



热力系统设计与实践课程报告

超临界二氧化碳布雷顿循环的深空探测卫星 热力系统设计

姓 名：李灵政 李峙穆 肖凌云 夏星

学 号：520020910083/86/93/92

导 师：丛腾龙

院 系：机械与动力工程

学 科/专 业：核工程与核技术

2023 年 6 月 15 日

摘 要

随着深空探测任务的迅猛发展，传统能源在满足长时间和遥远任务的能源需求方面面临挑战。核动力成为深空探测能源的一个优秀答案。本次项目设计了一个基于超碳的布雷顿循环系统用于深空探测卫星的供电。通过堆芯选型设计与分析，二回路设计与计算，换热器设计，设备选型与设计等几个方面，成功实现了设计目标。堆芯方面采用 eVinci 微型反应堆为基础，进行了设计与分析，二回路是使用超临界二氧化碳的布雷顿循环，开发了一套代码用以计算系统的效率、状态参数和优化选点，并开发了可视化平台进行展示，换热器设计使用印刷版式，设备选型也是根据相关公式，进行可靠的分析与设计。

关键词：布雷顿循环，超临界二氧化碳，热管堆，热力系统设计与优化

ABSTRACT

With the rapid development of deep space exploration missions, traditional energy sources face challenges in meeting the energy needs of long-term and distant missions. Nuclear power is an excellent answer to deep space exploration energy. This project designed a supercarbon-based Breton cycle system for powering deep space exploration satellites. Through core selection design and analysis, secondary circuit design and calculation, heat exchanger design, equipment selection and design, etc., the design goal was successfully achieved. The core is based on the eVinci micro-reactor, the design and analysis are carried out, the second circuit is the Breton cycle using supercritical carbon dioxide, a set of codes is developed to calculate the efficiency, state parameters and optimization points of the system, and a visual platform is developed for display, the heat exchanger design uses a printed layout, and the equipment selection is also based on the relevant formulas for reliable analysis and design.

Key words: Breton cycle, supercritical carbon dioxide, heat pipe reactor, thermal system design and optimization

目 录

| | |
|---------------------------------|-----------|
| 第一章 简介 | 1 |
| 1.1 项目背景 | 1 |
| 1.2 堆型选择 | 1 |
| 第二章 热力系统设计 | 5 |
| 2.1 堆芯设计 | 5 |
| 2.2 堆芯模拟与计算 | 5 |
| 2.3 热力系统设计 | 8 |
| 2.4 二回路结构设计 | 10 |
| 第三章 计算编程思路 | 13 |
| 3.1 二回路中的物理方程 | 13 |
| 3.1.1 高温换热器中的物理方程 | 13 |
| 3.1.2 低温换热器中的物理方程 | 14 |
| 3.1.3 其余设备中的物理方程 | 15 |
| 3.2 换热器的转折点 | 16 |
| 3.3 方程组的求解 | 17 |
| 第四章 运行结果与分析 | 19 |
| 4.1 系统效率随各参数变化的关系曲线 | 19 |
| 4.1.1 给定最大压力和最高温度 | 19 |
| 4.1.2 定最大压力时最高温度对系统热效率的影响 | 19 |
| 4.1.3 定最高温度时最大压力对系统热效率的影响 | 20 |
| 4.1.4 结果讨论 | 20 |
| 4.2 可视化开发 | 21 |
| 第五章 换热器设计 | 25 |
| 5.1 印刷电路板式换热器简介 | 25 |
| 5.2 设计选型与计算准备 | 25 |
| 5.3 详细设计过程（对数平均温差法） | 27 |

| | | |
|-------------|------------------------------------|-----------|
| 5.3.1 | 物性确定 | 27 |
| 5.3.2 | 换热器设计 | 28 |
| 5.4 | 计算程序说明 | 29 |
| 5.4.1 | 构造函数 | 29 |
| 5.4.2 | 计算函数 | 31 |
| 5.4.3 | 输出函数 | 31 |
| 5.4.4 | 检查函数 | 31 |
| 5.5 | 部分设计结果 | 31 |
| 5.6 | 计算方法优化 (KA 法) | 32 |
| 第六章 | 设备参数设计 | 35 |
| 6.1 | 汽轮机和压缩机设备参数设计 ^[9] | 35 |
| 6.2 | 管道的选择设计 | 36 |
| 6.2.1 | 超临界二氧化碳的腐蚀原理及管道材料选择 | 36 |
| 6.2.2 | 管道内径及管道厚度计算 | 39 |
| 6.2.3 | 管道长度设计 | 41 |
| 6.3 | 压降计算及泵的选择 | 41 |
| 6.3.1 | 摩擦压降计算 | 41 |
| 6.3.2 | 形阻压降计算 | 43 |
| 6.3.3 | 实际压降及泵的选择 | 45 |
| 第七章 | 全文总结 | 47 |
| 参考文献 | | 49 |
| 附录 A | 二回路参数表 | 51 |
| 附录 B | 状态参数表 | 53 |
| 附录 C | 热力线图 | 55 |
| 附录 D | 设计流程图 | 57 |
| D.1 | 换热器设计流程图 | 57 |
| D.2 | 二回路状态求解程序逻辑图 | 58 |

| | | |
|-------|-----------------------|----|
| D.2.1 | 换热器转折点 x_0 求解 | 58 |
| D.2.2 | 状态参数与热效率求解 | 59 |
| 致 谢 | | 61 |

插 图

| | | |
|-------|---|----|
| 图 1-1 | 热管示意图 | 2 |
| 图 2-1 | eVinci 微型反应堆 | 5 |
| 图 2-2 | eVinci 内部结构 | 6 |
| 图 2-3 | 对类 eVinci 进行堆芯分析 | 6 |
| 图 2-4 | 使用 OpenMC 对类 eVinci 堆进行建模 ^① | 7 |
| 图 2-5 | 3-D Serpent model 横截面图 | 7 |
| 图 2-6 | 典型能量转换模式的效率..... | 9 |
| 图 2-7 | 二回路示意图 | 10 |
| 图 3-1 | HTR 简单示意图 | 13 |
| 图 3-2 | 不同压力下流体的焓-温图..... | 14 |
| 图 3-3 | LTR 简单示意图 | 15 |
| 图 4-1 | 给定最大压力和最高温度下的效率—分流比图像..... | 19 |
| 图 4-2 | 不同最高温度下效率—分流比图像 ($p_{\max} = 20 \text{ MPa}$) | 20 |
| 图 4-3 | 在最高温度为 900K 时, 不同压力下压力-分流比图像 | 21 |
| 图 4-4 | 给定最高温度, 分流比时, 效率—最大压力图像 | 22 |
| 图 4-5 | 最优情况下的热力线图 | 22 |
| 图 4-6 | 最优情况的状态点参数 | 23 |
| 图 4-7 | 可视化页面展示..... | 23 |
| 图 5-1 | 印刷板换热器基本结构 | 25 |
| 图 5-2 | 印刷板换热器体积与人、管壳式换热器体积对比..... | 26 |
| 图 5-3 | PCHE 不同的流道结构..... | 26 |
| 图 5-4 | PCHE 流道几何参数..... | 27 |
| 图 5-5 | 假设热流示意图..... | 28 |
| 图 5-6 | 换热器微分过程示意图 | 33 |
| 图 5-7 | HTR 换热器全换热面积温度变化示意图 | 34 |
| 图 6-1 | 高压缸部分结构参数 | 35 |
| 图 6-2 | 低压缸部分结构参数 | 36 |
| 图 6-3 | 汽轮机概念设计图 | 37 |

| | | |
|--------|--|----|
| 图 6-4 | (a) 和 (b) 表面原子探针表征 Cr_2O_3 暴露于 650°C Ar-20 CO_2 120 小时后在Fe-20Cr 上结垢, 观察到 C 原子沿晶界的偏析。(c) 表面 Cr 的原子探针断层扫描 (APT) ^[10] | 38 |
| 图 6-5 | 影响到超临界 CO_2 腐蚀的因素 ^[10] | 39 |
| 图 6-6 | 每段管道的流体相关参数 | 40 |
| 图 6-7 | 圆形管道横切面的力学模型 | 40 |
| 图 6-8 | 系统的总示意图 | 42 |
| 图 6-9 | 圆弧形弯头的部分形阻系数 | 44 |
| 图 6-10 | 90° 圆弧形弯头形阻系数—曲率比拟合曲线 | 44 |

表 格

表 1-1 空间反应堆功率与技术实现^[4] 2

表 1-2 现有主流热管空间堆调研^[4] 3

表 2-1 反应堆一回路参数设计表..... 8

表 2-2 不同热电转换方式 9

表 5-1 换热器设计参数..... 32

表 6-1 部分部件的旋转体积 36

表 6-2 管道长度 42

表 6-3 每段管道对应的摩擦压降..... 43

第一章 简介

随着深空探测任务的迅猛发展，传统能源在满足长时间和遥远任务的能源需求方面面临挑战。太阳能电池板系统的能量密度和可持续性可能无法满足卫星的需求。深空勘探开发需要的电力系统需要的条件是高功率输出、长寿命、高功率密度。在恶劣环境，尤其是寒冷、黑暗、低光的系外深空环境，太阳能和化学能源系统难以提供足够的热力来满足深空勘探的目的。根据 Bennett^[1]所述，只有稳定、不依赖太阳能的电源才能维持深空勘探开发所需长期运行的要求。核动力系统具有高热电转换效率、紧凑稳定的结构、较长的任务时间，被普遍认为是深空探测、外星基地表面电源的优秀选择^[2]。

1.1 项目背景

空间堆的功率转换目前主流的开发集中在开发布雷顿循环和斯特林技术上，其中布雷顿循环的热电转换效率显著其他的动态转换方式。布雷顿技术在 1960 年代的快速发展将成功归功于布雷顿旋转装置（BRU）计划。在 1970 年代，布雷顿同位素电力系统计划设计了一个 1.3 千瓦的迷你 BRU。在 1980 年代，空间站自由（SSF）计划开发了 25 千瓦的布雷顿太阳能动态功率模块。

再压缩布雷顿循环因其高效率和简单性成为研究热点，Fahad A. Al-Sulaiman^[3]等在 2015 年的研究中堆太阳能发电塔下的五个不同超临界二氧化碳布雷顿循环进行了分析比较，分别是简单布雷顿循环、再生布雷顿循环、再压缩布雷顿循环、预压缩布雷顿循环和分裂布雷顿循环，并且利用遗传算法和进化算法进行优化，结果表明，再压缩布雷顿循环和再生布雷顿循环性能相当。

1.2 堆型选择

空间核电系统能够在极端环境下稳定运行，具有输出功率高、能量密度高、比面积小、工作时间长、系统自主性和可靠性等特点。

热管冷却反应堆作为空间核反应堆类型之一，采用非能动传热技术，无泵驱动，具有结构紧凑、固有安全性高等优点，备受国内外研究者的青睐。而热管冷却空间堆所用的热管工质主要是锂、钠和钾等碱金属，其中锂密度低、传热性能好，锂热管冷却成

为空间堆的主要冷却方式之一。

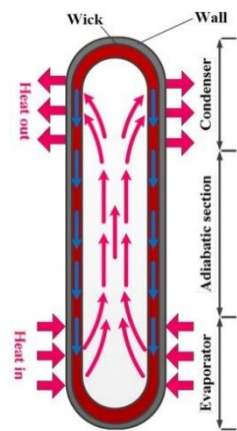


图 1-1 热管示意图

下表表明了空间反应堆功率与对应的堆芯材料及形态的选型关系：

表 1-1 空间反应堆功率与技术实现^[4]

| 功率水平 | 实现技术 |
|----------|------------------------------------|
| 1-4kW | U-Mo 合金，液态金属热管冷却，热电发电 |
| 1-10kW | U-Mo 合金，U-Mo 合金，液态金属热管冷却，斯特林发电 |
| 10-100kW | U-Mo 合金，U-Mo 陶瓷，斯特林发电或氧化铀陶瓷，高效静态发电 |
| 1-40kW | U-Mo 合金，金属基高温陶瓷燃料、高温高效热电转换技术 |
| >10MW | U-Mo 合金，金属基高温陶瓷燃料、高温高效热电转换技术 |

考虑整体堆芯大小、需求能源、可靠性，将该反应堆的功率水平设置为 277kW，堆芯材料选择为 U-Mo 合金燃料，采取二回路发电方式为再压缩布雷顿循环。

调研现有的主流热管空间堆，如表1-2。

采用西屋公司 eVinci 反应堆为基础，进行修改、设计与验证。

eVinci 反应堆具有的的设计适用于超碳布雷顿循环，同时控制方式合理，使用控制棒与控制鼓共同作用，可以增加稳定性，而且功率水平合适，在冷却剂的选择上，本次选取使用 Li 而非成本较低的 Na/K，原因是 eVinci 作为商业微型反应堆，更多考虑经济效益，这个设计广泛应用于移动式供电站。而深空探测卫星的电力系统考虑的内容更多集中在重量、体积上，选择 Li 作为冷却剂更为合适。

| 名称 | 工作流体 | 发电方式 | 控制方式 | 设计功率 |
|------------------|------|---|-------------------------|---|
| HOMER | Na | Stirling engine | Control drum | 125 kWt/20 kWe (HOMER-25) |
| MSR | Li | Thermocouple converter | Control drum | 1200 kWt/100kWe |
| SAIRS | Na | Alkali Metal Thermal to Elec- tric Converter (AMTEC) | Control drum | 1200 kWt/100kWe |
| LEGO-LRCS | Na | Stirling engine | Control rod | 20-24 kWt/5- 6kWe (For single LEGO) × 6 |
| HP-STMCs | Li | Thermocouple converter | Control rod | 1600 kWt/110kWe |
| Kilopower/KRUSTY | Na | Stirling engine | Control rod | 1600 kWt/110kWe |
| Megapower | K | sCO ₂ Brayton cycle | Control rod | 1600 kWt/110kWe |
| eVinci | Na/K | sCO ₂ Brayton cycle | Control rod and drum | 0.2M-15MW |

表 1-2 现有主流热管空间堆调研^[4]

第二章 热力系统设计

2.1 堆芯设计

eVinci 微型反应堆是西屋公司设计的微型反应堆，属于快堆类型，利用低浓缩铀作为燃料，采用热管作为散热方式，钢制整体将燃料完全封装，每个燃料的通道被三个相邻的热管通道包围，每个通道充满液态金属，采用锂金属。热管用于将堆芯的热量输送到换热器，与超碳循环进行热量交互，同时可以在反应堆关闭后进行衰变热的排出^[5]。以 eVinci 反应堆为基础，进行进一步的设计与计算。

eVinci 等热管堆的设计较为简单，通过热管的排列，实现被动散热的效果，同时显著增加稳定性，简化系统。

采用的燃料布置方式与热管布置方式将在下一小节具体讲述，通过现有的，符合功率水平的微型堆，系统的可行性得到了进一步的验证。

2.2 堆芯模拟与计算

由于 eVinci 的具体结构未曾披露，选择以 Sterbentz 等于 2017 年设计的特殊用途反应堆 (SPR)^[6] 用作类比。SPR 反应堆与 eVinci 反应堆结构相似，设计最高温度为 675 摄氏度，即 946.15K，高度约 1.5 米，宽度为 1 米，考虑一个扇形区域进行分析。反应堆燃料部分被氧化铝反射层包围，外侧壁部署了 12 个碳化硼用以防止泄露、控制反应性。

堆芯计算常使用蒙卡代码进行分析，此外，以前的研究已经为热管冷却反应堆开发了一些稳态和瞬态分析代码。Lee 和 Jung 开发了一个耦合的 PROTEUS/ANSYS 代码，用于模拟热管冷却反应堆的稳态和单热管故障事故。Hansel 等人提出了一种



图 2-1 eVinci 微型反应堆

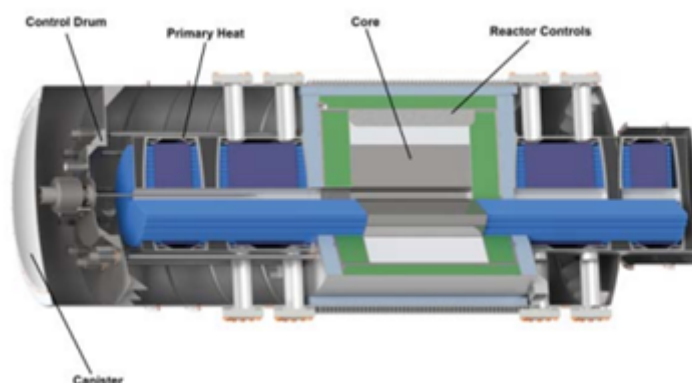


图 2-2 eVinci 内部结构

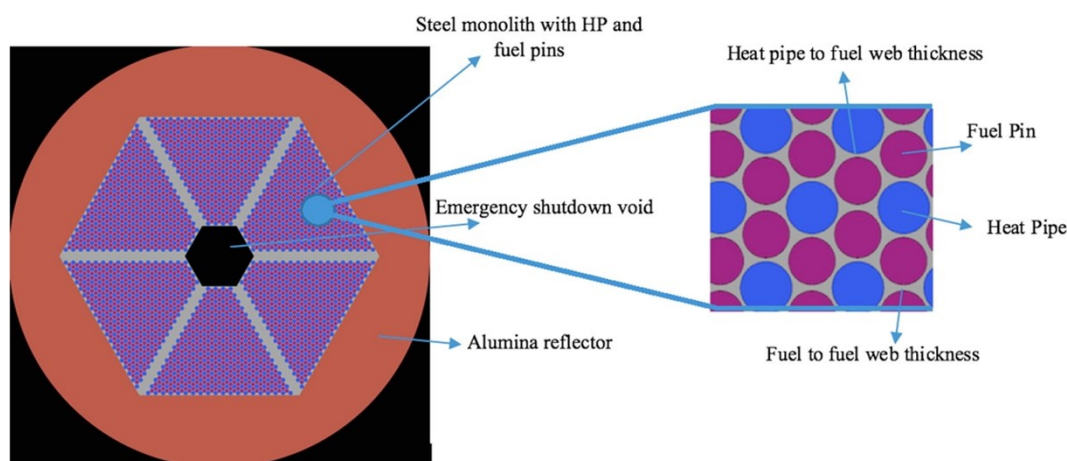


图 2-3 对类 eVinci 进行堆芯分析

一维热管建模工具 Sockeye，它可以用作基于 MOOSE 的热管冷却反应堆建模的包。Matthews 等人设计了一个基于多物理场软件 DireWolf 的代码框架，以模拟稳定和瞬态正常反应堆运行以及热管冷却反应堆的几种假设故障场景。Wang 等人提出了一种新的小型 HPR 概念的设计，并开发了热水力分析代码。通过代码假设和评价了 3 种 HPR 事故条件^[7]。

本次项目中采用 MIT 的开源蒙特卡程序 OpenMC 进行分析，对反应堆进行了简单建模，主要目的是模拟反应堆的物理水平，对反应堆的堆芯的尺寸、功率等进行一个粗略的估计。OpenMC 进行堆芯分析，首先是对反应堆进行建模，它能够使用构造几何对堆芯进行分析。利用 openMC 代码，对模拟堆芯进行建模，得到如图所示的参考，同时使用其中的 tally 模块对功率水平进行分析，结果略高于设计需要的 200 kW，

① 蓝色代表热管、红色为燃料棒

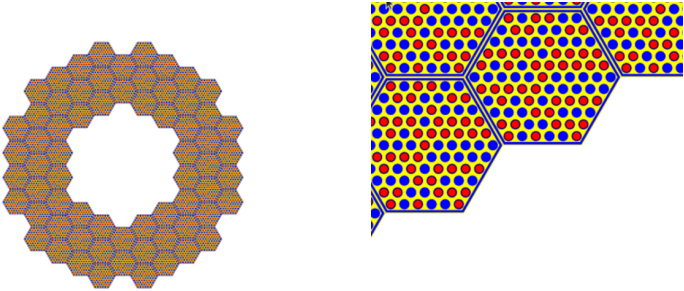


图 2-4 使用 OpenMC 对类 eVinci 堆进行建模^①

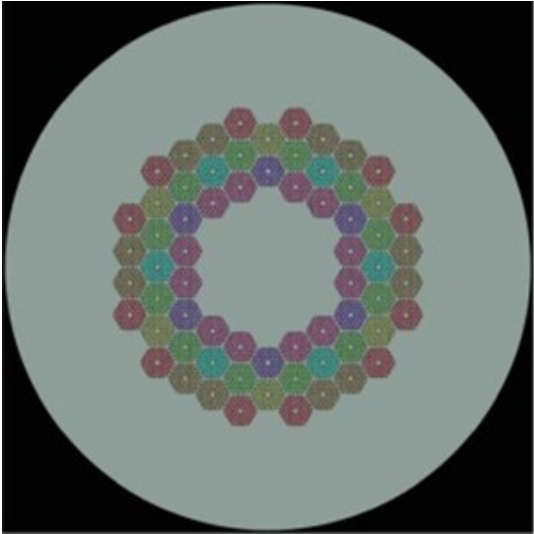


图 2-5 3-D Serpent model 横截面图

而目前的反应堆体积符合要求，在此不多做探究。

为确定反应堆一回路设计参数，给出下表：

表 2-1 反应堆一回路参数设计表

| 堆芯参数 | 参数值 | 单位 |
|----------------------|--------------------------|--------------------|
| U-235 富集度 | 19.75 | % |
| UO ₂ 燃料密度 | 10.96 | g cm ⁻³ |
| 满功率运行年数 | 10 | a |
| 功率 | 277 | kW |
| 功率密度 | 1.09 | W m ⁻¹ |
| 燃料通道数 | 2112 | 个 |
| 热管通道直径 | 0.7875 | cm |
| 热管通道数 | 1224 | 个 |
| 热管厚度 | 0.100 | cm |
| 燃料厚度 | 0.150 | cm |
| 堆芯高度 | 150 | cm |
| 总直径 | 77.85 | cm |
| 包壳材料 | Type-316 Stainless Steel | |

2.3 热力系统设计

空间堆中的能量转换模式根据是否有运动部件可分为动态热电转换模式和静态热电转换模式。动态热电转换设备的优点是转换效率高（高达蒸汽轮机的 40%），尺寸不足以及运动部件导致频繁维护。^[8]静态热电转换通常具有体积小、零维护的优点，但最大的缺点是效率低。

除了操作中的兼容性外，能量转换技术的选择还基于系统尺寸和质量、安全性、可扩展性、模块化、负载跟随、系统集成、辐射硬度、效率、反应器出口温度以及平均散热温度和尺寸的复合考虑。为了将系统发射到太空，它必须轻巧紧凑，因此高效率必须让位于低比质量。与这些反应堆结合使用的潜在能量转换技术包括布雷顿循环、斯特林循环、高级热电和碱金属热电转换（AMTEC）等，具体取决于反应堆冷却剂类型和工作温度。

本次项目设计中使用再压缩布雷顿循环，布雷顿循环技术成熟，被广泛认为是空间堆应用中最有前途的系统之一，布雷顿系统可以非常轻巧紧凑。介质使用超临界二氧化碳，超临界二氧化钛具有效率高、体积小等优点，同时相比于氦氩混合气体，它的成本较低，易于维护。

表 2-2 不同热电转换方式

| 类型 | 转换 | 效率 | 优势 | 缺点 |
|------|-----------|--------|---------------|--------------|
| 动态转换 | 布雷顿循环 | 18-30% | 高效率、紧凑、成熟、低腐蚀 | 体积大、修复难度、温差大 |
| | 斯特林技术 | 22% | 低温下高效率 | 低功率输出、低温度输出 |
| | 朗肯循环 | 15% | 高效率 | 相变过程 |
| 静态转换 | 热塑性硫化弹性电池 | ~10% | 体积小、成本低 | 低能耗、效率低 |
| | TI | 4-12% | 高可靠性、体积小、质量小 | 高温 |
| | 热电转换技术 | 22-28% | 高效率 | 开发中 |
| | MHD | >50% | 高效率 | 开发中 |

具有再压缩布雷顿循环的空间核电系统的每个组件时独立创建的，本次设计将对全流程进行一个设计与可行化分析，结合了反应堆物理、传热学、热工学、热工水力等知识，进行了一个全流程、整体化的构件。

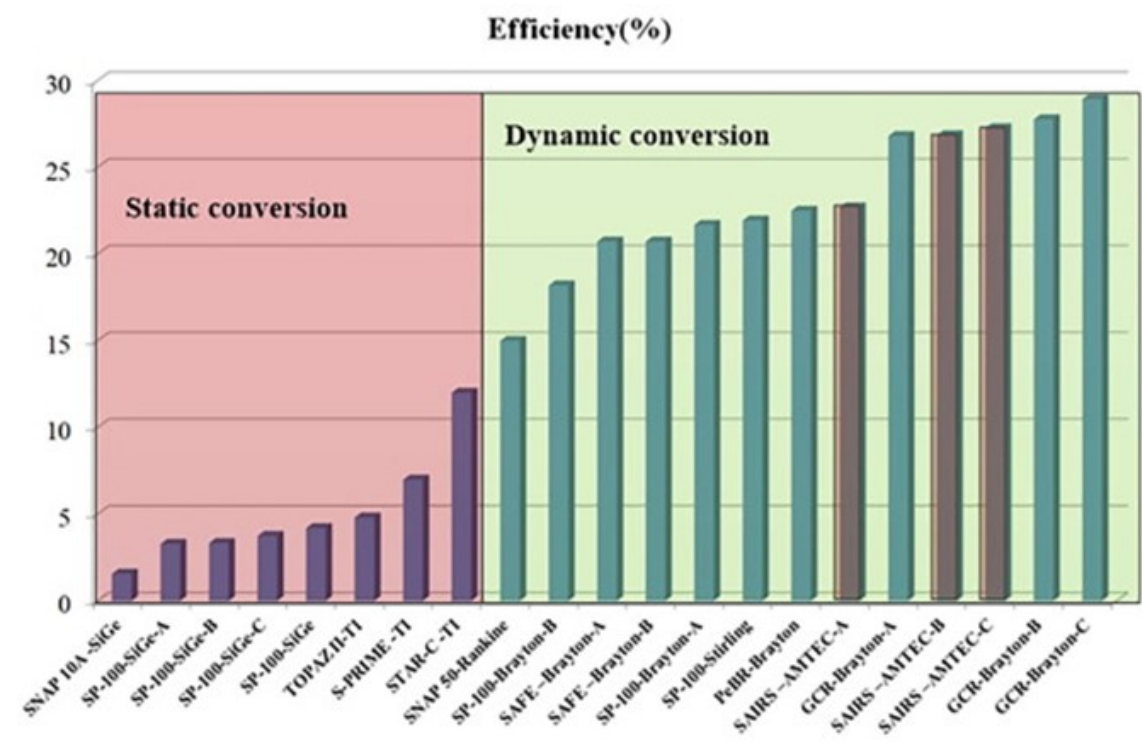


图 2-6 典型能量转换模式的效率

表格2-2与图2-6介绍了目前常见的空间堆的热电转换方式，针对长时间、极端情况、高负载的任务要求，我们最后决定使用布雷顿循环作为二回路转换方式。一方

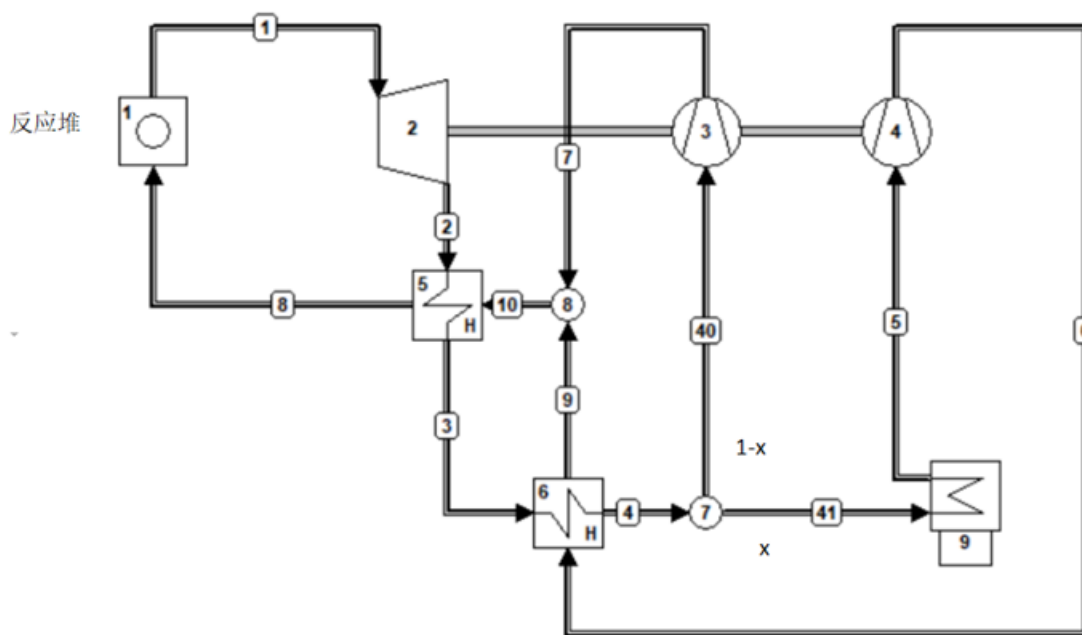


图 2-7 二回路示意图

面布雷顿循环技术成熟，本身带有相当的优势，另一方面布雷顿循环与选择的基于 eVinci 的堆芯相匹配，综合考虑优点和缺点并做取舍，布雷顿循环是一个合理并且优秀的解决方式。

2.4 二回路结构设计

图2-7为本项目中采用的简单布雷顿循环，仅有一个回路直接从反应堆中导出热量。

循环中有一个高温换热器（HTR）和一个低温换热器（LTR），共轴的一个汽轮机以及一个主压缩机（MC）和一个再压缩机（RC），反应堆热源与冷凝器，其中冷凝器通过与宇宙辐射换热进行冷却。

以下是循环的具体过程。

超临界流体从反应堆定压吸热流出后通过汽轮机绝热膨胀做功，随后先后经过高温、低温换热器定压放热并在分流点进行分流，假设先通过冷凝器进行定压放热再由主压缩机压缩后经过低温换热器的支流占比为 x ，且该支流为主流，则不进行放热直接由再压缩机压缩后与主流汇合的支流占比为 $1-x$ ，其中汇合过程为等焓定压混合，实际上是一个不可逆过程。混合的总流通过高温换热器加热后进入反应堆，一次

循环完成。

通过分流使得系统向外界放的热量减少、从反应堆吸热时的平均温度上升对于提高效率有正向作用，但是由于没有放热这部分流体压缩所需要的功也变得更加，实际上导致了输出净功与从反应堆吸热量减少，由于分流比与效率间的关系较为复杂难以简单评估其影响，因此需要通过后续计算以确认最佳分流比。

二回路参数见附录A

第三章 计算编程思路

3.1 二回路中的物理方程

3.1.1 高温换热器中的物理方程

假设反应堆流体出口压强 p_1 ，出口温度为 T_1 ；冷凝器流体出口压强 $p_5 \approx p_{\text{critical}}$ ， $T_5 \approx T_{\text{critical}}$ ，且近似认为有以下等式：

$$p_1 = p_6 = p_7 = p_8 = p_9 = p_{10} \quad (3-1)$$

对于高温换热器（HTR）中有以下关系式：

$$h_2 - h_3 = h_8 - h_{10} \quad (3-2)$$

$$\frac{h_8 - h_{10}}{\min[(h_2 - h'_{10}), (h'_2 - h_{10})]} = \varepsilon_1 \quad (3-3)$$

3-2代表能量守恒方程，3-3式代表换热器效能方程，其中 ε_1 代表换热器的效能， h'_{10} 代表 h_2 的压力 (p_1) 与温度 T_{10} 下的焓值，即热口进入流体降温到冷口温度的焓降，同理另外一项则代表冷口进入流体升温到热口温度的焓升。

需要说明的是效能的定义中分母为理论最大换热量，因此这里取 $\min()$ 是因为虽然好像是两者之中较大者才是最大换热量，但是实际上只有较小的焓变极限能够取到，较小的焓变达到之后该侧已经无法再提供温差，也就不能再有更多的热量交换。

对于 HTR 而言，热端冷端流量相同，情形较为简单。通过对不同压力下焓-温图进行分析可以得到在本系统换热器的工作范围内，同温差下的焓差与压力有单调变化关系，压力越大这个焓差也越大：

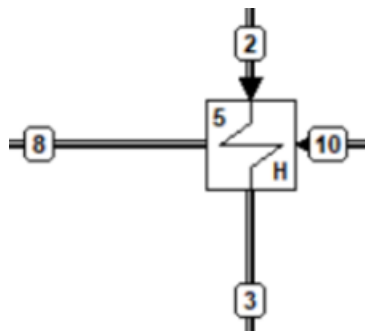


图 3-1 HTR 简单示意图

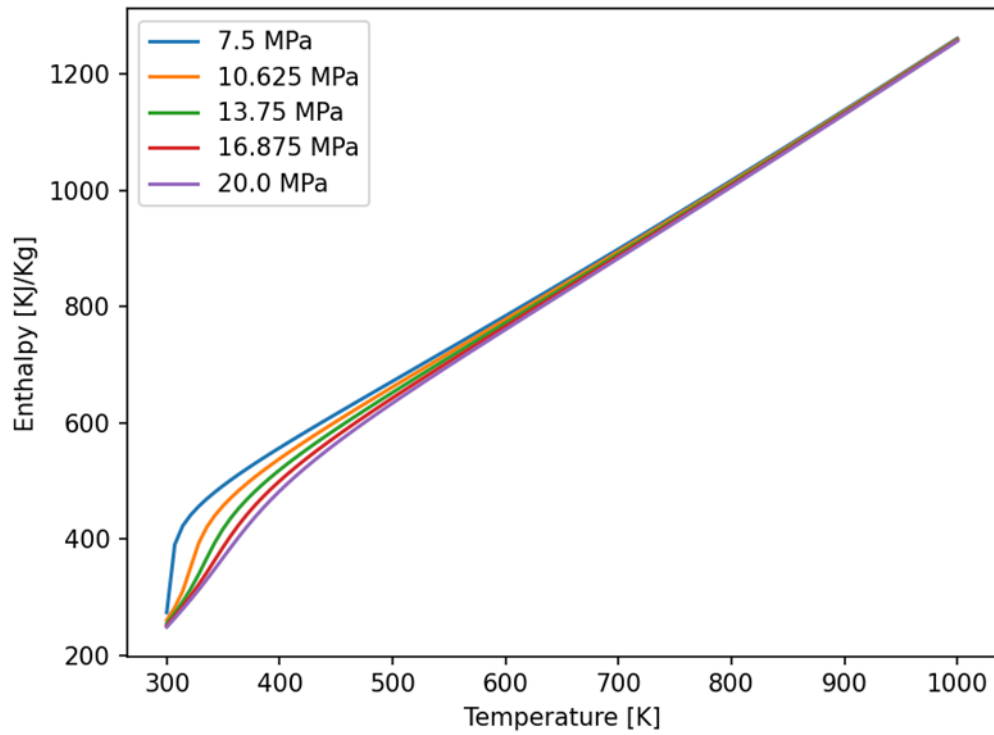


图 3-2 不同压力下流体的焓-温图

因此对于 HTR 而言，由于没有流量不同的影响，分母的选取可以直接确定，即选择压力低时的焓差为分母，由此3-3整理成：

$$\frac{h_8 - h_{10}}{h_2 - h'_{10}} = \varepsilon_1$$

3.1.2 低温换热器中的物理方程

对低温换热器（LTR）中有以下关系式：

$$h_3 - h_4 = x \cdot (h_9 - h_6) \quad (3-4)$$

$$\frac{h_3 - h_4}{\min[(h_3 - h'_6), x \cdot (h'_3 - h_6)]} = \varepsilon_2 \quad (3-5)$$

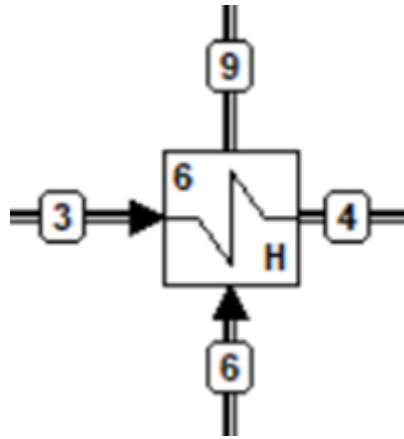


图 3-3 LTR 简单示意图

3.1.3 其余设备中的物理方程

在汽轮机中，假设热力过程为等熵过程，则有：

$$h_2 = H(s_1, p_2)$$

主压缩机（MC）、再压缩机（RC）同理有：

$$h_6 = H(s_5, p_6)$$

$$h_7 = H(s_4, p_7)$$

当考虑汽轮机和压缩机的绝热效率时：

$$\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,\text{act}}} = \eta_1 \quad (3-6)$$

$$\frac{h_6 - h_5}{h_{6,\text{act}} - h_5} = \eta_2 \quad (3-7)$$

$$\frac{h_7 - h_4}{h_{7,\text{act}} - h_4} = \eta_3 \quad (3-8)$$

其中3-6为汽轮机实际绝热过程，3-7,3-8为两个压缩机中实际绝热过程。

认为管道 7,9 中的流体混合为定压等焓过程：

$$(1 - x) \cdot h_7 + x \cdot h_9 = h_{10}$$

3.2 换热器的转折点

在3-5中, 在 x 较小的情况下, $h_3 - h'_6$ 更大, 反之 $h'_3 - h_6$ 更大。所以假设 $h_3 - h'_6$ 与 $h'_3 - h_6$ 两项存在一个相等的点, 即有方程 $h_3 - h'_6 - x(h'_3 - h_6) = 0$, 在此条件下引入分流比这一个附加的未知量与一个额外的方程。为了不去改写原有的矩阵, 采用一种附加迭代的方式处理, 即假设一个分流比初值, 通过这个分流比求出一套参数再带入上述方程求出新的分流比, 由此迭代出解, 记此时的分流比为 x_0

但并不能保证只存在一个拐点, 从数学的角度讲上述迭代的解并不能保证唯一性, 下文将确定有且仅有这一个解。

首先给出需要讨论的核心方程:

$$h_3 - h'_6 = x(h'_3 - h_6)$$

其中 T_6 已知, 实际上未知量为分流比与相应解出的 T_3 , 或者说热端进口温度, 再或者说冷热端进口温差。为了方便记上式左边为 ΔH_1 , 右边为 $x\Delta H_2$ 。通过 3.1 的分析已知在相同温差下压力高的焓差大, 所以可以给出以下判断:

当 x 很小的时候效能取 $x\Delta H_2$, 反之取 ΔH_1 , 由中值定理可以判断至少存在一个根, 实际上这个根也能求出来。

下面分析分流比变化对 LTR 中温差的影响, 考察循环流程。假设在某个分流比下循环已经处于稳态, 某时刻降低分流比, 此时进口 3 状态还没来得及变化, 同时 6 口进入冷流体流量变少。假设换热系数变化不大, 因为温差不变则冷侧出口温度 T_9 上升, 同时由于未经冷凝的支路流量上升引入更多热流体最终导致 T_{10} 上升, 因此 HTR 中温差变小进而使得 T_3 上升, 故分流比降低最终导致 LTR 中温差变大。根据图3-2可以知道在运行的绝大多数范围内焓与温度之间有着良好的线性性, 且显然温差变大不仅会使得 ΔH_1 与 ΔH_2 分别变大, 也会让两者的差值变大。

回到需要分析的方程, 已经知道当 x 为 1 时右项更大, 而 x 减小时 ΔH_1 与 ΔH_2 又都变大且 ΔH_2 变化幅度更大, 虽然能确定存在 x 能够使得 $x\Delta H_2$ 等于甚至小于 ΔH_1 , 但是不能保证之后的 x 进一步减小时不会因为 ΔH_2 的增大而使 $x\Delta H_2$ 再度大于 ΔH_1 , 因此从这个角度来看还不能保证变化的单调性。

但是注意到焓温的线性变化关系, 相当于有着固定的定压比热, 可以发现两个焓差实际上有着固定的比例, 即:

$$\frac{\Delta H_1}{\Delta H_2} = \text{const} = \frac{c_{p1}}{c_{p2}}$$

由此可以得到

$$x_0 = \frac{c_{p1}}{c_{p2}}$$

显然方程有且仅有这一个解。

3.3 方程组的求解

由于方程3-5中存在 \min ，即取最小值操作，若直接求解方程在计算上存在困难，且可能难以收敛，因此考虑进行分段求解，而分段点的相关内容参见 3.2 节。

以 $x < x_0$ 为例，此时 HTR 的效能方程为：

$$\frac{h_2 - h_3}{h_2 - h'_{10}} = \varepsilon_1$$

LTR 的效能方程为：

$$\frac{h_3 - h_4}{x \cdot (h'_3 - h_6)} = \varepsilon_2$$

用矩阵的方式列出系统的控制方程：

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -\varepsilon_1 \\ -1 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 1 - x \cdot \varepsilon_2 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & -x & 0 \\ 0 & 1 - x & 0 & x & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_3 \\ h_4 \\ h_8 \\ h_9 \\ h_{10} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (1 - \varepsilon_1)h_2 + \varepsilon_1 \cdot c \\ -h_2 \\ x \cdot \varepsilon_2(a - h_6) \\ -x \cdot h_6 \\ b(x - 1)\eta_3 \end{bmatrix}$$

记作：

$$\mathbf{A}h = f(h)$$

其中在 $f(h)$ 中有：

$$a = H(p_{\max}, T(p_{\min}, h_3)) - h_3 = h'_3 - h_3$$

$$b = \frac{H(p_{\max}, S(p_{\min}, h_4)) - h_4}{\eta_3}$$

$$c = H(p_{\min}, T(p_{\max}, h_{10})) - h_{10} = h'_{10} - h_{10}$$

可以看到在上面的处理中将非线性项全部放到了等式右边，其中 h_2 与 h_6 均为已知量。这样的好处是能够得到一个线性的矩阵。

将上式转化为不动点方程形式：

$$h = \mathbf{A}^{-1} f(h)$$

这样将本来的迭代变量 $H()$ 函数处理之后用焓差替代，便于设置迭代初值，使得初值的品质相对更好。通过设置初值 $a = b = c = 0$ ，进行不动点迭代求解。

第四章 运行结果与分析

4.1 系统效率随各参数变化的关系曲线

4.1.1 给定最大压力和最高温度

如4-1，一般情况下，当 $x > x_0$ 时，系统热效率 η 随分流比 x 的增加而减小；当 $x \leq x_0$ 时，系统热效率则随 x 单调递增，故存在最大值 η_{\max} ，且记此时对应的分流比 $x = x_0$ 。

4.1.2 定最大压力时最高温度对系统热效率的影响

与直观想法一致，相同压力下系统最高温度越高，系统热效率越大。下图4-2给出了最高温度为750 K, 833.3 K, 916.7 K, 1000 K且最高压力 $p_{\max} = 2020 \text{ MPa}$ 时，系统热效率随分流比的变化趋势。

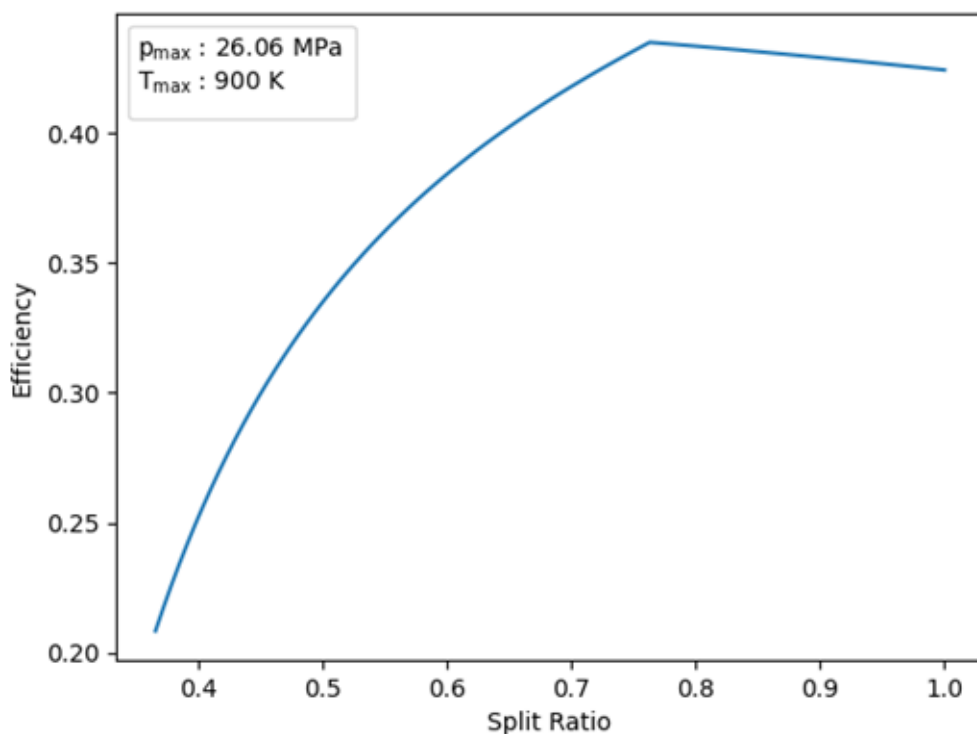


图 4-1 给定最大压力和最高温度下的效率—分流比图像

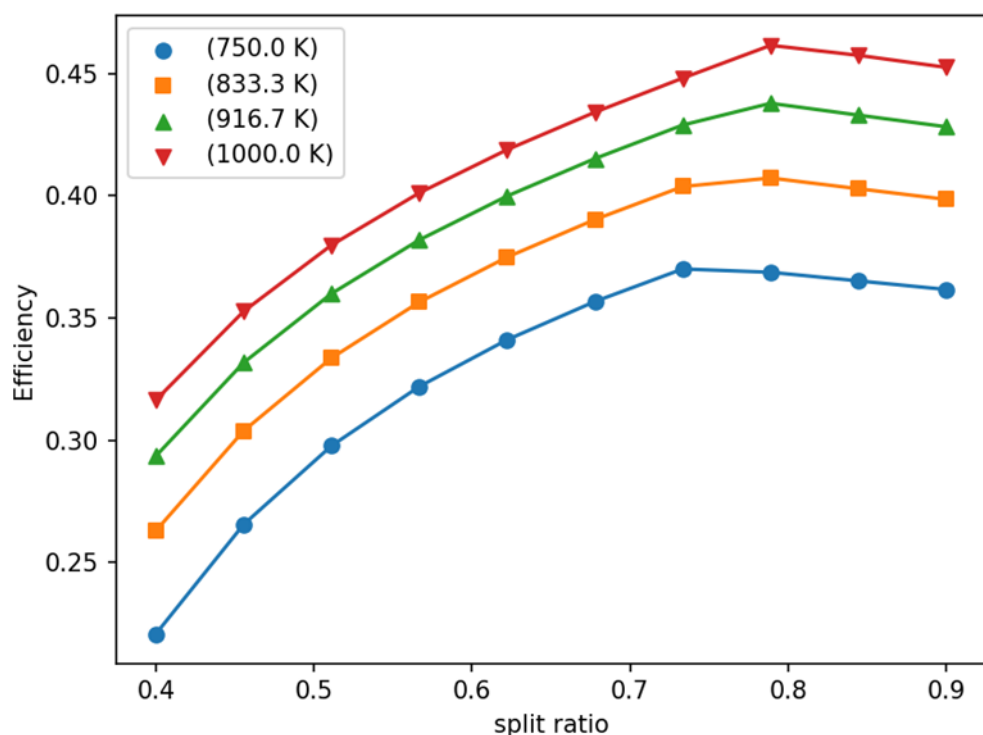


图 4-2 不同最高温度下效率—分流比图像 ($p_{\max} = 20 \text{ MPa}$)

4.1.3 定最高温度时最大压力对系统热效率的影响

给定系统最高温度 $T_{\max} = 900 \text{ K}$ 时, 设置最大压力分别为 15 MPa, 20 MPa, 25 MPa, 30 MPa, 作系统热效率随分流比的变化。

如图4-3所示, 在分流比相同的条件下, 系统热效率会随着压力的升高呈现先上升后下降的趋势, 在分流较高的条件下, 系统热效率变化差异较小。

4.1.4 结果讨论

若只给定最高温度, 求压力在某一范围内系统热效率的最大值, 可以先求出在某一压力下的 x_0 对应的系统参数, 进而求出该压强下的最大效率, 最后遍历压力, 得到图4-4 此时, 当 $T_{\max} = 900 \text{ K}$, 绝热效率 $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0.9$, 效能 $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.86$ 时, 可以求出最大系统热效率 $\eta = 0.4384$, 此时对应的 $p_{\max} = 25.15 \text{ MPa}$, $x = 0.77$

在对结果进行分析之后发现了一个特别的现象——最佳分流比的取值恰好是换热器的转折点, 针对这一结果尝试分析了换热器效能的转折点与效率极值间可能存

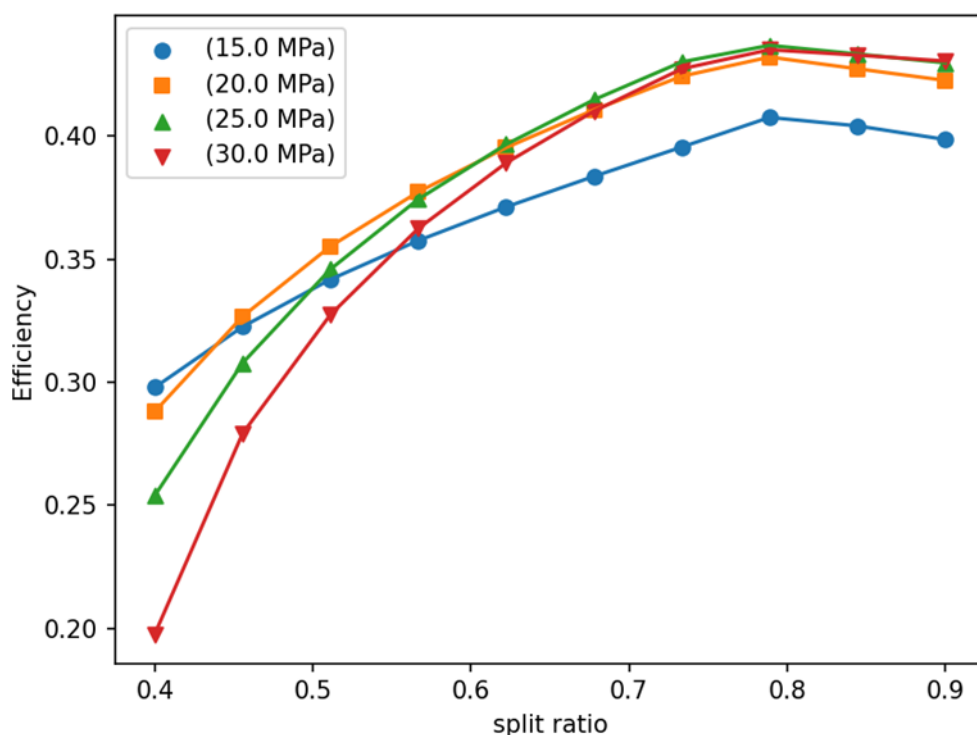


图 4-3 在最高温度为 900K 时，不同压力下压力-分流比图像

在的联系，但并没有成功找到该现象的原因，姑且于此处将该现象记录下来。

4.2 可视化开发

使用 Python 的 Gradio 库，对计算程序进行封装与可视化处理，并部署在<https://huggingface.co/spaces/xly66624/Brayton-cycle>上，使得程序更易使用，用户可以直接在输入框中输入相应的参数，得到对应的解和图像。

共有四个模块：

1. 计算热力系统状态参数：

输入不同的分流比，最大压强，最高温度和工质，可以得到对应系统的温-熵图和状态参数表，即每个状态点的状态参数；

2. 计算给定温度的最高效率：

通过给定工质、温度和压力范围，可以计算压力范围内最大的系统热效率，并给出所对应的分流比和压力；

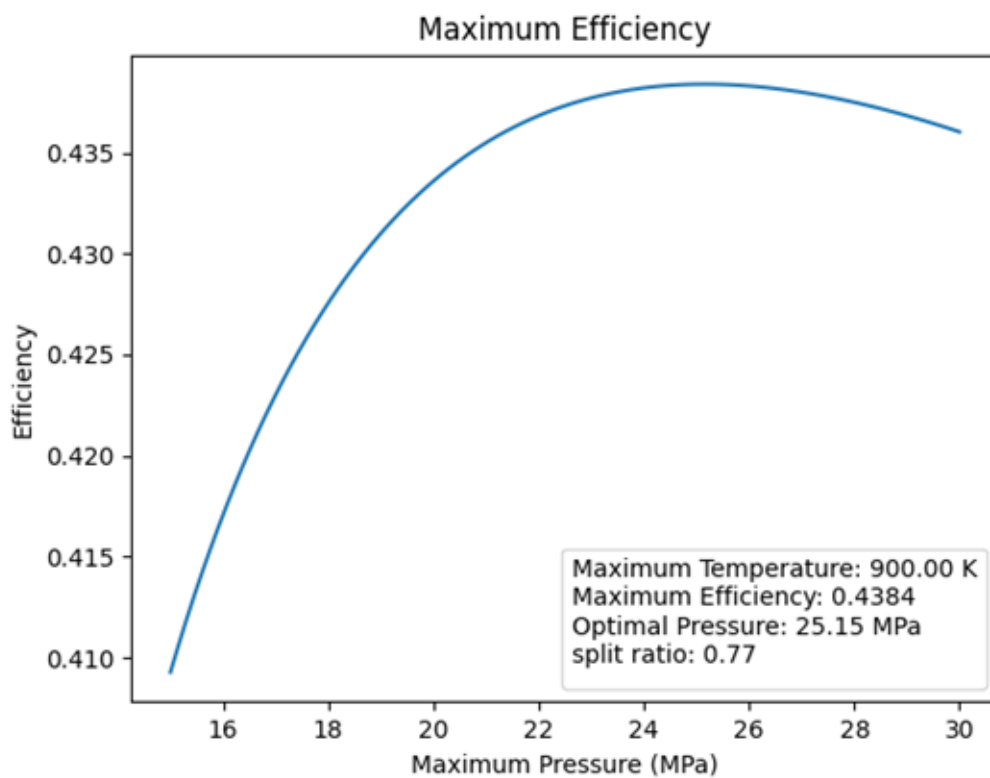


图 4-4 给定最高温度，分流比时，效率—最大压力图像

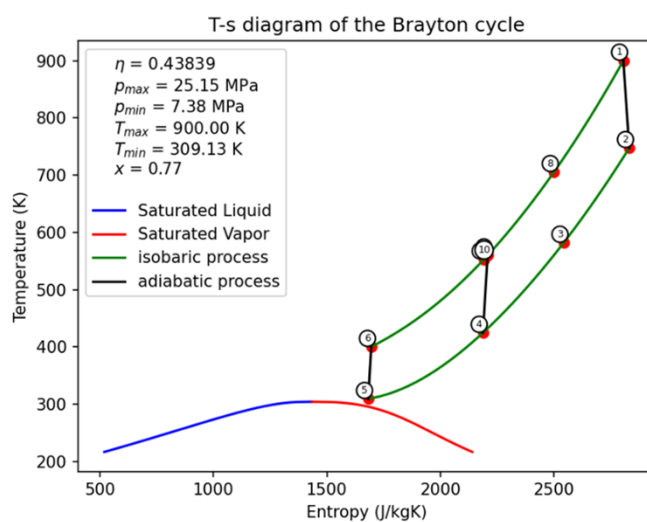


图 4-5 最优情况下的热力线图

| State | Temperature [K] | Entropy [J/(Kg K)] | Enthalpy [J/Kg] | Pressure [MPa] |
|-------|-----------------|--------------------|-----------------|----------------|
| 1.0 | 900.0 | 2804.34 | 1128539.02 | 25.15 |
| 2.0 | 747.44 | 2830.41 | 955059.48 | 7.38 |
| 3.0 | 582.02 | 2542.04 | 764193.02 | 7.38 |
| 4.0 | 424.65 | 2186.43 | 586753.9 | 7.38 |
| 5.0 | 309.13 | 1681.71 | 407970.6 | 7.38 |
| 6.0 | 400.07 | 1694.77 | 460062.35 | 25.15 |
| 7.0 | 559.78 | 2206.97 | 700793.74 | 25.15 |
| 8.0 | 705.51 | 2499.22 | 884729.0 | 25.15 |
| 9.0 | 552.83 | 2190.7 | 691743.71 | 25.15 |
| 10.0 | 554.46 | 2194.53 | 693862.54 | 25.15 |

图 4-6 最优情况的状态点参数

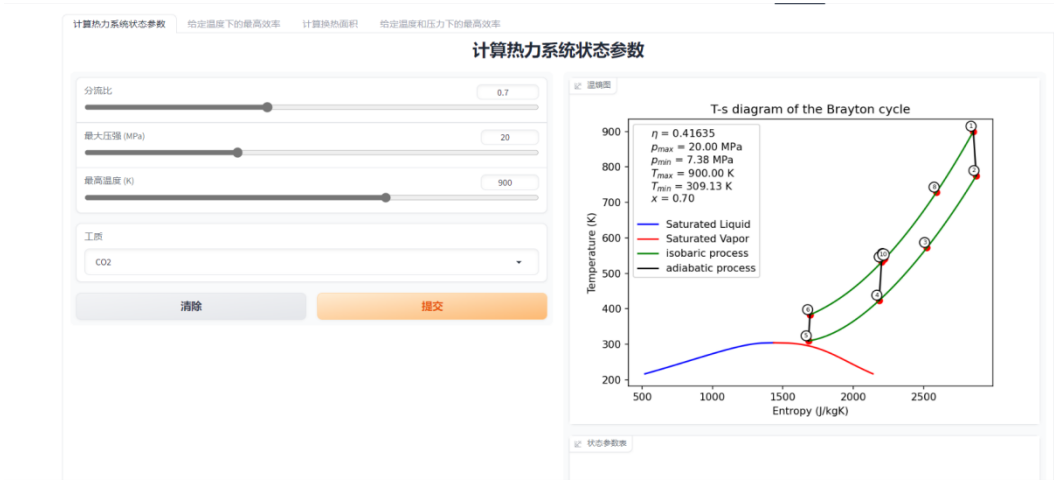


图 4-7 可视化页面展示

- 3. 计算换热器相关参数:
给定分流比，最大压力、最高温度和反应堆功率，可以计算出 PCHE 的相关参数;
- 4. 计算给定温度和压力下的最高效率:
通过给定工质，最大压力、最高温度，生成系统热效率随分流比的变化曲线.

第五章 换热器设计

5.1 印刷电路板式换热器简介

印刷电路板式换热器（PCHE）是用化学蚀刻出毫米量级的换热流道板片经扩散焊工艺堆叠焊接而成，材料一般选用不锈钢、铝、钛合金、碳化硅及玻璃等。其实现了传统板式换热器的热效率高和管壳式换热器耐高温、耐高压等性能的完美结合，实现了最佳的性能，具有体积小、重量轻、耐高压、换热能力强、比换热面积大、工作范围广等优点。本项目设计针对空间堆设计，要求体积尽可能小的同时有高的换热效率，而印刷电路板式换热器能够很好地满足要求。

图5-1给出了一种常见的印刷板换热器的基本结构，热流体与冷流体分层交替布置，通过通道的弯折实现冷热流体联箱的分离。图5-2是印刷板换热器的体积参照，工业级印刷电路板式换热器的重量是同等换热功率下管壳式换热器重量的 15%。

5.2 设计选型与计算准备

印刷板换热器的流道结构对换热效率有着重要影响，本项目采用图5-4所示的直线型流道进行设计计算，流动方式采用逆流式。首先假设固体的热阻可以忽略不计，即整个换热器固体部分的温度均匀一致，对于该假设进行如下简单考虑：假设选择铝作为材料，铝的导热系数为 $237 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ，在分流比为 0.7 时设计的 LTR 的等效换热系数为 $2055.7 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ，而按照平板导热热阻 $\frac{\delta}{\lambda}$ 来考虑，由于 δ 太小，导致导热

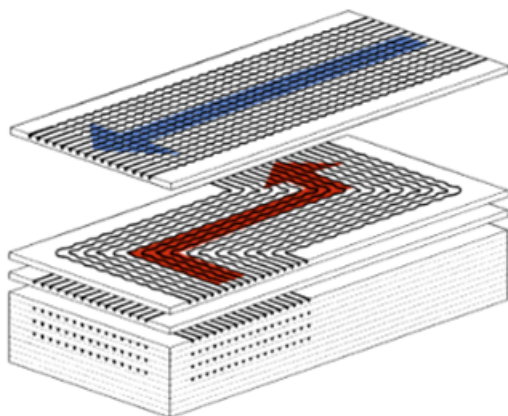


图 5-1 印刷板换热器基本结构

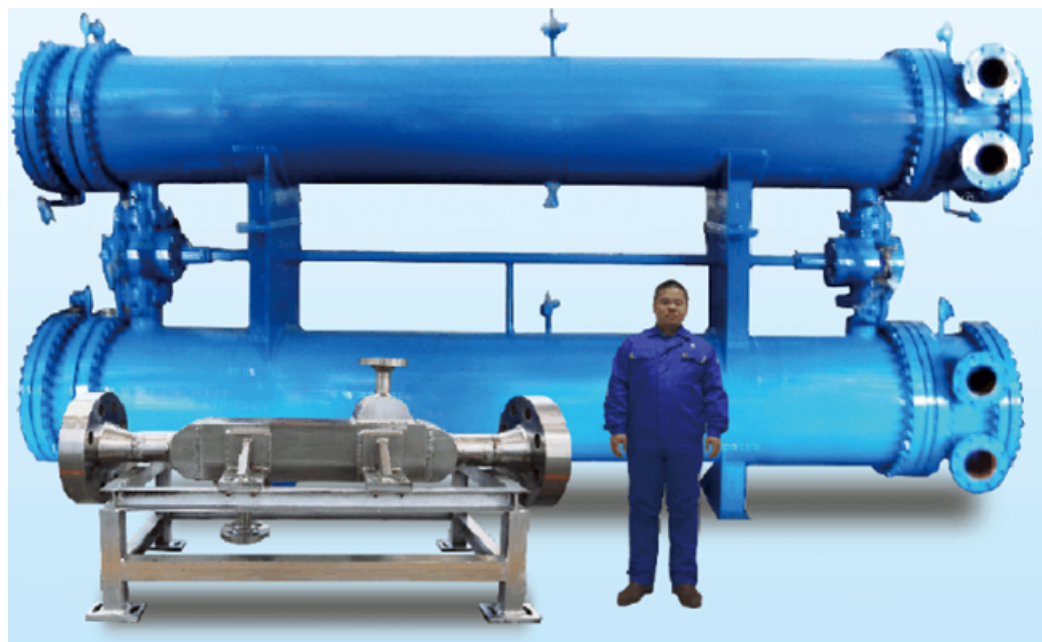


图 5-2 印刷板换热器体积与人、管壳式换热器体积对比

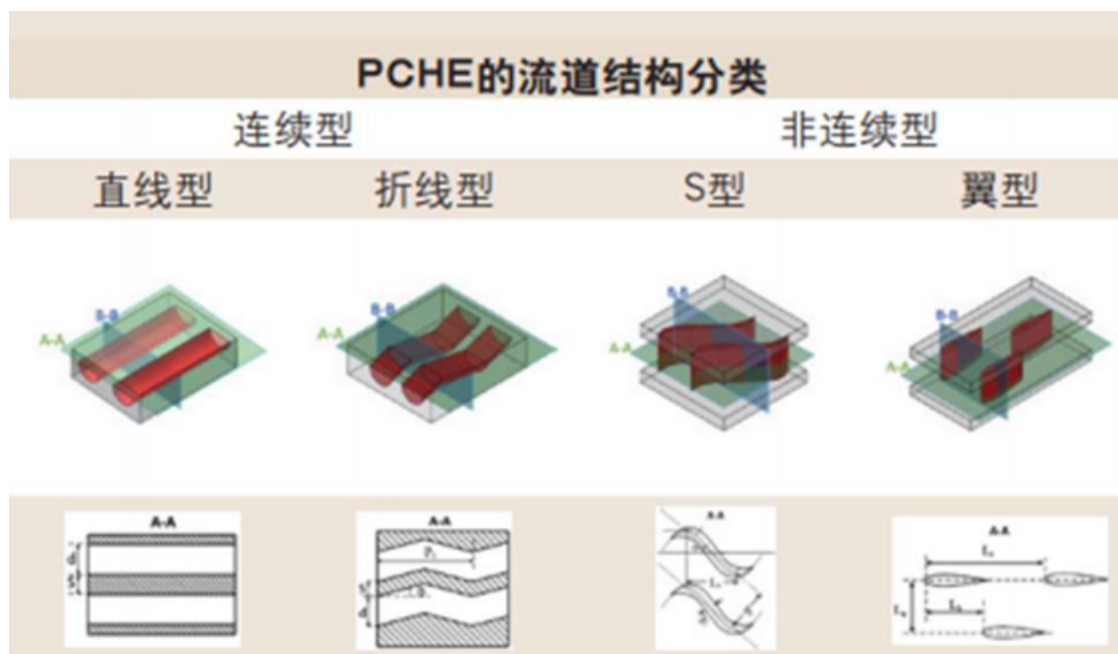


图 5-3 PCHE 不同的流道结构

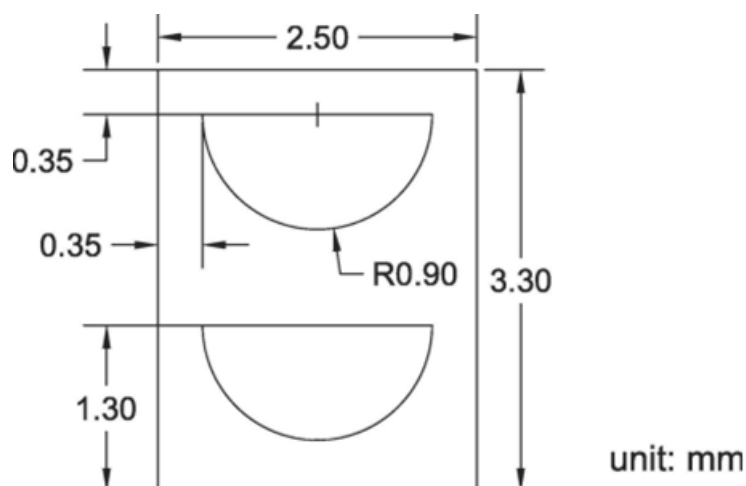


图 5-4 PCHE 流道几何参数

热阻远远小于对流换热热阻 $\frac{1}{h}$ ，因此可以忽略。

其次是对热流的假设，对于分层布置的印刷板换热器而言各层不存在横向换热只存在纵向热交换，对于图 5.4 所示的包括一个冷流体通道一个热流体通道的单元体，设计计算中假设热通道只会与上下相邻的两个冷通道进行热量交换，即通过下圆弧面的热量全部传递给下方相邻冷通道，通过上平面的热量全部传递给上方相邻冷通道，不考虑侧方通道的影响。该假设对于庞大数量的管道来说由于存在对称性是合理的。由于通过 Dittus-Boelter (D-B) 公式求出的是通道整体的换热系数，而圆弧面与平面各自的换热系数是未知的，所以以上讨论仅仅是一种非实用的考虑。实际进行等效换热系数推导时由于冷通道与热通道数目相同，从数学上可以将冷热通道的热流——整体对应而不去拆分换热面，对于求取整体的等效换热系数是没有区别的，并且能够得到非常简单的结果。

以下 (5-5) 是最早计算时的分析示意图，经过分析，这种考虑方式对于实际计算并不是很妥当。

5.3 详细设计过程（对数平均温差法）

5.3.1 物性确定

如果设计参数给出需求换热量与两个进口温度，则需要对物性进行迭代以确定定性温度，确定物性之后才能计算另外两个出口温度，具体过程如下：

$$Q = \rho_h q_{Vh} c_h \Delta t_h = \rho_c q_{Vc} c_c \Delta t_c$$

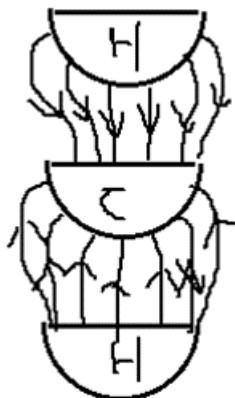


图 5-5 假设热流示意图

假设物性维持入口物性 $\rightarrow \Delta t \rightarrow \bar{t}_h, \bar{t}_c \rightarrow$ 物性 $\rightarrow \Delta t$

如果设计时给出的是四个进出口温度，则可以直接计算平均温度确定物性，然后换热量也可以直接计算得到，本项目便适用于该情况。

如果设计时给出的是四个进出口温度，则可以直接计算平均温度确定物性，然后换热量也可以直接计算得到，本项目便适用于该情况。当四个进出口温度都得到后需要计算对数平均温差：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

5.3.2 换热器设计

求解过程需要给定一个设计长度尺寸 l ，依据这个尺寸的改变设计结果也会不同，最后的结果需要通过调整该参数来使得换热通道数与通道内流体流速在合理范围。由于要知道换热系数才能通过换热量确定换热面积，而换热系数又跟换热面积有关，因此求解过程需要通过给出换热系数的初值进行迭代：

$$Q = HA\Delta t_m \rightarrow A \rightarrow N \rightarrow A_h, A_c \rightarrow u_h, u_c \rightarrow H$$

其中：

$$A = Nl(d + \pi R)$$

$$A_h = A_c = 0.5N\pi R^2$$

$$u_h = \frac{q_{Vh}}{A_h}, \quad u_c = \frac{q_{Vc}}{A_c}$$

N 为通道数，冷热通道数相同，因此总通道数为 $2N$ 。 A 为总的换热面积， $A_h A_c$ 分别为热通道、冷通道的进口截面积， u_h, u_c 分别为热通道、冷通道流速。求得通道流速之后采用 D-B 公式分别计算热通道与冷通道的平均换热系数：

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$$

其中加热流体 $n = 0.3$ ，冷却流体 $n = 0.4$ ，取通道的当量直径作为特征长度。

考虑一个换热通道时，有以下热流密度的表达式：

$$q = (R + d)h_h(t_h - t_w) = (R + d)h_c(t_w - t_c)$$

处理后得到：

$$\Delta t = t_h - t_c = \frac{q}{\pi R + d} \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \right)$$

由此：

$$q = HA\Delta t = (\pi R + d) \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \right) (t_h - t_c)$$

则等效换热系数为：

$$H = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}}$$

最后求出新的换热系数后与假设值比较。

5.4 计算程序说明

针对本项目的需求将换热器的设计程序封装成了一个类，调用这个类需要给定四个进出口温度、热侧冷侧压力以及相应质量流量、流体类型与尺寸迭代初值，其中尺寸初值存在默认值可以不输入。在本项目中上述参数都由其他部分的计算程序提供输入值，所有量均为国际单位制。

该类中封装了四个函数，分别是构造函数、计算函数、输出函数以及检测函数。

5.4.1 构造函数

构造函数除了初始化相应的参数外通过调用计算函数直接完成设计计算的全过程。

```
def __init__(self, th1:float, th2:float, tc1:float,
             tc2:float, qmh:float, qmc:float, ph:float, pc:float, fluid:str,
             HA:float = 0, l:float = 0.2):
    #输入四个温度、压力与流量，尺寸长度有默认值可以不输入，HA 不输入将采用对数平均温差计算
```

```

self.th1 = th1
self.th2 = th2
self.tc1 = tc1
self.tc2 = tc2
self.qmh = qmh
self.qmc = qmc
self.ph = ph
self.pc = pc
self.fluid = fluid
self.l = l
self.HA = HA
denh = cp.PropsSI('D', 'P', self.pc, 'T', self.th1, self.fluid)
denc = cp.PropsSI('D', 'P', self.ph, 'T', self.tc1, self.fluid)
self.qvh = qmh/denh
self.qvc = qmc/denc
self.flag = 0
while 1 :
    self.Calculate()
    if self.N > 1600 and (self.uh > 10 or self.uc > 10) :
        print("Parameters Error")
        break
    if self.N < 1600 and self.uh < 10 and self.uc < 10 :
        if self.uh > 8 or self.uc > 8 :
            self.flag = 1
            break
        else :
            self.l = self.l + 0.01
    if self.N > 1600 :
        self.l = self.l + 0.01
    if self.uh > 10 or self.uc > 10 :
        self.l = self.l - 0.01

```

需要说明的是该程序包括了对尺寸的迭代过程，同时有着能否设计成功的判断，这里以管数不超过 1600 且流速保持个位数为成功标准，同时尽可能让管数减小。

由于管数与流速间存在着耦合关系，即当管数减小时流速增大，反之流速减小，因此容易得到当管数和流速都超过限制时无论如何改变长度尺寸都无法设计出合适的换热器，该情况被判定为参数错误设计失败，如果出现这种情况可能需要考虑修改换热器的基本几何尺寸或者选型。通过计算验证可知在本项目所涉及的参数范围内基本是有解的。

而当只有某一个参数超出范围时则通过改变长度尺寸尝试找到可能的解，如果管数超限则增大长度，这会同时使得流速增大；如果流速超限则减小长度并使管数增加，由此迭代直到找到满足条件的解或者判断为无解。迭代的步长给为 0.01 m，精度基本足够。

当判断为有解时在输出前会进行进一步的优化，即尽可能利用流速的裕量使得管数尽可能少，如果判断流速还比较小则尝试增大长度以减小管数。

5.4.2 计算函数

Calculate() 函数不为外部调用，其实现上节所述的内迭代过程确定换热系数与换热面积。

5.4.3 输出函数

Display() 函数用于外部调用输出设计参数，设计失败则输出错误信息。

```
def Display(self):                                     #调用该函数以输出设计参数
    if self.flag :
        print("The RCP's Parameters:\n")
        print("H =",self.H,"A =",self.A,"N =",self.N, "l =", self.l, "\n")
        print("Reh =",self.Reh,"Rec =",self.Rec,"\n")
        print("uh =",self.uh,"uc =",self.uc,"\n")
        print("Estimated Volume =", self.V)
    else :
        print("Error!Manual Checking Required")
```

5.4.4 检查函数

Checking() 函数用于外部调用，输出设计成功与否的判断。

```
def Checking(self):                                     #检查设计成功与否
    if self.flag :
        print("Success")
    else :
        print("Failure")
```

最后需要说明的是本程序目前能实现的功能依然有限，仅能较好地满足项目需求，而不能应用于任意未预期工况下的计算，不合适的输入参数很可能导致无解，因此从根上来说这仍然只是一个较为简陋的换热器设计程序。

5.5 部分设计结果

其中估算体积为换热管流道部分体积，没有计入联箱等部件，对于总体积可以乘1.5大致估计。

| 参数名称 | 参数值 (HTR) | 参数值 (LTR) | 单位 |
|-------|-----------|-----------|-----------------------------------|
| 管数 | 1463 | 734 | 个 |
| 换热面积 | 6.162 | 4.122 | m ² |
| 换热系数 | 1016 | 1603 | W m ⁻² K ⁻¹ |
| 长度 | 0.91 | 1.21 | m |
| 热通道流速 | 3.53 | 5.12 | m s ⁻¹ |
| 冷通道流速 | 8.35 | 8.27 | m s ⁻¹ |
| 预计体积 | 0.011 | 0.009 | m ³ |

表 5-1 换热器设计参数

5.6 计算方法优化 (KA 法)

对数平均温差的推导过程中有一系列假设，产生误差的最关键的为假设流体在经过换热器的过程中有固定的定压比热，基于这些假设才能推导出来平均温差的解析表达式，也能得到温差随流程变化的解析式。虽然在图 3.2 中可以发现在温度较高时定压比热基本保持恒定，但是仍然存在误差，本节将介绍一种新开发出的不受物性变化干扰的方法。该方法虽然无法得到解析的表达式只能通过数值方法求解，但是优势也是显而易见的，过程中没有引入物性的影响因此即使定压比热变化明显也不会影响结果准确性，同时基于该方法也能很容易地得到换热器中流体沿程的温度变化图像。推导过程如下，注意这里将 H 用来表示焓值，为了与换热系数区分改用 k 表示换热系数：假设传热量随 A_x 变化记为 $Q(x)$ ，热流焓值记为 $H_1(x)$ ，冷流焓值记为 $H_2(x)$ ，均以左侧为原点，有如下关系：

$$H_1(x) = H_{1i} - Q(x)$$

$$H_2(x) = H_{2o} - Q(x)$$

两式作差：

$$H_1(x) = H_2(x) + C$$

其中 $C = H_{1i} - H_{2o}$ ，也就是说两个通道在同一处的焓差是一定的。

再考虑如下换热微分方程：

$$dH = k \Delta t_x dA$$

对于热通道与冷通道分别有：

$$\frac{dH_1}{t_1(x) - t_2(x)} = k dA$$

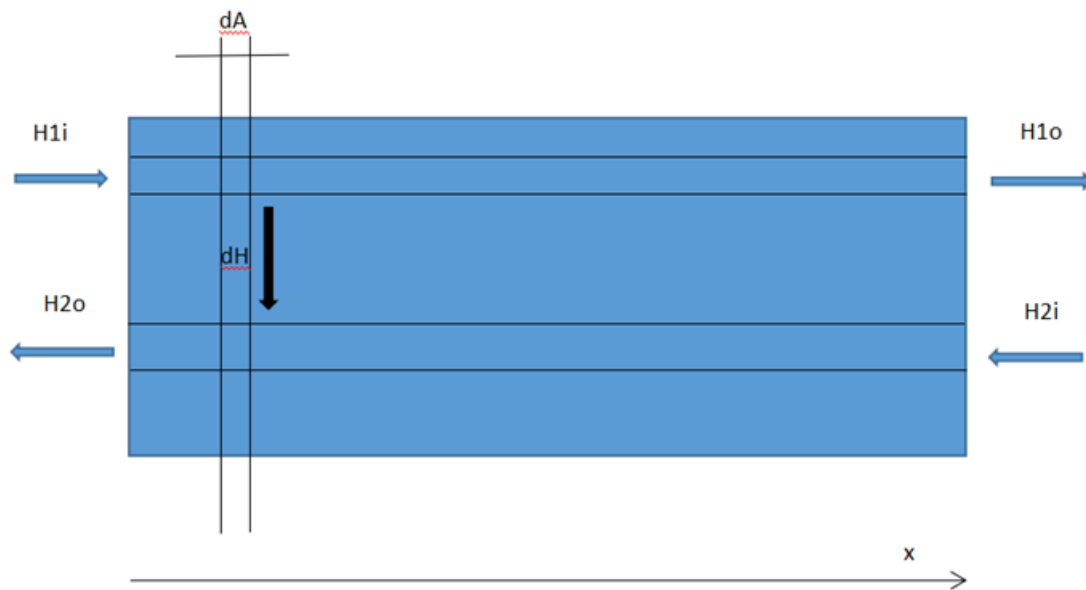


图 5-6 换热器微分过程示意图

$$\frac{dH_2}{t_1(x) - t_2(x)} = k dA$$

考虑其中一个通道，比如热通道，注意到温度虽然是位置的函数，但是某个位置有着确定的焓值，而已知焓值与压力可以求得温度，因此温度也是焓值的函数，再结合冷热通道焓值之间的关系，则可以将上式改写为：

$$\frac{dH_1}{t_1(H_1) - t_2(H_2)} = k dA$$

$$\frac{dH_1}{t_1(H_1) - t_2(H_1 - C)} = k dA$$

对该式做积分可得：

$$kA = \int_{H_{1i}}^{H_{1o}} \frac{dH_1}{t_1(H_1) - t_2(H_1 - C)}$$

对该式进行数值计算就可以求出不受物性影响的 kA 值，将该值输入换热器设计函数就可以代替原本用对数平均温差求出的 kA 进行计算。

另外如果不定积分上限则有：

$$kA_x = \int_{H_{1i}}^{H_{1x}} \frac{dH_1}{t_1(H_1) - t_2(H_1 - C)}$$

在换热器设计完成求出 k 之后就可以根据该式求出在不同的 A_x 处的 H_{1x} ，并可以结合压力求出该处的 $t_1(x)$ ，由此就能够得到整个换热面积上的温度变化图像5-7。

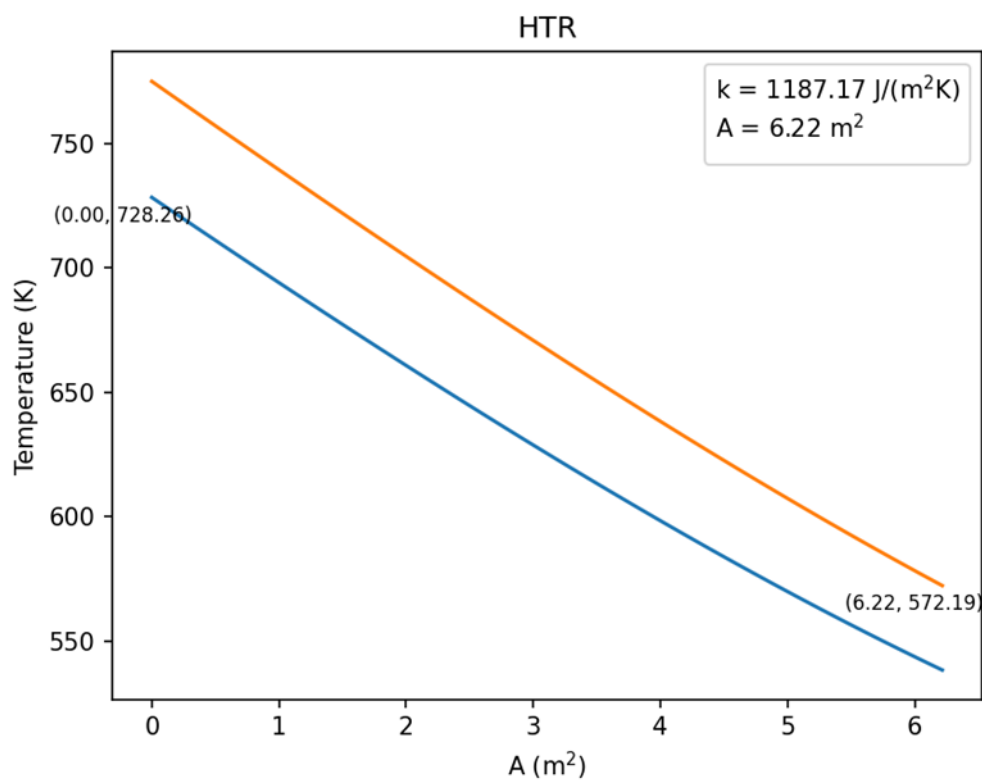


图 5-7 HTR 换热器全换热面积温度变化示意图

针对程序的调整很简单，只用多设置一个带有默认值 0 的参数 HA ，当外界输入它时就按照输入值计算，否则按照对数平均温差计算。

第六章 设备参数设计

6.1 汽轮机和压缩机设备参数设计^[9]

对于汽轮机（压缩机）系统进行热力分析，即是对汽轮机（压缩机）额定工况及不同工况下主要热力参数进行计算、确定各级内参数和损失、效率，以及对整个系统的热力性能、经济性指标进行分析。首先确定汽轮机（压缩机）的基本热力参数，由热平衡方初步确定汽轮机（压缩机）需求二氧化碳流量，计算汽轮机（压缩机）通流尺寸基本参数，然后计算级内损失及相关效率等，最后进行变工况迭代运算，直至级内误差满足计算要求。

经过数学模型的建模以及多次的迭代，可以得到汽轮机（压缩机）高压缸部分结构参数6-1，以及低压缸部分结构参数6-2。

由于在布雷顿循环中，只有单个汽轮机，以及两个压缩机，没有高压缸和低压缸之分；因此可以将高压缸结构参数应用于汽轮机，低压缸结构参数应用于压缩机。

根据之前对于系统最优化参数的计算，可以得到汽轮机中的理想焓降为 $173.48 \text{ kJ kg}^{-1}$ ；第一个压缩机中的理想焓升为 114.04 kJ g^{-1} ；第二个压缩机中的焓升为 52.092 kJ g^{-1} 。由于汽轮机与压缩机在本循环中的效率几乎是 100%，因此可以认为实际焓降与理想焓降是相同的。

| 项目 | 单位 | | | | | | | |
|---------|-----------------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 级数 | | h0 | h1 | h2 | h3 | h4 | h5 | h6 |
| 平均直径 | m | 0.75 | 0.7 | 0.733 | 0.762 | 0.799 | 0.82 | 0.855 |
| 反动度 | | 0.05 | 0.15 | 0.18 | 0.21 | 0.24 | 0.27 | 0.33 |
| 理想焓降 | kJ/kg | 85.1 | 48 | 48 | 49 | 53 | 55 | 66 |
| 速度比 | | 0.471 | 0.483 | 0.49 | 0.505 | 0.513 | 0.526 | 0.532 |
| 圆周速度 | m/s | 193.8 | 148.7 | 151.8 | 154.9 | 166 | 172.5 | 188.9 |
| 喷嘴出汽角 | ° | 12.9 | 14.8 | 17.6 | 21.3 | 23.2 | 25.3 | 25.8 |
| 动叶相对出汽角 | ° | 20.1 | 19.6 | 18.6 | 19.3 | 17.3 | 16.5 | 17.3 |
| 喷嘴高度 | mm | 40.2 | 51.51 | 53.31 | 54.76 | 60.91 | 70.74 | 85.37 |
| 喷嘴出口面积 | cm ² | 169.2 | 289 | 369.7 | 474.9 | 595.5 | 778.8 | 992.2 |
| 喷嘴压比 | | 0.6821 | 0.807 | 0.8093 | 0.8116 | 0.7964 | 0.7951 | 0.7648 |

图 6-1 高压缸部分结构参数

| | | | | | | | | | | |
|---------|-----------------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|-------|--------|
| 项目 | 单位 | | | | | | | | | |
| 级数 | | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 |
| 平均直径 | m | 0.9 | 0.97 | 1.03 | 1.2 | 1.27 | 1.33 | 1.41 | 1.49 | 1.57 |
| 反动度 | | 0.5 | 0.515 | 0.53 | 0.55 | 0.563 | 0.58 | 0.591 | 0.613 | 0.622 |
| 理想焓降 | kJ/kg | 43 | 46 | 49 | 51 | 53 | 56 | 60 | 61 | 67 |
| 速度比 | | 0.51 | 0.519 | 0.531 | 0.54 | 0.55 | 0.562 | 0.571 | 0.58 | 0.588 |
| 圆周速度 | m/s | 149.6 | 157.7 | 165.9 | 172.5 | 179.1 | 187.4 | 195.8 | 202.6 | 216 |
| 喷嘴出汽角 | ° | 20.1 | 20.7 | 21.3 | 21.9 | 22.3 | 22.8 | 23.2 | 23.7 | 24.3 |
| 动叶相对出汽角 | ° | 20.1 | 19.3 | 18.8 | 18.1 | 17.8 | 17.1 | 16.9 | 16.3 | 16.3 |
| 喷嘴高度 | mm | 93.44 | 103.3 | 117.7 | 126.9 | 154.1 | 191.7 | 246 | 329 | 434.3 |
| 喷嘴出口面积 | cm ² | 908 | 1113 | 1383 | 1785 | 2333 | 3128 | 4293 | 6190 | 8815 |
| 喷嘴压比 | | 0.8873 | 0.8804 | 0.8734 | 0.87 | 0.8639 | 0.8583 | 0.8493 | 0.846 | 0.8369 |

图 6-2 低压缸部分结构参数

| | | |
|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 汽轮机 | 第一压缩机 | 第二压缩机 |
| 0.2497 m ³ | 0.5901 m ³ | 0.2534 m ³ |

表 6-1 部分部件的旋转体积

于是与实际焓降对应，进行以下设计：汽轮机选择 h0,h1,h2 总共三级；第一个压缩机选择 I6,I7 总共二级；第二个压缩机选择 I5 一级。

由于对每一级的厚度并无硬性要求，因此这里取每一级为10 cm厚，可以计算出汽轮机和压缩机的旋转体积 (6-1)。以下为汽轮机概念设计图6-3，同时考虑到压缩机与汽轮机形式相同，仅仅级数及半径会小于汽轮机，其设计图与汽轮机是相似的。

6.2 管道的选择设计

6.2.1 超临界二氧化碳的腐蚀原理及管道材料选择

在布雷顿循环中，高温超临界 CO2 在温度大于 400℃ 可引起金属氧化、渗碳。其中，金属氧化源自金属原子与 CO2 分子的直接氧化反应，碳化源自 CO2 穿过金属表

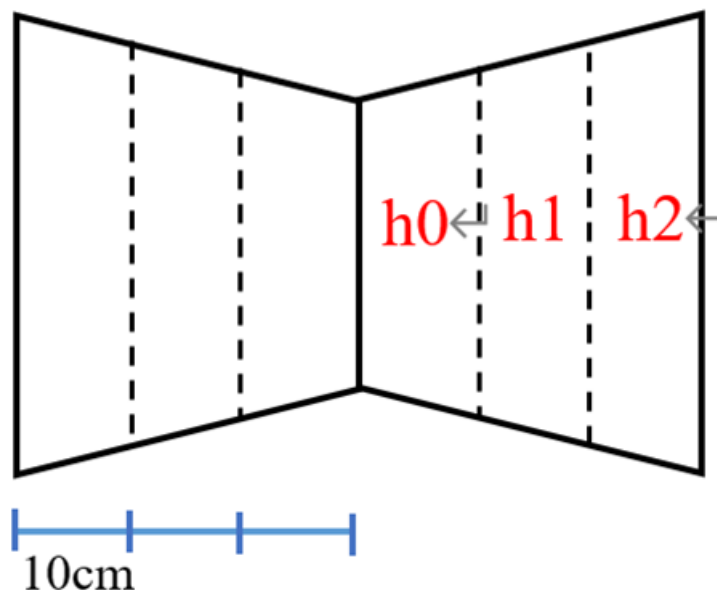
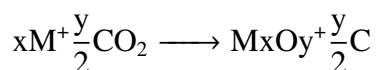
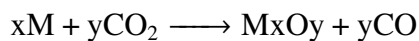


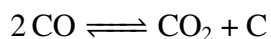
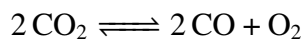
图 6-3 汽轮机概念设计图

面氧化膜后，与基体金属原子反应形成碳化物：



表面氧化物的积累可以发展成氧化层，其化学和物理特性可以在合金的腐蚀过程中起决定性作用。从化学成分的角度来看，含铬氧化物通常比铁基氧化物具有更高的耐腐蚀性。从物理角度来看，致密、连续和致密的氧化层可以作为保护屏障，以防止进一步氧化，而松散和不连续的氧化层可以被气体成分穿透，并使底层基材容易进一步腐蚀。

渗碳被解释为含碳物质通过氧化层渗透，然后在金属基材中受到碳侵蚀。其中碳原子是通过众所周知的布杜阿德反应产生的：



渗碳的发生包括几个步骤：含碳物质通过氧化皮的渗透，氧化物-金属界面处的局部还原，合金基体中碳原子的扩散及其与金属元素的反应。

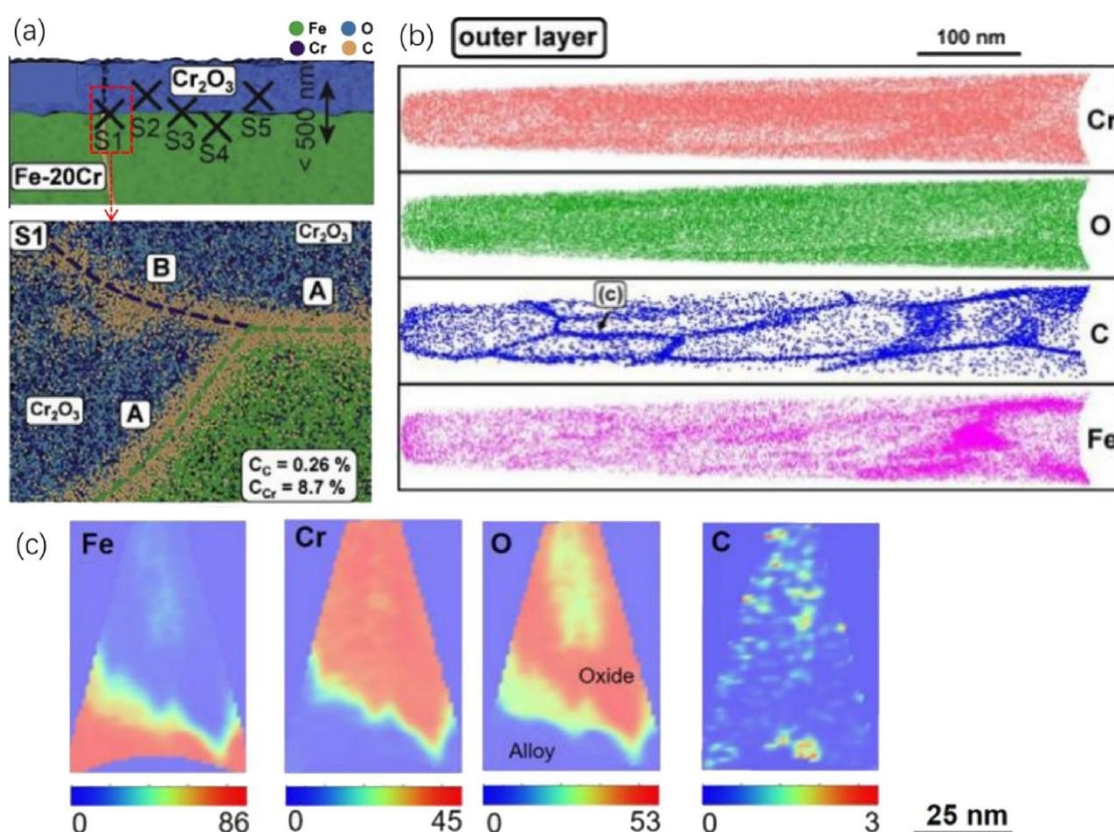
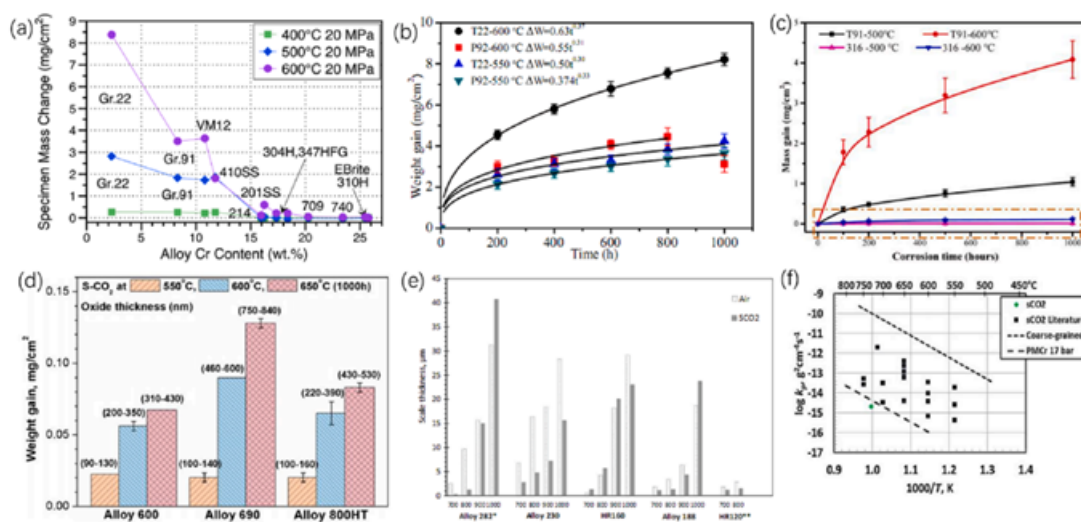


图 6-4 (a) 和 (b) 表面原子探针表征 Cr_2O_3 暴露于 650°C Ar-20 CO_2 120 小时后在 Fe-20Cr 上结垢, 观察到 C 原子沿晶界的偏析。(c) 表面 Cr 的原子探针断层扫描 (APT)^[10]

碳化物消耗了大量本应生成氧化膜的 Cr、Fe 等金属原子, 削弱抗腐蚀能力, 同时引起金属变脆和力学性能降低, 而且碳化和氧化表现出极强的耦合效应 (图6-4)。超临界 CO_2 腐蚀的影响因素有多方面: 环境方面有温度、压强、气体杂质, 材料方面有合金元素、结构、厚度、加工手段、涂层、表面处理等因素。根据影响超临界 CO_2 腐蚀程度的因素, 作出以下材料选择策略: 在给定的温度下, 不同合金的机械强度通常遵循以下顺序: 铁素体钢 < 奥氏体合金 < 镍基合金。

布雷顿循环中, S- CO_2 中常用合金的一般耐腐蚀性环境按以下顺序排列: 低合金铁素体钢 < 奥氏体不锈钢 < 镍基合金。这种趋势与高温下的机械强度一致。

虽然镍基合金较之其他合金很昂贵, 但是考虑到深空探测的持续性, 全部采用镍基合金材料的管道是合理的。因此, 这里决定采用 UNS N06625 合金 (铬钼铌镍基合金) 作为管道的材料。

图 6-5 影响到超临界CO₂ 腐蚀的因素^[10]

6.2.2 管道内径及管道厚度计算

管道内径是由 CO₂ 流量以及流速所决定的，其关系式为：

$$\pi R^2 u \rho = q$$

流量由功率以及焓降所确定，在本循环中，其值为：

$$q = \frac{P}{\Delta h} = \frac{277}{214.573} = 1.29 \text{ kg s}^{-1}$$

由于管道内流速与管道的腐蚀程度是正相关的，同时流速与管道半径是负相关的。在考虑到管道半径长度与腐蚀程度的双重影响下，选择流速为 3 m s^{-1} 。据此，可以得到每段管道流体的相关参数6-6 此时，管道的半径最大也不超过 5 cm ；同时相比而言，湍流的腐蚀性一般比层流小，而此时所有管内流体都处于湍流状态，因此可以认为流速 3 m s^{-1} 是合理的。

设计管道厚度，需要考虑到管道材料的力学性能，如屈服强度，许用切应力，伸长率等。首先，建立圆形管道的受力模型6-7: 通过将圆形管道沿直径方向切开，列受力平衡方程，可以得到管内压强与切应力间的关系式：

$$2RP = 2\tau\delta$$

即：

$$\tau = P \frac{R}{\delta}$$

| State | Temperature [K] | Entropy [J/Kg K] | Enthalpy [J/Kg] | Pressure [MPa] | Density [Kg/m ³] | Radius [m] | Re |
|-------|-----------------|------------------|-----------------|----------------|------------------------------|------------|------------|
| 1.0 | 900.0 | 2852.4 | 1131011.73 | 20.0 | 113.04 | 0.03 | 595233.47 |
| 2.0 | 774.92 | 2873.15 | 987586.58 | 7.38 | 50.06 | 0.05 | 453425.12 |
| 3.0 | 565.2 | 2508.96 | 745216.76 | 7.38 | 70.84 | 0.04 | 684463.53 |
| 4.0 | 407.45 | 2138.1 | 566650.69 | 7.38 | 109.47 | 0.04 | 1088694.72 |
| 5.0 | 309.13 | 1681.71 | 407970.6 | 7.38 | 248.21 | 0.02 | 1673045.83 |
| 6.0 | 382.79 | 1692.16 | 447881.22 | 20.0 | 438.29 | 0.02 | 1343268.1 |
| 7.0 | 512.93 | 2154.66 | 651051.6 | 20.0 | 225.76 | 0.02 | 1144800.99 |
| 8.0 | 726.2 | 2586.5 | 915546.29 | 20.0 | 143.05 | 0.03 | 766303.79 |
| 9.0 | 535.26 | 2209.5 | 679785.19 | 20.0 | 211.52 | 0.03 | 1093035.27 |
| 10.0 | 530.08 | 2197.09 | 673176.47 | 20.0 | 214.61 | 0.03 | 1104796.6 |

图 6-6 每段管道的流体相关参数

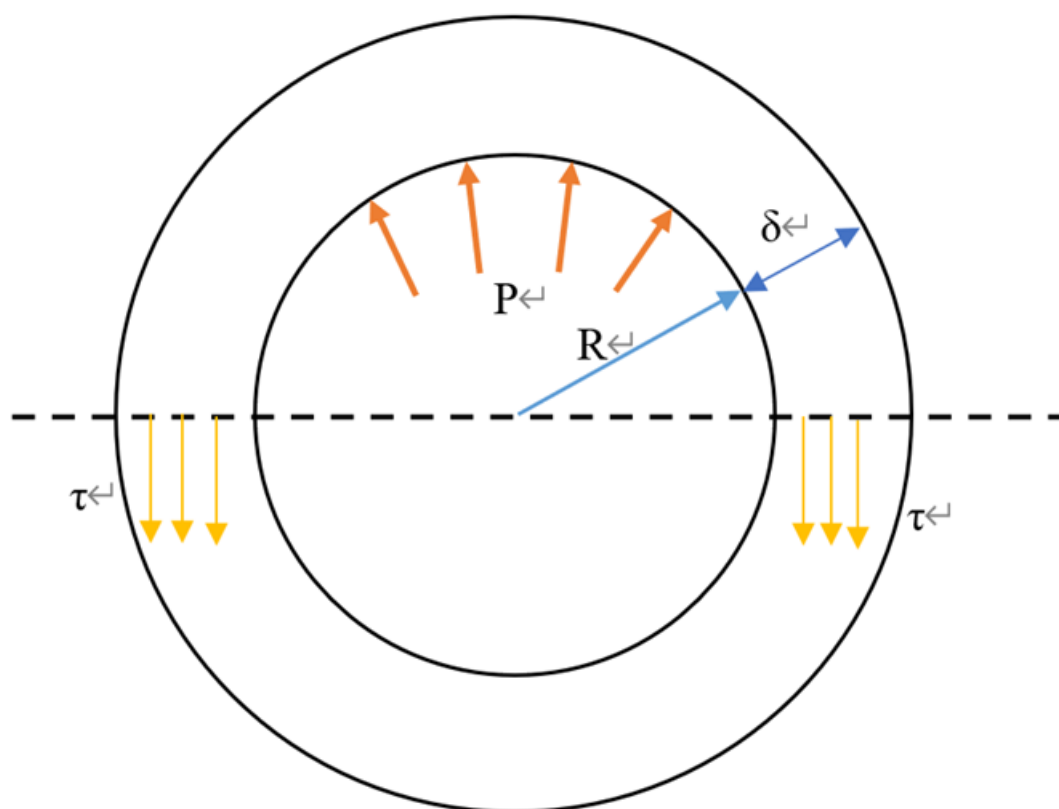


图 6-7 圆形管道横切面的力学模型

同理，也可以得到最大正应力与管内压强间的关系式：

$$\sigma = \frac{PR}{2\delta}$$

考虑到安全性，一般取安全系数 $n=1.3$ ，并考虑焊接接头系数 $\Phi = 1$ ，则许用切应力与许用正应力为：

$$[\tau] = nP \frac{R}{\delta\Phi} = 1.3P \frac{R}{\delta}$$

$$[\sigma] = n \frac{PR}{2\delta\Phi} = 1.3 \frac{PR}{2\delta}$$

管道材料选取了 UNS N06625 合金，其在本循环中的最大温度下的屈服强度为 420 MPa，管道内最大压力为 25.15 MPa，同时均认为许用切应力与许用正应力的值为屈服强度大小，因此可以得到管道厚度关系式为：

$$\delta = 1.3 \frac{PR}{[\sigma]}$$

经过计算，得到最厚处的厚度为 $\delta = 3.1 \text{ mm}$ 。考虑到安全性，将所有管道的厚度都取为 3.1 mm。

6.2.3 管道长度设计

管道长度参考循环总图设计 (6-8) 在尽量满足管道长度短且满足该示意图的几何关系的情况下，设计出以下每段管道长度 (6-2)

6.3 压降计算及泵的选择

一般来说，管道内需要计算的压降分为四类：摩擦压降，提升压降，形阻压降，加速压降。

这里假设每一段管道内，温度变化忽略不计，即流体密度在每一段管道内变化不变，而密度变化仅在设备中阶跃变化，因此忽略加速压降计算；由于太空中没有重力，可以忽略提升压降的计算；因此只需计算摩擦压降和形阻压降。

6.3.1 摩擦压降计算

由于在每一段管道内，温度变化是忽略不计的，因此都可以按照等温流动来计算摩擦压降。一般来说，圆管的等温摩擦压降可以由以下关系式计算：

$$p_f = f \frac{L}{d_e} \frac{\rho u^2}{2}$$

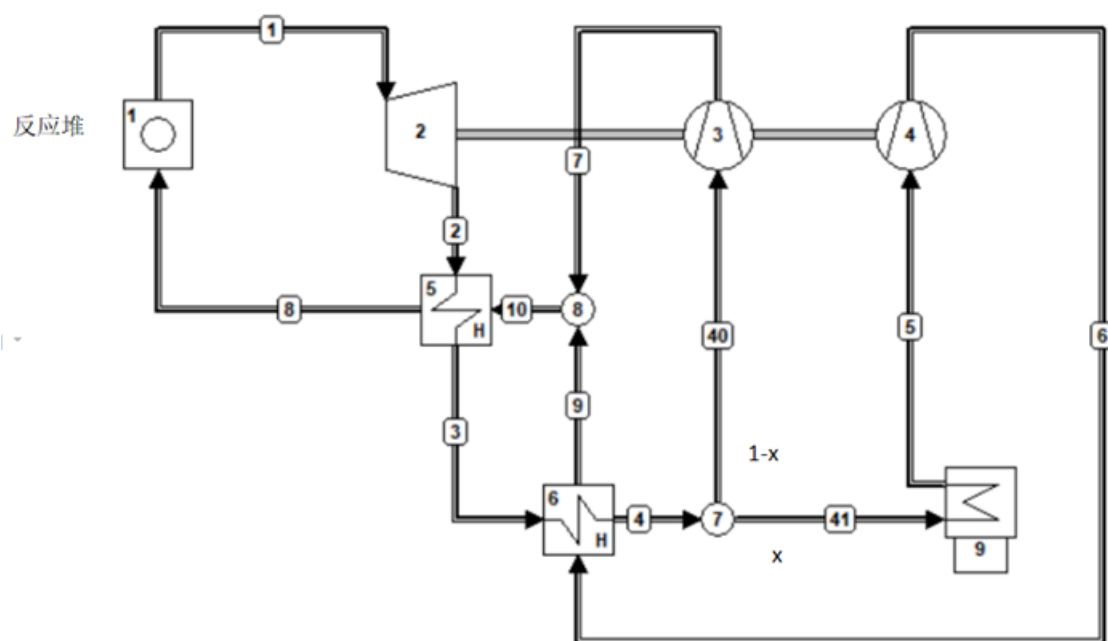


图 6-8 系统的总示意图

| 序号 | 管道长度 (m) |
|----|----------|
| 1 | 3 |
| 2 | 1 |
| 3 | 2 |
| 4 | 1 |
| 40 | 2.5 |
| 41 | 2 |
| 5 | 2.5 |
| 6 | 7 |
| 7 | 2 |
| 8 | 3 |
| 9 | 1.5 |
| 10 | 1 |

表 6-2 管道长度

| 序号 | P_f (Pa) |
|----|------------|
| 1 | 1485.44 |
| 2 | 131.80 |
| 3 | 463.35 |
| 4 | 2584.60 |
| 5 | 4442.98 |
| 6 | 51340.16 |
| 7 | 3047.00 |
| 8 | 2177.64 |
| 9 | 2055.58 |
| 10 | 1403.11 |
| 总计 | 49131.66 |

表 6-3 每段管道对应的摩擦压降

其中， L 为管道长度， d_e 为管道特征直径， ρ 为流体密度， u 为流速， f 为摩擦系数。由于每一段管道内的流体都处于湍流状态，且认为管道并非光滑的，因此 f 可以由以下关系式确定：

$$f = 0.11 \left(\frac{\epsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

可以认为管道的制作工艺精湛，取粗糙系数 $\epsilon = 0.01$ ，通过计算得到以下每段管道与压降的对应关系 (6-3)

6.3.2 形阻压降计算

形阻压降是由于管道中的各种形状所引起的压降，比如弯头，阀门，管道突然扩张、突然缩小等，对比系统的总示意图，共有 11 个 90° 弯头。

考虑到每段管道内径的变化并不大，忽略每一段管道内因为突缩突扩所引起的压降变化。

形阻压降均可以由以下关系式确定：

$$P_C = \xi \frac{\rho u^2}{2}$$

其中 ξ 为形阻系数，对应不同的形状，其值也随之变化。当只考虑 90° 弯头引起的压降时，相比于直角形的弯头，圆弧形的弯头引起的压降更小，因此选择 90° 圆弧形的弯头，并且有的形阻系数关系图 (6-9)

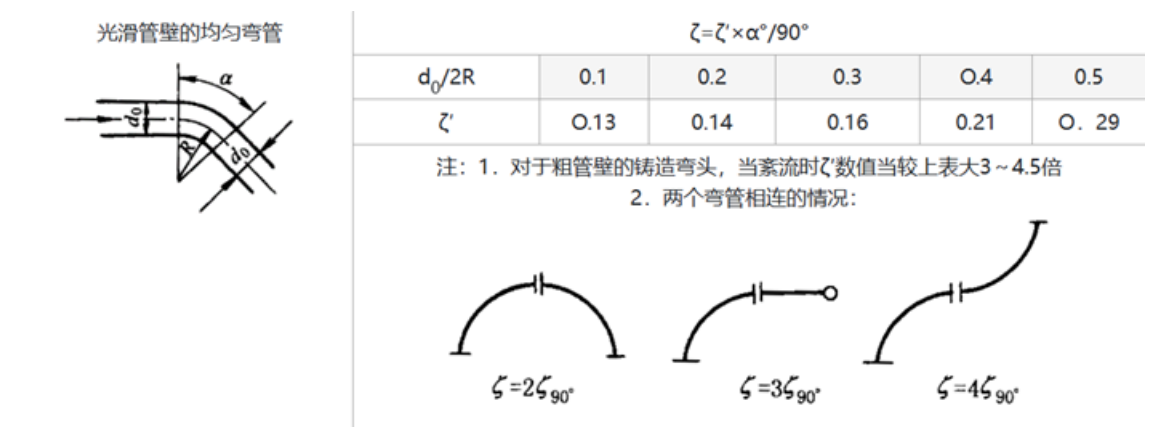


图 6-9 圆弧形弯头的部分形阻系数

并对曲率比与形阻系数作拟合关系图6-10

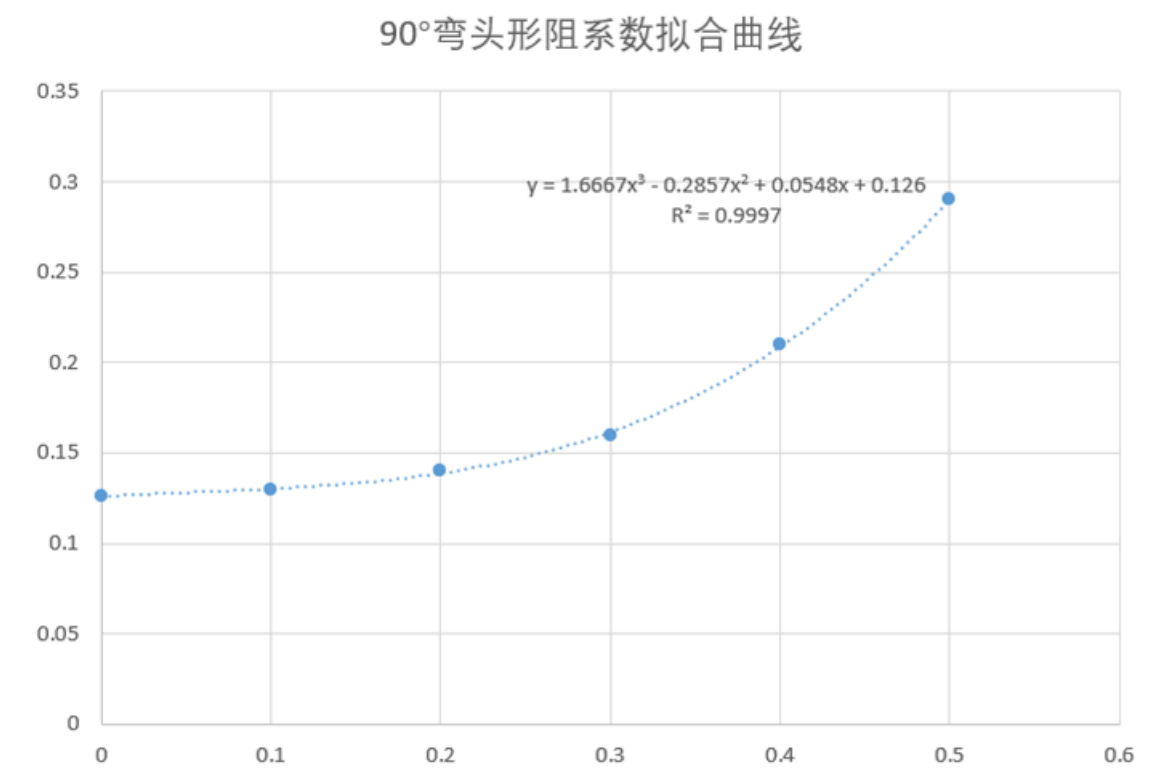


图 6-10 90° 圆弧形弯头形阻系数—曲率比拟合曲线

发现在曲率比小于 0.1 时，形阻系数变化很小，考虑到弯头的制作难度、成本等，选择曲率比 0.1 是较为合适的，此时所有的弯头形阻系数均取 0.13。

因此可以得到整个管道的形阻压降为：

$$P_C = \sum_{i=1}^{11} \xi_i \frac{\rho_i u^2}{2} = 1067.54 \text{ Pa}$$

6.3.3 实际压降及泵的选择

经过上述计算，可以得到整个系统的压降为：

$$P_{\text{ideal}} = P_f + P_C = 50.52 \text{ kPa}$$

然而对于上述的压降计算，进行了许多理想假设，比如粗糙系数统一取 0.1，也忽略了每个设备中，如换热器，汽轮机等中所可能引起的压降变化，所以需要对上述压降进行修正，认为实际压降按 1.3 倍理想压降取值，即：

$$P_{\text{fact}} = 1.3 P_{\text{ideal}} = 65.62 \text{ kPa}$$

于是选择可以至少提供 65.26kPa 压降的泵。由于泵提供该压降所其需要的能量相比于整个系统来说是微乎其微的，所以并不影响整个系统的效率。

第七章 全文总结

本次项目的目的是通过整合所学知识，包括反应堆物理、热工水力、传热学、工程热力学等知识，设计一套完整的、全流程的热力系统，通过前期调研、建模分析、计算绘图、总结撰写，成功完成了本次项目。

本次项目的主要内容是设计基于超碳的布雷顿循环热力系统，用于深空探测卫星的能源提供，在此基础上，对堆型进行了选择，使用西屋公司 eVinci 为基础，设计并验证了堆型，同时开发了二回路计算代码，对整套系统的热力性质进行了分析和计算，并通过开源框架做了可视化开发，进一步直观化。不止于此，团队还对具体的设备进行了分析与设计，通过查阅论文，查阅公式，自主进行了包括印刷版式换热器、管道、旋转体等设备的设计。

本次项目的结果是令人满意的，团队成员协同开发，将任务依次完成，各自负责不同的部分，李灵政同学担任组长，进行了前期调研和堆型选择、二回路选择和堆芯的模拟验证，肖凌云同学进行了二回路代码的开发和可视化，同时对二回路进行了详尽的热力学分析，夏星同学主要进行了换热器的开发和设计，同时和肖凌云同学一起，对二回路进行分析，李峙穆同学主要进行了设备的选型和设计，对旋转体、压降、管道进行了非常详实的热工水力分析。团队四个人都深度参与了工作，并在工作中收获很多。

参考文献

- [1] BENNETT G. Space nuclear power: opening the final frontier[C]//4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC). 2006: 4191.
- [2] ANGELO JR J, BUDEN D. Space nuclear power[J/OL]., 1985. <https://www.osti.gov/biblio/5409674>.
- [3] AL-SULAIMAN F A, ATIF M. Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower[J]. Energy, 2015, 82: 61-71.
- [4] ZHANG Z, WANG C, GUO K, et al. HEART, a specific code for thermal-electrical analysis of heat pipe cooled nuclear reactor[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 179: 107666.
- [5] ARAFAT Y, VAN WYK J. eVinci Micro Reactor[J/OL]. Nucl. Plant J, 2019, 37: 34-36. <https://www.westinghousenuclear.com/Portals/0/new%5C%20plants/evincitm/eVinci%5C%20Micro%5C%20Reactor%5C%20NPJ%5C%20M-A%5C%202019.pdf>.
- [6] STERBENTZ J W, WERNER J E, MCKELLAR M G, et al. Special purpose nuclear reactor (5 MW) for reliable power at remote sites assessment report[R/OL]. Idaho National Lab.(INL), Idaho Falls, ID (United States). 2017. <https://www.osti.gov/biblio/1410224>.
- [7] HERNANDEZ R, TODOSOW M, BROWN N R. Micro heat pipe nuclear reactor concepts: Analysis of fuel cycle performance and environmental impacts[J/OL]. Annals of Nuclear Energy, 2019, 126: 419-426. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306454918306509>.
- [8] EL-GENK M S. Space nuclear reactor power system concepts with static and dynamic energy conversion[J/OL]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(3): 402-411. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407003706>.
- [9] 李广围. 核动力二回路主要部件参数计算与热力系统性能分析[D]. 哈尔滨工程大学, 2016.
- [10] LI K, ZHU Z, XIAO B, et al. State of the art overview material degradation in high-temperature supercritical CO₂ environments[J]. Progress in Materials Science, 2023:

101107.

附录 A 二回路参数表

| 参数 | 符号 | 值 |
|-----------------|-----------------|--------------------------|
| 最小工作 (MC 入口) 压力 | p_{\min} | 7.38 MPa |
| 最高工作 (汽轮机入口) 温度 | T_{\max} | 900 K |
| 最低工作 (MC 入口) 温度 | T_{\min} | 309 K |
| 质量流量 | W | 1.13 kg s^{-1} |
| 分流比 | x | 0.77 |
| 最大压力 | p_{\max} | 25.15 MPa |
| 汽轮机绝热效率 | η_1 | 0.9 |
| MC 绝热效率 | η_2 | 0.9 |
| RC 绝热效率 | η_3 | 0.9 |
| HTR 效能 | ε_1 | 0.86 |
| LTR 效能 | ε_2 | 0.86 |
| 系统效率 | η | 43.84% |

表 A-1 二回路参数表

附录 B 状态参数表

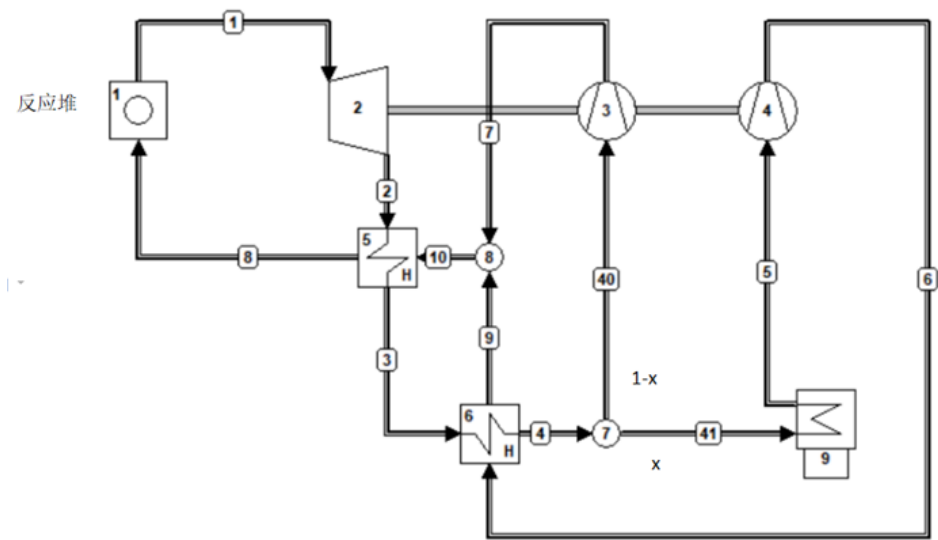


图 B-1 二回路示意图

| 状态点 | 温度 [K] | 熵 [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$] | 焓 [J kg^{-1}] | 压力 [MPa] |
|-----|--------|--|--------------------------|----------|
| 1 | 900.00 | 2804.34 | 1128539.02 | 25.15 |
| 2 | 747.44 | 2830.41 | 955059.48 | 7.38 |
| 3 | 582.02 | 2542.04 | 764193.02 | 7.38 |
| 4 | 424.65 | 2186.43 | 586753.90 | 7.38 |
| 5 | 309.13 | 1681.71 | 407970.60 | 7.38 |
| 6 | 400.07 | 1694.77 | 460062.35 | 25.15 |
| 7 | 559.78 | 2206.97 | 700793.74 | 25.15 |
| 8 | 705.51 | 2499.22 | 884729.00 | 25.15 |
| 9 | 552.83 | 2190.70 | 691743.71 | 25.15 |
| 10 | 554.46 | 2194.53 | 693862.54 | 25.15 |

表 B-1 状态参数表

附录 C 热力线图

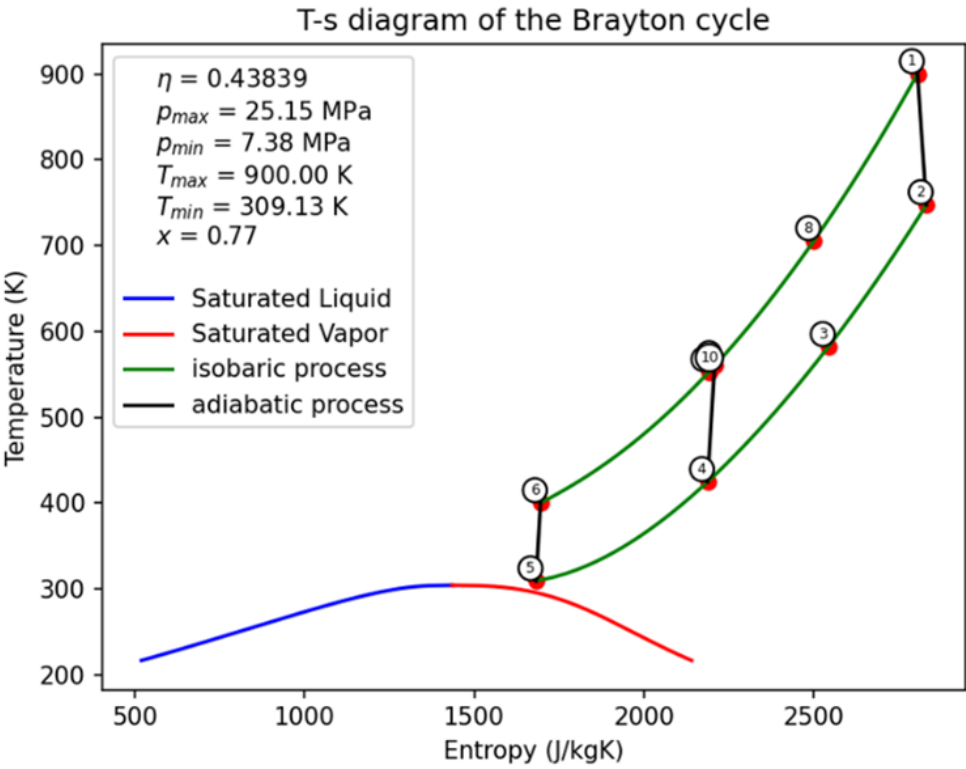
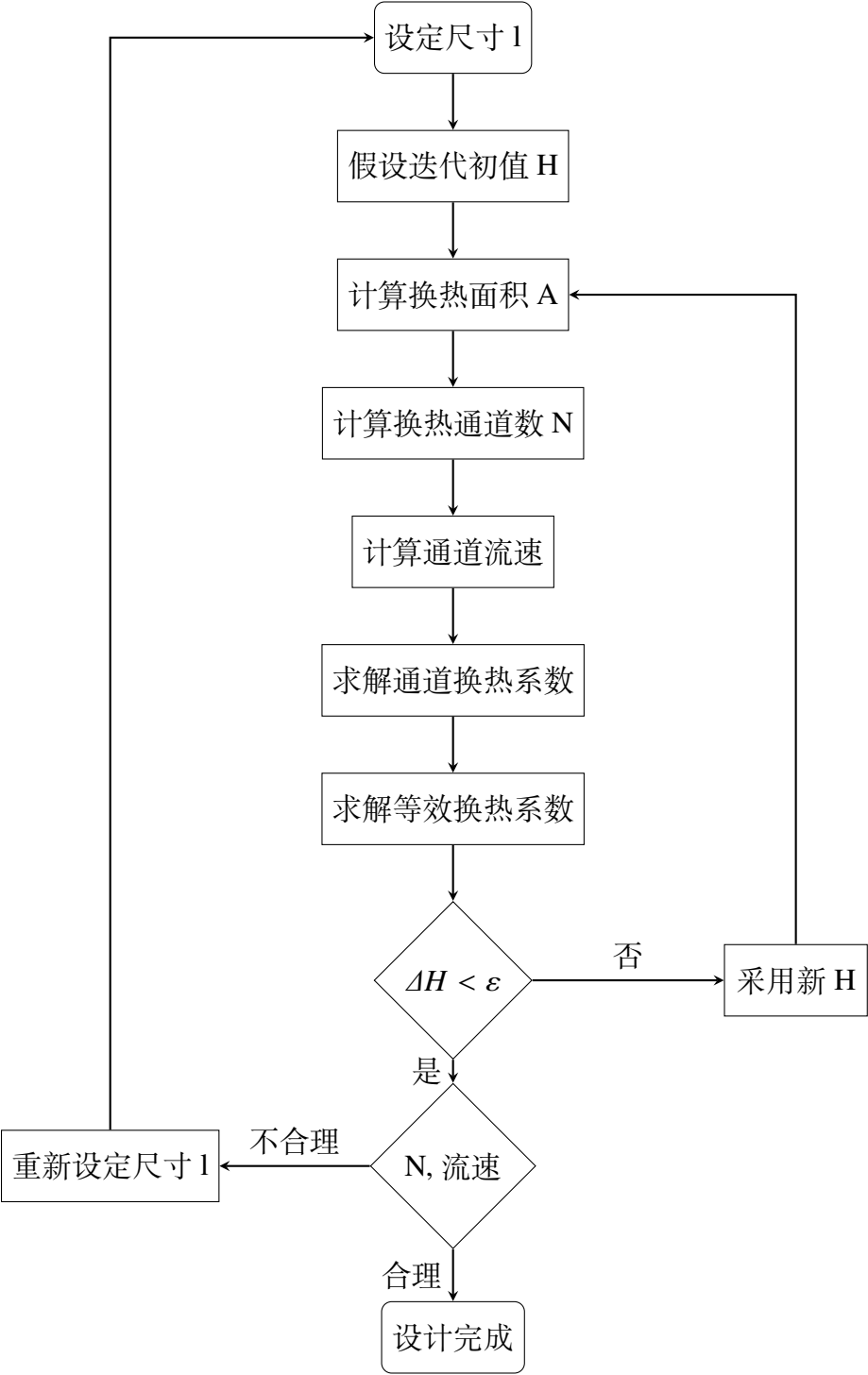


图 C-1 热力线图

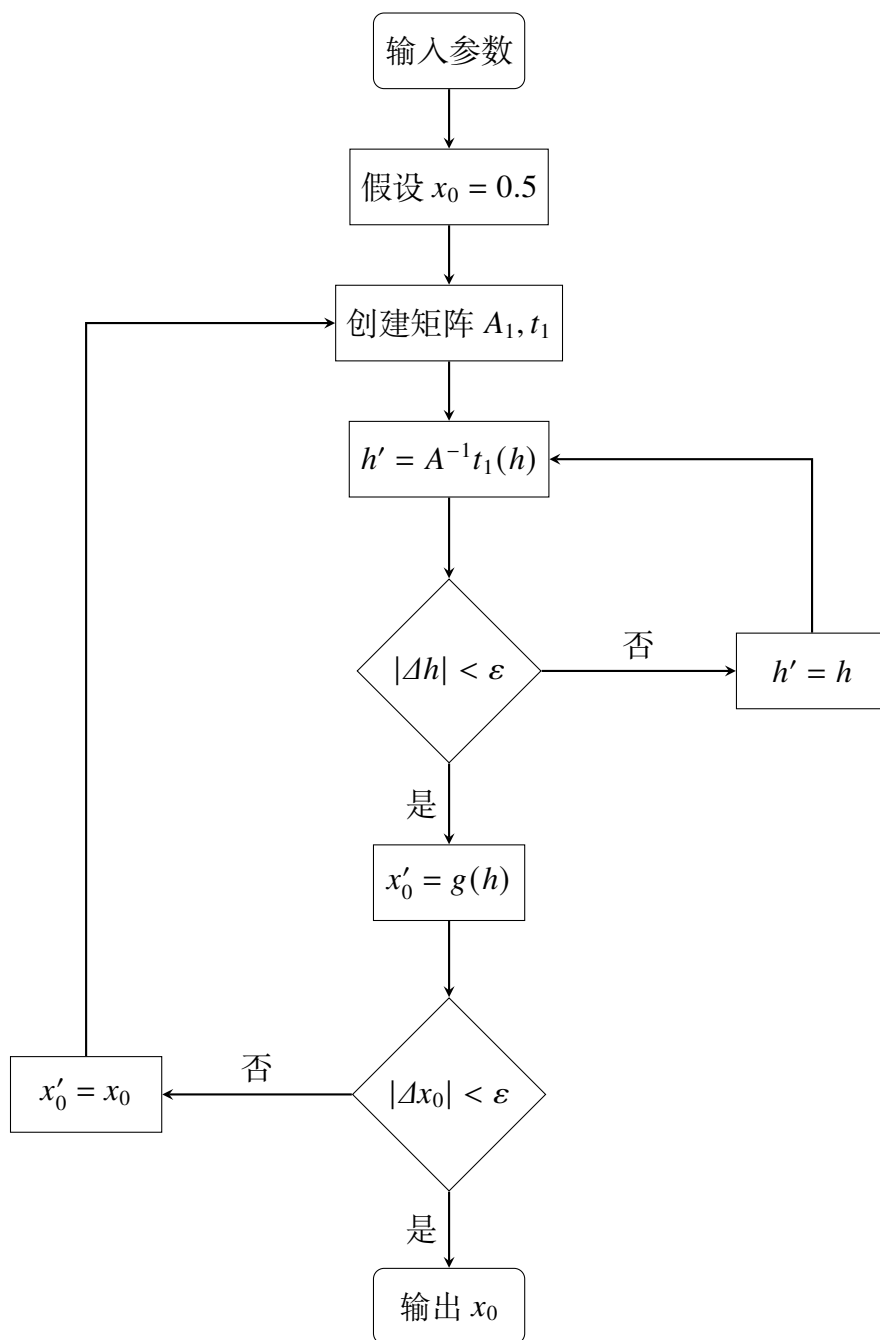
附录 D 设计流程图

D.1 换热器设计流程图

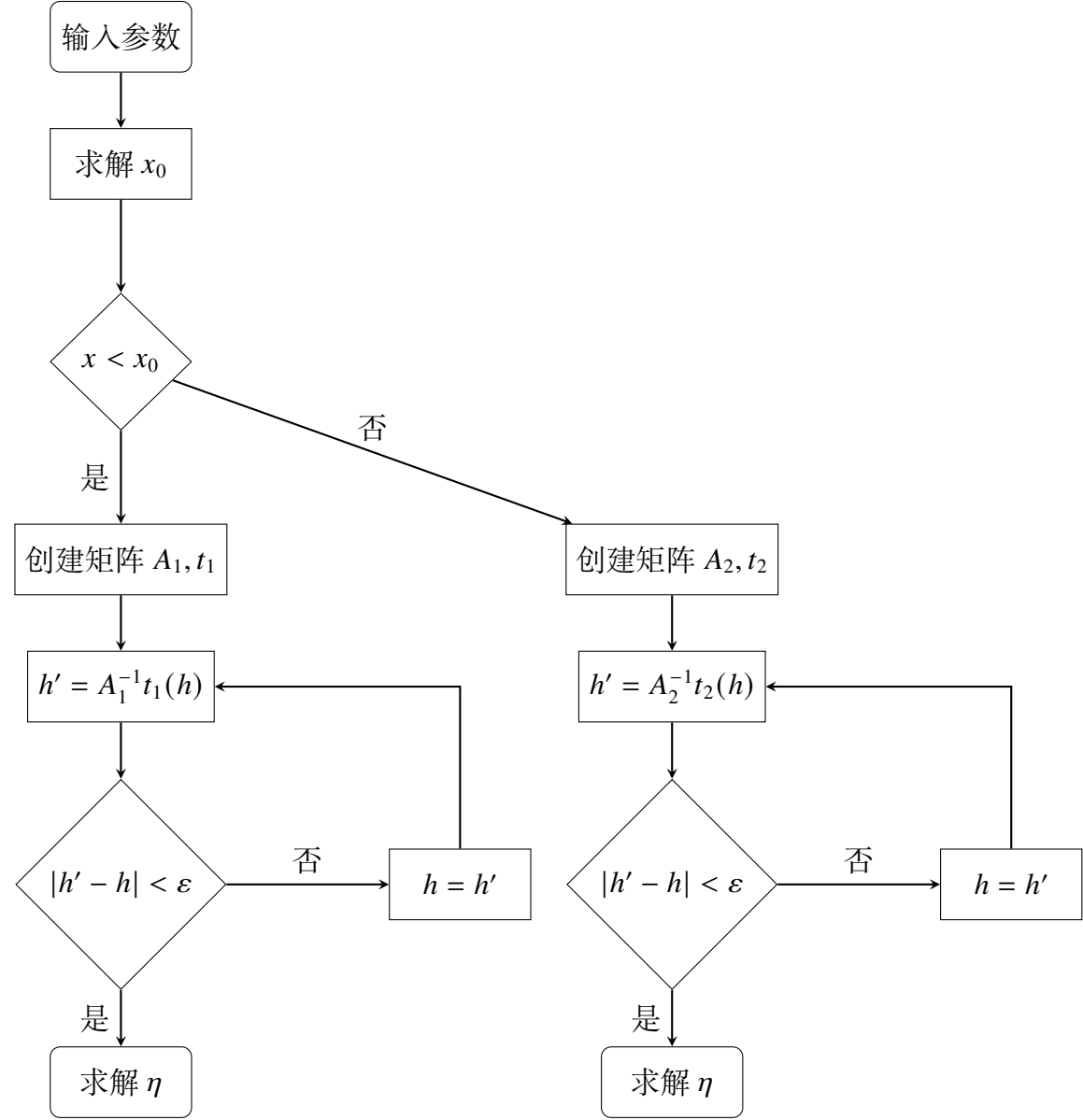


D.2 二回路状态求解程序逻辑图

D.2.1 换热器转折点 x_0 求解



D.2.2 状态参数与热效率求解



致 谢

感谢丛腾龙老师的指导

感谢热力系统设计与实践合理的课程安排与作业安排

感谢小组成员李灵政、肖凌云、夏星、李峙穆的充分参与