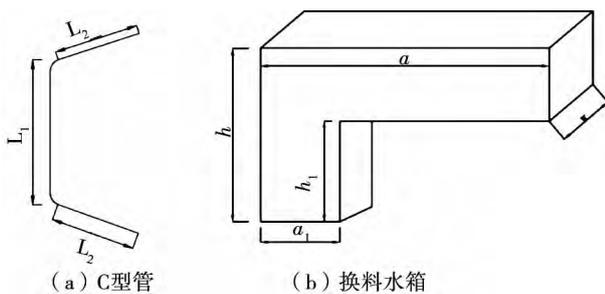


图 1 C 型管与换料水箱的几何模型

Fig. 1 Geometrical model for C-shaped tubes and material changing water tanks

2 数学模型

2.1 管内的流动与换热模型

计算管内冷凝换热时, 将 C 型管束根据总流通面积与质量流量等效为一根管。采用均相流模型来计算沿管长方向流体参数随时间的变化, 对管内流体的能量方程(1)、质量方程(2)以及动量守恒方程(3)可列出:

$$A \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(mh)}{\partial x} = 2\pi r q \quad (1)$$

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial m}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} + A \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial(mu)}{\partial x} + \rho g A \cos\theta = 0 \quad (3)$$

式中: A —管横截面积 m²; ρ —密度 kg/m³; h —焓值 kJ/kg; m —质量流量 kg/s; t —时间 s; x —管长 m; r —管半径 m; q —热流密度, W/m²; p —压

强 Pa; u —速度 m/s; θ —管倾角 ($^\circ$)。

管内流体与管壁对流换热, 当流体为单相时管内换热系数采用的 Dittus-Boelter 公式; 当管内流体为两相流时, 采用文献 [13] 推荐的适用于高压条件下水平管内的冷凝换热计算模型。管的倾斜角度对换热系数有影响, 采用文献 [14] 提出的修正式, 根据水平管的换热系数 h_0 计算倾斜管的换热系数:

$$\frac{h_i}{h_0} = (1 + \sin\theta)^{0.214} \quad (4)$$

式中: h_i —倾斜管的换热系数, W/(m²·k); h_0 —水平管的换热系数, W/(m²·k)。

2.2 管外的流动与换热模型

换料水箱的水装量非常大, 可忽略对流换热时水装量的变化, 只考虑水箱的升温。对换料水箱的流体列出能量守恒方程, 通过此方程求出每一时刻的焓值和温度。

$$M \frac{\partial h_{\text{water}}}{\partial t} = Q \quad (5)$$

式中: M —水装量 kg; Q —总热量, W; 下标 water—管外水相。

为计算水箱的水与管外壁的对流换热, 当管外壁温度低于水的饱和温度时, 采用大空间自然对流公式。当管外壁温度高于水箱的饱和温度时, 若水箱温度为饱和温度, 采用大容器饱和沸腾传热公式, 若水箱温度低于饱和温度, 则采用 Chen 式公式来计算传热。

C 型管的传热由蒸汽在管内壁冷凝, 金属管壁导热和管外的对流换热三个过程构成, 管壁的导热采用薄壁金属管的一维径向导热模型计算。求解时先假设一组管壁温度, 依此求解管内外的换热系数, 并计算管内外的换热热流, 当换热净热流不为零时, 采用牛顿-拉菲尔森法迭代求解壁面温度。

2.3 管外流动的 CFD 计算模型

为了研究管外大空间自然对流的流动现象, 采用 CFD 进行模拟分析。将 C 型管的流通面积和管内流体流量折算成 3×3 管束, 其几何模型如图 2 所示。计算选用两相流混合模型和带旋流修正的 $k-e$ 模型, 两相流体分别为水和水蒸气, 两相质量传输为蒸发-冷凝模型, 管壁温度采用前面传热计算的结果。水池的上表面压力为定义为安全壳内压力, 水池壁面定义为绝热壁面。

2.3.1 网格敏感性分析

为进行网格敏感性分析,采用四种数目的网格,求解流场参数并分析结果的敏感性,从中选取合适的网格数目。网格敏感性结果如图3所示,分析网格数目对管内平均换热量的影响,从网格数由高到低分别计算出其与最高精度网格热流量的最大误差,分别为0.1.38% 3.02% 4.68%。可以看出四种网格计算的偏差很小,综合考虑,选择网格数目为630 057。

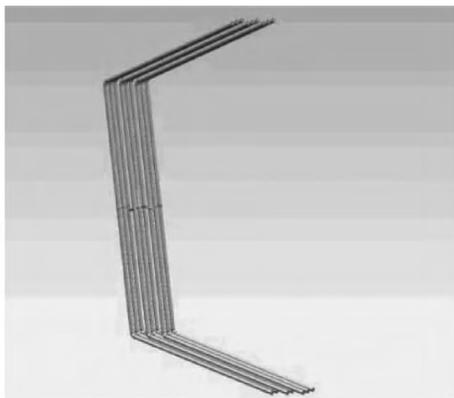


图2 3×3管束的几何模型

Fig.2 Geometrical model for 3×3 tube bundles

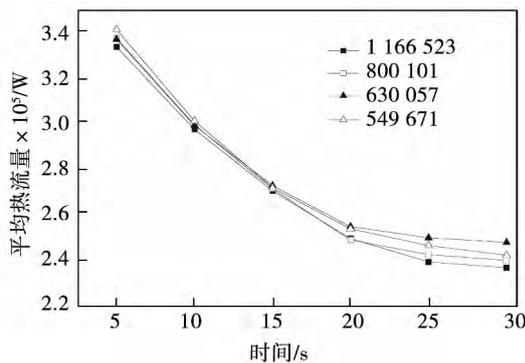


图3 网格敏感性分析

Fig.3 Analysis of the grid sensitivity

3 计算结果与分析

3.1 验证性计算

用上述模型模拟文献[15]的大容器饱和沸腾传热实验,并将计算结果与实验结果进行对比。该问题的实验段为长4 m,倾斜角5°的直管。管内径

为14 mm,厚度为2 mm。实验管放在体积0.65 m³的冷却水池中间,水池的横截面积为0.406×0.32 m²。水池初始温度保持为大气压下的饱和温度,实验管内蒸汽压力范围为2~7.65 MPa,质量流量范围为0.018~0.065 kg/s。

图4给出了不同蒸汽压力下,管内流体出口焓与流体入口质量流量的关系,图中看到,随着质量流量的增加,流体出口焓值增大,计算值与文献中实验值的最大相对误差约为8.07%。图5给出了不同蒸汽压力下,总换热量与流体入口质量流量的关系,图中系统压力对热流量影响很小,随着流体入口质量流量的增加,总换热量逐渐增加,这是因为当流体质量流量的增加导致流速的增加,流体与管壁面的换热得到强化。总换热量的计算值与文献中实验值最大相对误差为14.76%。

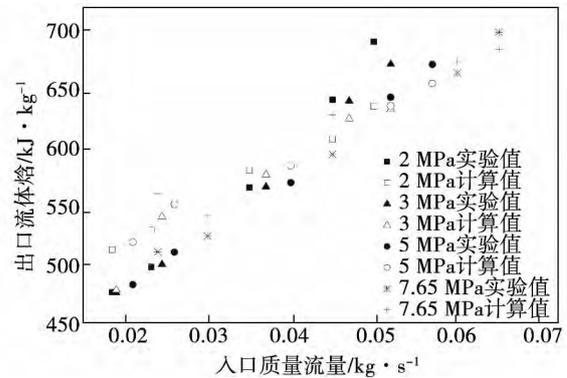


图4 出口流体焓实验值与计算值的对比

Fig.4 Comparison of the test and calculation value of the enthalpy of the fluid at the outlet

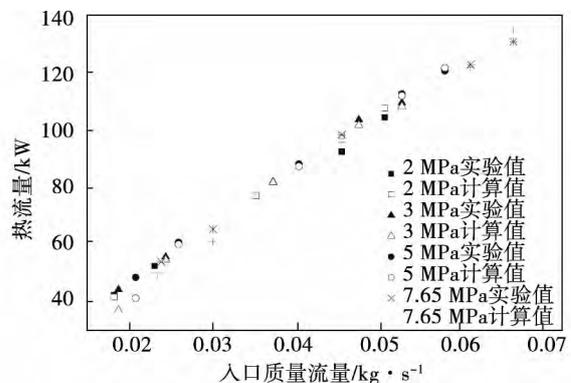


图5 流体功率实验值与计算值的对比

Fig.5 Comparison of the test and calculation value of the power of the fluid

3.2 二次侧非能动冷却 C 型管换热器的计算结果

所研究的二次侧非能动冷却系统采用图 1 的结构参数, 计算管内蒸汽的入口温度为饱和温度, 压力为 $P = 8.25 \text{ MPa}$, 进口蒸汽的质量流量为 $G_0 = 0.102 \text{ kg/s}$ 。管壁的导热系数为 $40 \text{ W/(m}\cdot\text{k)}$; 内置换料水箱的压力与安全壳压力相同, 初始温度为 $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

图 6 给出了 C 型管在不同时刻下管内压力沿管长方向的变化(其中管长比例在 0.3~0.7 为竖直段, 其余部分为倾斜段)。如图所示, 沿管长方向管内压力逐渐降低, 在 0.3 到 0.7 这段区域下降斜率较大。这是因为在这段区域内为竖直管, 与其它位置相比重力作用较强, 阻力越大, 压力下降速率越大。管内压力随时间缓慢减小, 大约 70 s 后基本保持不变, 这是因为蒸汽在管内冷凝, 蒸汽干度逐渐减小, 流体流速越小, 剪切力作用越弱, 并随着冷凝时间加长, 管内流体冷凝作用逐渐趋向稳定, 压力不再变化。

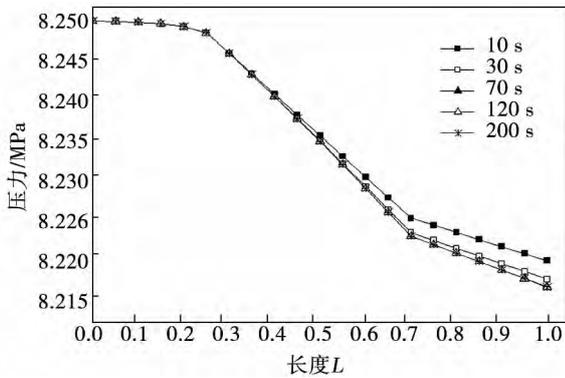


图 6 不同时刻压力沿管长分布

Fig. 6 Distribution of the pressure along the tube length at various times

图 7 给出了 C 型管在不同时刻下管内流体焓值沿管长方向的变化。图中管内流体焓值沿管长方向随时间逐渐减小, 大约 70 s 后基本保持不变, 是因为流体在管内冷凝放热, 焓值减小, 此时流体先处于两相饱和状态, 温度保持为饱和温度不变, 然后沿着流动方向, 流体继续释放热量, 流体温度与焓值缓慢减小, 随着冷凝时间加长, 温度和焓值逐渐下降。当管内流动趋于稳定后, 流体温度和焓值基本保持不变。

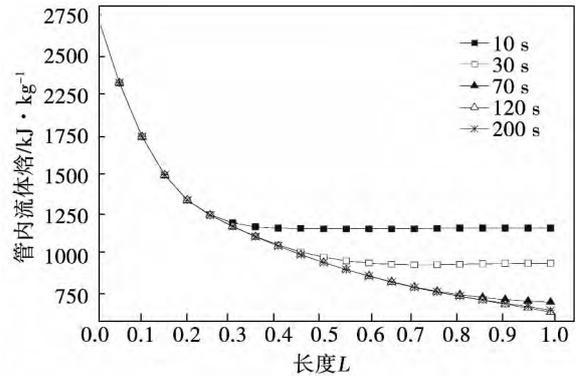


图 7 不同时刻管内流体焓值沿管长分布

Fig. 7 Distribution of the in-tube fluid enthalpy along the tube length at various times

图 8 给出了 C 型管在不同时刻下内壁温沿管长方向的变化。如图所示, 内壁温随冷凝时间逐渐下降, 大约 70 s 后基本保持不变, 内壁温度降幅约 $60 \text{ }^\circ\text{C}$; 在同一时刻, 壁温沿管长逐渐下降。这是因为冷凝时流体与液膜一起向下流动, 凝结液量增加, 液膜厚度增加, 热阻随之增大, 导致内壁面温度沿流动方向逐渐减小, 外壁面温度也随之下降。大约在冷凝 70 s 后, 管内流动趋向稳定, 内外换热达到平衡, 在管外流体温度缓慢上升的过程中内外壁面温度变化非常小。

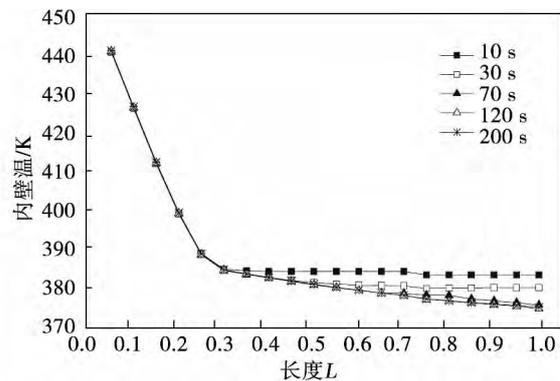


图 8 不同时刻内壁温沿管长分布

Fig. 8 Distribution of the inner wall temperature along the tube length at various times

图 9 给出了 C 型管在不同时刻下管外换热系数沿管长方向的变化。如图所示, 管外换热系数沿管长逐渐降低, 这是因为外壁面温度沿流动方向下降, 外壁面与管外流体的温差减小, 管外换热系数减

小。入口倾斜段管外换热系数随时间基本保持不变, 竖直段和出口倾斜段管外换热系数随时间逐渐减小, 是因为在入口倾斜段处, 管内流体温度基本保持不变, 管内外温差不变, 从而管外换热系数不变。

3.3 水箱大空间自然对流的 CFD 分析

为了研究换料水箱大空间的自然对流, 根据流通面积和质量流量相等关系将 C 型管束折算成 3×3 管束, 采用 CFD 程序进行模拟。图 10 为水箱在不同时刻气相空泡份额云图, 可以看到: 由于沿流动方向管壁温度逐渐降低, 汽泡在水池上部空间的空泡份额比在下部空间大。产生的汽泡先是少量附着在管壁, 随着换热管对换料水箱的加热作用, 汽泡向外扩散。受浮力作用汽泡向上移动, 并在上升过程中被换料水箱内流体冷凝。

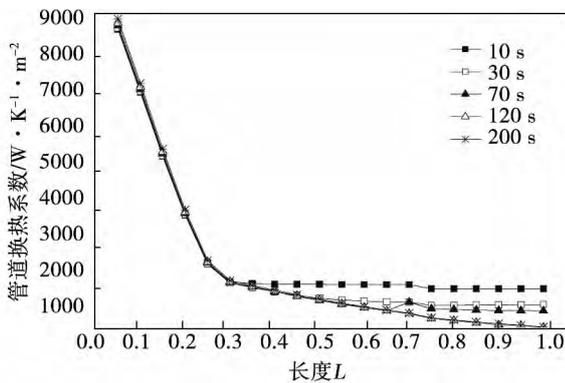


图 9 不同时刻管外换热系数沿长分布

Fig. 9 Distribution of the heat exchange coefficient outside a tube along the tube length at various times

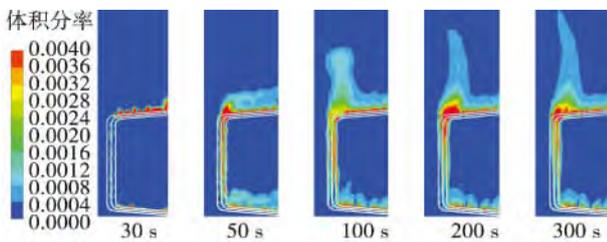


图 10 不同时刻下空泡份额分布图

Fig. 10 Chart showing the distribution of the void fraction at different times

图 11 为水箱在不同时刻的速度矢量图。由于 C 型管外部传热不对称, 各个位置的流动速度不同, 随着加热时间增长, 流体速度增大, 在上弯头及管间

部位流速增大明显。从图中看出管束上方, 热流体逐渐向上流动, 至水箱上部逐渐冷却转而向下流动, 在换料水箱内形成自然循环过程。

3.4 C 型管换热器传热性能的影响分析

为充分了解 C 型管换热器的传热性能, 对影响其传热能力的主要因素进行计算分析。分析管内进口蒸汽质量流量、进口蒸汽含汽率、C 型管倾角和水箱温度对 C 型换热器的影响。计算采用蒸汽入口流量为 $0.8 G_0 \sim 1.2 G_0$, 进口蒸汽含汽率为 $0.5 \sim 1.07$, C 型管倾斜段倾角为 $10^\circ \sim 30^\circ$, 水箱内水温为 $20^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ 。

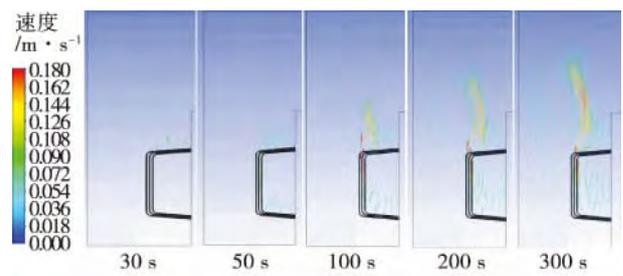


图 11 不同时刻下速度矢量图

Fig. 11 Chart showing the velocity vector at different times

3.4.1 流体质量流量变化对传热的影响

图 12、图 13 给出了入口蒸汽质量流量为 $0.8 G_0$, $0.9 G_0$, G_0 , $1.1 G_0$ 和 $1.2 G_0$, 其它参数与 4.2 节相同情况下, 管内流体温度和内壁温的分布。从图 12 中可以看到, 入口流量变化对管内入口段流体的温度没有影响, 因为这个区域的流体始终为饱和两相流体, 在竖直段和出口段, 随入口蒸汽流量上升, 管内流体温度上升, 流体温度的上升幅度在 C 型管的出口达到最大为 10°C 。在图 13 中, 换热管入口段的内壁温度随入口蒸汽流量增加而上升, 因为蒸汽冷凝释热量随流量增加而上升, 最大入口流量与最小入口流量时换热管入口内壁温度相差 16°C ; 沿换热管长度, 不同入口蒸汽流量的传热管内壁温度之间的差别减小, 传热管出口的内壁温度之差只有 1°C 。

3.4.2 进口流体含气率变化对传热的影响

图 14、图 15 给出了传热管内入口含汽率为 0.5 , 0.8 , 1.0 , 1.038 和 1.07 , 其它参数不变情况下,

管内流体温度和内壁温的分布。

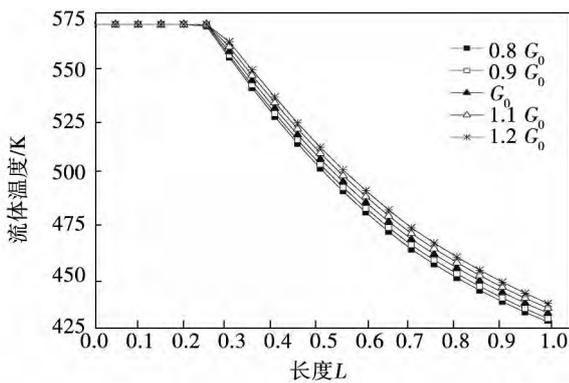


图 12 流体温度随质量流量变化的关系
Fig. 12 Variation relationship between the fluid temperature and the mass flow rate

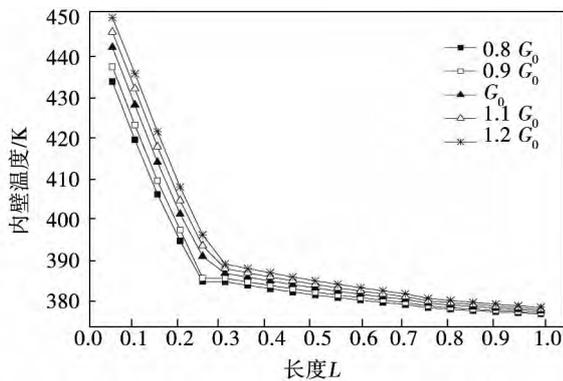


图 13 管内壁面温度随质量流量变化的关系
Fig. 13 Variation relationship between the in-tube wall surface temperature and the mass flow rate

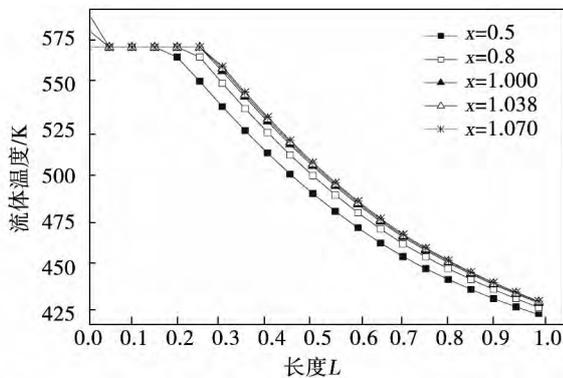


图 14 含气率变化对流体温度的影响
Fig. 14 Influence of the change in gas content on the temperature of the fluid

图 14 为管内流体温度沿流动方向的变化曲线, 图中看到, 随着入口含气率的增加, 管内流体处于两相的区域越长, 管内各点的流体温度升高, 最大入口含汽率时传热管出口的流体温度比最小入口含汽率时大约高 8 °C。因为入口含气率越高, 流体入口焓越大, 冷凝段也越长, 流体温度越高。在图 15 中看到, 在入口段, 随着含气率的增加, 传热管内壁温度增高, 最大入口含汽率时传热管入口内壁温度比最小入口含汽率时大约高 20 °C, 但在距 C 型管入口 2 m 后, 不同入口含气率的内壁温差别非常小, 因为出口倾斜段处流体为单相过冷水, 换热系数受入口含汽率影响很小, 故壁面温度差别小。

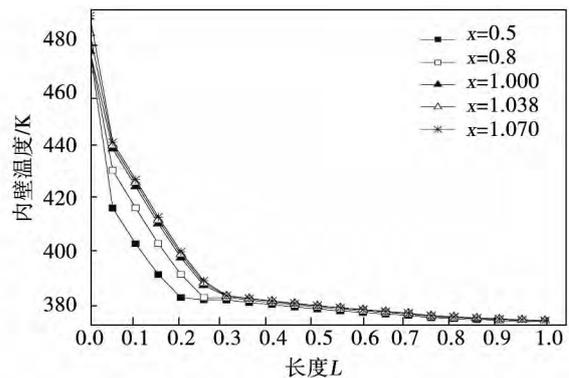


图 15 含气率变化对内壁温的影响
Fig. 15 Influence of the change in gas content on the inner wall temperature

3.4.3 倾斜管倾角变化对传热的影响

当传热管入口段和出口段倾角为 10°、15°、20°、25°和 30°, 而其他参数不变情况下, 传热管内外壁面温度变化很小, 只有传热管出口段的管内流体温度和换热系数有变化, 如图 16 和 17 所示。图中看到, 传热管入口段和出口段倾角增加, 管内的换热系数上升, 流体温度下降, 倾角 30°时出口段的换热系数比倾角 10°时增加 5%, 出口流体温度下降 3 °C。

3.4.4 水箱温度变化对传热的影响

为研究水箱温度对换热器传热性能的影响, 选取水箱温度 20 °C、30 °C、40 °C、50 °C 和 60 °C, 计算管内外的换热。图 18、19 表示管内流体温度、管外壁温沿管长的变化。计算表明, 水箱温度变化对管内流体温度影响很小, 对管外换热影响明显, 水箱温度为 60 °C 出口段的流体温度比水箱温度 20 °C 仅高约 2 °C。图 19 中, 管外壁温随水箱温度增加而上升, 因为水箱温度升高时, 传热管内外流体的传热温

差减小,传热下降导致管壁温度升高,水箱温度每升高 10 °C,入口段外壁温度约升高 2 °C,出口段外壁温度升高 0.5 °C。

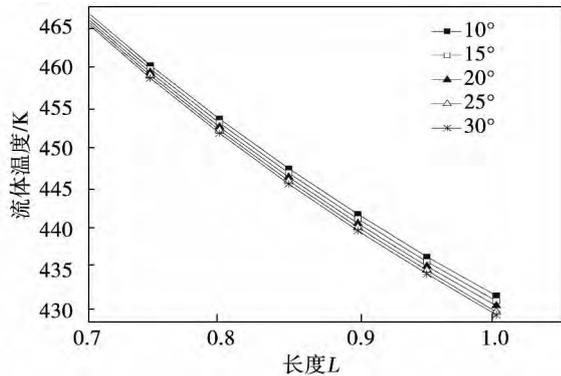


图 16 倾角变化对流体温度的影响

Fig. 16 Influence of the change in the inclination angle on the temperature of the fluid

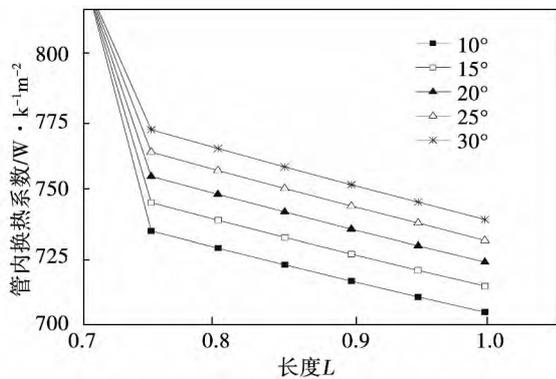


图 17 倾角变化对管内换热系数的影响

Fig. 17 Influence of the change in the inclination angle on the in-tube heat exchange coefficient

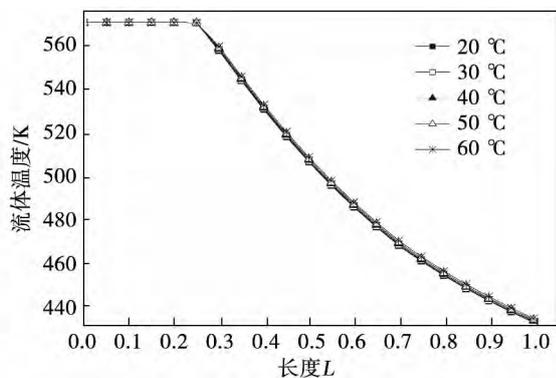


图 18 流体温度随水箱温度变化的关系

Fig. 18 Changes of the fluid temperature with the temperature in the water tank

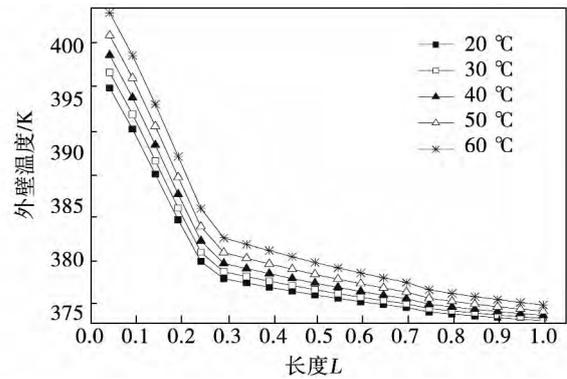


图 19 外壁温随水箱温度变化的关系

Fig. 19 Changes of the outer wall temperature with the temperature in the water tank

4 结 论

采用一维瞬态均相流模型和 CFD 分析方法,分别研究非能动余热排出系统 C 型管换热器管内、外的传热与流动,计算了文献中的大容器倾斜直管饱和和沸腾传热并加以验证,分析入口蒸汽参数和换热管几何特征对流动换热的影响。研究发现:传热管内入口段的流体温度为饱和温度,竖直段和出口段的流体温度随时间下降,经过 70 s 达到稳定,温度降幅接近 150 °C;传热管内壁温度沿管长下降,温度降幅约 60 °C;入口蒸汽流量从 0.8 G₀ 增大到 1.2 G₀,传热管出口的流体温度上升 10 °C,流体焓和管内外换热系数增加,并且沿流动方向受两者的影响逐渐减小;入口蒸汽含汽率从 0.5 增大到 1.07,传热管出口流体温度升高约 8 °C,流体焓和管内外换热系数变化规律与增加入口蒸汽含汽率的类似;倾斜管段倾角从 10°增大到 30°,传热管出口的流体温度下降 3 °C;水箱温度每升高 10 °C,入口倾斜段外壁温升高 2 °C 左右,出口倾斜段外壁温大约升高 0.2 °C,当水箱温度从 20 °C 升高到 60 °C,传热管出口的流体温度上升约 2 °C;CFD 模拟结果显示出管束外表的热流体自下而上流动,生成的气泡向上运动,在传热管束上部聚集,冷流体向下运动而在水池四周下降形成自然循环。

参考文献:

[1] 张往锁,曹夏昕,曹建华. 非能动余热排出系统敏感性分析[J]. 原子能科学技术 2013, 47(3): 409-415.

- ZHANG Wang-suo ,CAO Xia-xin ,CAO Jian-hua. Sensitivity analysis of a passive residual heat removal system [J]. Atomic Energy Science and Technology 2013 47(3): 409 - 415.
- [2] 沈 瑾 ,江光明 ,唐 钢 等. 先进堆非能动余热排出系统应对全厂断电事故的能力分析 [J]. 核动力工程 2007 28(2): 87 - 90.
- SHEN Jin ,JIANG Guang-ming ,TANG Gang ,et al. Analysis of the ability of an advanced reactor passive waste heat discharging system in dealing with the blackout accident in a whole nuclear power plant [J]. Nuclear Power Engineering 2007 28(2): 87 - 90.
- [3] 李 勇 ,阎昌琪 ,孙福荣 等. 非能动余热排出换热器运行初始阶段换热特性研究 [J]. 原子能科学技术 2011 45(80): 931 - 936.
- LI Yong ,YAN Chang-qí ,SUN Fu-rong ,et al. Research of the heat exchange characteristics of a passive residual heat removal heat exchanger in its initial operating stage [J]. Atomic Energy Science and Technology 2011 45(80): 931 - 936.
- [4] 潘新新. 非能动余热交换器瞬态换热特性数值模拟及敏感性分析 [J]. 核动力工程 2010 31(S1): 97 - 102.
- PAN Xin-xin. Numerical simulation and sensitivity analysis of the transient heat exchange characteristics of a passive residual heat exchanger [J]. Nuclear Power Engineering ,2010 ,31 (S1): 97 - 102.
- [5] Park H S ,Choi K Y ,Cho S ,et al. Experimental study on the natural circulation of a passive residual heat removal system for an integral reactor following a safety related event [J]. Annals of Nuclear Energy 2008 35(12): 2249 - 2258.
- [6] Chung Y J ,Yang S H ,Kim H C ,et al. Thermal hydraulic calculation in a passive residual heat removal system of the SMART-P plant for forced and natural convection conditions [J]. Nuclear Engineering and Design 2004 232(3): 277 - 288.
- [7] Aszodi A ,Krepper E ,Prasser H M. Experimental and numerical investigation of one and two phase natural convection in storage tanks [J]. Heat and mass transfer 2000 36(6): 497 - 504.
- [8] Zejun X ,Wenbin Z ,Hua Z ,et al. Experimental research progress on passive safety systems of Chinese advanced PWR [J]. Nuclear Engineering and Design 2003 225(2): 305 - 313.
- [9] 周成思 ,毕勤成 ,吴江波. 微倾斜管内高压蒸汽冷凝换热的温度分布特性 [J]. 工程热物理学报 2013 34(10): 1886 - 1889.
- ZHOU Cheng-si ,BI Qin-cheng ,WU Jiang-bo. Temperature distribution characteristics of the high pressure steam condensation heat exchange inside a slightly inclined tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics 2013 34(10): 1886 - 1889.
- [10] 李 勇 ,阎昌琪 ,孙立成 等. 多孔壁面管强化大容积沸腾换热特性研究 [J]. 核动力工程 2011 32(2): 63 - 67 + 90.
- LI Yong ,YAN Chang-qí ,SUN Li-cheng ,et al. Study of the large volume intensified boiling heat exchange characteristics of a porous wall tube [J]. Nuclear Power Engineering 2011 32(2): 63 - 67 + 90.
- [11] 于 雷 ,谢海燕 ,蔡章生. 非能动余热排出系统数学模型研究与运行特性分析 [J]. 核科学与工程 2008 28(3): 233 - 243 + 272.
- YU Lei ,XIE Hai-yan ,CAI Zhang-sheng. Study of a mathematical model for and analysis of the operating characteristics of a passive residual heat removal system [J]. Journal of Nuclear Science and Engineering 2008 28(3): 233 - 243 + 272.
- [12] 陈 薇 ,王 盟 ,丁铜伟. C 型换热器管外流体两相自然循环数值模拟 [J]. 原子能科学技术 2014 48(9): 1595 - 1600.
- CHEN Wei ,WANG Meng ,DING Tong-wei. Numerical simulation of the two-phase natural circulation of a fluid outside the tubes of a C-shaped heat exchanger [J]. Atomic Energy Science and Technology 2014 48(9): 1595 - 1600.
- [13] Ahn T H ,Yun B J ,Jeong J J ,et al. Development of a new condensation model for the nearly-horizontal heat exchanger tube under the steam flowing conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2014 79: 876 - 884.
- [14] Würfel R ,Kreutzer T ,Fratzcher W. Turbulence transfer processes in adiabatic and condensing film flow in an inclined tube [J]. Chemical Engineering & Technology 2003 26(4): 439 - 448.
- [15] Wu J ,Bi Q ,Zhou C. Experimental study on circulation characteristics of secondary passive heat removal system for Chinese pressurized water reactor [J]. Applied Thermal Engineering 2015 , 77: 106 - 112.

(刘 瑶 编辑)

al University , Kunming , China , Post Code: 650201) , WANG Hui-tao (College of Metallurgical and Energy Source Engineering , Kunming University of Science and Technology , Kunming , China , Post Code: 650093) , LI Hong-bo (State Grid Jilin Provincial Electric Power Co. Ltd. Training Center , Changchun , China , Post Code: 130011) , XU Jian-xin (National Key Laboratory on Complex Nonferrous Metal Resource Clean Utilization Established by the Province and Ministry , Kunming University of Science and Technology , Kunming , China , Post Code: 650201) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(7) . -15 ~21

Established was a mathematical model for direct contact type steam generators , simulated and analyzed was the influence of such independent variables of a direct contact type steam generator as the initial heat exchange temperature difference and the working medium flow rate and heat conduction oil flow rate on the main performance of a steam generator such as its volumetric heat exchange coefficient , total heat exchange volume , working medium steam production capacity and the temperature of the working medium at the outlet and at the same time verified was the mathematical model thus established through employing the test means. It has been found that the values obtained from the theoretical curves of the performance of the steam generator has a relatively good agreement with the test values and a complicated non-linear function relationship does exist between various independent variables and the heat exchange performance. In order to obtain the optimum heat exchange performance , it is necessary to perform a parallel optimization of the heat exchange system. **Key words:** direct contact type steam generator , mathematical model , volumetric heat exchange coefficient , gas content

非能动余热排出系统 C 型管换热器数值模拟 = **Numerical Simulation of a C-shaped Tube Heat Exchanger in a Passive Residual Heat Removal System** [刊 汉] LIU Ai-qiong , ZHANG Xiao-ying(College of Sino-France Nuclear Engineering and Technology , Zhongshan University , Zhuhai , China , Post Code: 519082) , LI Zhi-wei (College of Electric Power , South China University of Science and Technology , Guangzhou , China , Post Code: 510640) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(7) . -22 ~29

To guarantee the effective heat conduction of residual heat from a passive residual heat removal system under the accidental operating conditions , studied were the heat exchange characteristics of the main equipment item , i. e. the PRHR heat exchanger and established was a model for analyzing the inner and outer coupled heat transfer of C-shaped tube heat exchangers in a passive waste heat discharging system. In this connection , a one-dimensional homogeneous phase flow model was employed to calculate the condensation heat exchange inside the tubes and the CFD program was used to analyze the natural convection in the space of a water pool. In addition , the influence of the mass flow rate at the inlet , gas content of the fluid at the inlet , the inclination angle of the tubes and the temperature inside the water box on the heat exchange performance of the C-shaped tube heat exchanger was also studied. It has been found that a saturated two-phase flow always exists inside the tubes in the inclined section at the inlet of the C-type tube heat exchanger , the temperature of the fluid inside the tubes in the vertical section and the inclined section at the outlet will gradually decline , the pressure inside the tubes , enthalpy value of the fluid and the heat exchange coefficient will drop step by step along the tube length direction , the parameters of the fluid in

the tubes will tend to be stable after a condensation for about 70 seconds , the temperature on the tube walls will quickly drop in the inclined section at the inlet and tend to be slow and smooth in the vertical section and the section at the outlet. Furthermore , to increase the mass flow rate and the gas content of the fluid at the inlet , the temperature and enthalpy of the fluid as well as the heat exchange coefficients inside and outside the tubes will increase and the influence of both mass flow rate and gas content will gradually decrease. If the inclination angle of the tubes increases by 20 degrees , the temperature of the fluid inside the inclined tube section at the outlet will become lower by about 3 °C. When the temperature inside the water box increases by 10 °C , the bubble formation and separation speed will increase , the heat exchange inside the water box will enhance , the temperature rise on the outer wall of the tubes in the inclined section at the inlet will increase by around 2 °C and the temperature on the outer wall of the tubes in the inclined section at the outlet will heighten by about 0.2 °C. The simulation results obtained by using the software CFD indicate that the most majority of the bubbles in the water box gather on the top of the C-shaped tubes and flow upwards gradually , leading to a movement of the hot fluid upwards and the cold fluid downwards , thus forming a natural circulation. **Key words:** C-shaped tube heat exchanger , coupling heat transfer , condensation heat transfer , natural convection

喷射器对地热有机朗肯循环发电系统性能的影响 = Influence of a Jet Ejector on the Performance of a Geothermal Organic Rankine Cycle Power Generation System [刊 汉] PENG Ji-shen , LU Guang-dong , SONG Li-ye , LI Tao-chang (College of Electrical and Control Engineering , Liaoning Engineering Technology University , Huludao , China , Post Code: 125105) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31 (7) . - 30 ~ 35

In order to lessen the high back pressure problems arisen from a relatively high condensation temperature , proposed was an ORC power generation system. For a geothermal heat source at a temperature of 373 K , the influence of the jet ejector on the performance of the system was analyzed under various working media at different condensation temperatures and a comparison was made under the following two operating conditions , one having a flow division and another having not. It has been found that the use of a jet ejector device can enhance the performance of the system and an optimum boosting pressure ratio does exist to make it be the best , among them , an ORC-based flow division jet ejector system > an ORC-jet ejector system > an ORC cycle system. If R245fa serves as the working medium and when $T_c = 298$ K , the flow division jet ejector system will have a higher exergy efficiency than the jet ejector ORC system and the ORC cycle system by 1.89 % and 6.43% respectively. The higher the critical temperature of the working medium , the better in enhancing the performance of the system using the jet ejector device. The flow division can lessen the influence of the working medium on the jet ejector device , thus making the law governing the system efficiency when various media is used closer to that of the ORC cycle system: R236fa > R114 > R245fa > R152a. When the condensation temperature of the systems is comparatively high , the use of a jet ejector device has an important significance. **Key words:** jet ejector , condensation temperature , optimum boosting pressure ratio , critical temperature , system performance