

Design and Research of Stirling Engine Heat Exchange Device

Xianglei Du, Zailiang Chen

Soochow University, Suzhou Jiangsu
Email: 495723741@qq.com

Received: Dec. 8th, 2016; accepted: Dec. 23rd, 2016; published: Dec. 29th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Heat exchange device as a core component of the Stirling engine is a heat cycle carrier. It forms a closed loop so that the working fluid can be expanded and contracted in the circulatory system, pushing the piston acting. The total mass of working fluid in circulating flow does not change. The fluent software was used to simulate circulation of the working fluid through the heat exchanger means for circulating motion, including velocity, pressure and temperature, to provide a theoretical basis for optimizing the internal structure of the heat exchange device and improve engine performance.

Keywords

Stirling Engine, Heat Exchange Device, Design and Research, Simulation Analysis

斯特林发动机热交换装置的设计与研究

杜祥雷, 陈再良

苏州大学, 江苏 苏州
Email: 495723741@qq.com

收稿日期: 2016年12月8日; 录用日期: 2016年12月23日; 发布日期: 2016年12月29日

摘要

热交换装置作为斯特林发动机核心部件, 是热能循环的载体。它构成封闭回路, 使工质在该循环系统中

热胀冷缩, 从而推动活塞做功。工质在循环流动过程中总量不变, 以fluent软件详细模拟工质流过热交换装置循环运动状态, 包括速度、压力和温度, 为优化热交换装置内部结构, 提高发动机性能提供理论依据。

关键词

斯特林发动机, 热交换装置, 设计与研究, 仿真分析

1. 前言

斯特林发动机是一种外燃的闭式循环往复式活塞式热力发动机, 由英国牧师罗伯特·斯特林在 1816 年发明, 经过几十年的发展, 在汽车、潜艇以及太阳能发电机组等方面有了广泛的应用。福特和菲利普公司研发出可以安装在汽车上的 4-215 型发动机, 该结果产生了巨大的影响并得到政府资助, 由法国公司 ECA 研制出一种以熔盐蓄热器作为斯特林发动机热源的直列双向型发动机, 该发动机可以作为潜艇的水下动力源。斯特林发动机在运行过程中, 燃料连续燃烧, 内部工质膨胀, 通过冷气室冷却, 继而产生动力推动活塞往复运动。斯特林发动机的研制可以改变单一能源的使用状况, 优化发动机的效率。

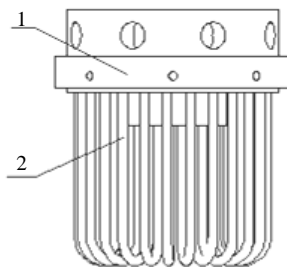
热交换装置作为斯特林发动机研制的关键部分, 是斯特林发动机整机运行平稳的核心部件, 由加热装置、冷却装置以及回热器组成。工质循环于这闭合回路之中, 完成膨胀压缩过程。斯特林发动机的主要热损失来自于热交换装置的损失(回热与流阻损失等), 在设计制造中热交换装置性能始终是斯特林发动机需要解决的重点问题[1]。

2. 热交换装置的结构设计与分析

热交换装置设计的要求在于使工质具有比较理想的流动特性, 在满足换热条件的情况下, 尽可能减小工质的循环阻力[2]。发动机运行的必要条件就是热交换系统中热腔与冷腔的温差能够使工质膨胀压缩产生足够的压力, 推动活塞往复运动。而热腔与冷腔的温差则是由加热装置与冷却装置所决定, 加热装置尽可能吸收热量对工质进行加热而冷却装置则尽可能带走工质的热量, 对其冷却降温。

2.1. 加热装置分析

作为斯特林发动机载热体的加热装置主要功能是充分吸收热源的能量并传递给做闭式循环的工质, 要求导热性好。本设计采用管式加热装置, 其热传导性能与加热管的长度、根数以及加热管内、外管径有关, 又因为加热装置位于外部供热系统中, 长时间忍受高温高压的影响, 因此在材料选取上有特别要求, 结构如图 1 所示。



1. 加热体 2. 加热管

Figure 1. Heater
图 1. 加热装置

加热管内壁与外壁之间的热量传递的主要方式为热传导, 加热管可视为单层圆筒壁热模型, 加热管固体热阻力为:

$$R_{jw} = \ln \frac{R_{jo}}{R_{ji}} / 2\pi\lambda_j l_j$$

式中: R_{jo} ——加热装置管外径; R_{ji} ——加热装置管内径; h_{ji} ——加热管内的对流换热系数;

λ_j ——加热装置管导热系数; l_j ——为加热装置管长度。

加热装置的外壁和流动工质之间的温度差:

$$\Delta T_j = Q_j \left(\frac{1}{R_{jw} N_{tj}} + \frac{1}{h_{ji} A_{ji}} \right)$$

式中: N_{tj} ——为加热装置的管数; A_{ji} ——为加热装置管的内表面积。

加热管内流动的工质温度与冷却装置管内壁的温度为:

$$T'_h = T_{hw} - \Delta T_h, \quad T'_k = T_{kw} - \Delta T_k$$

式中: T_{kw} ——冷却水的进口温度; T'_{hk} ——加热装置外壁的温度。

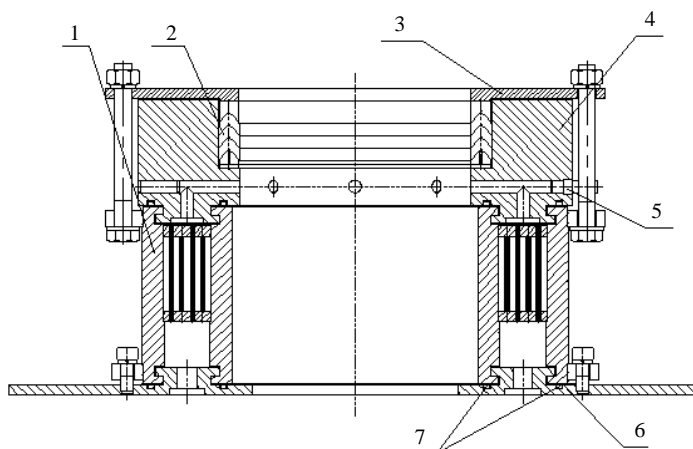
加热管外表面处于高温低压的稳流工作状态, 内表面处于高温高压非稳流的工作状态, 两面传热效率存在差异。由于加热管管壁温差较小, 管壁导热对整个热量传递影响很弱[3] [4]。

2.2. 冷却装置分析

冷却装置处在冷腔与回热器中间, 主要用于冷却工质, 确保工质理想的卡诺循环规律, 要求有较高的热传导性、结构紧凑, 同时要求死容积小、压力损失少, 其结构如图2所示。

在该设计中, 气缸密封盖与缸体之间设有开口, 密封盖沿缸体开口放入, 旋转卡住。水套压盖, 水套盖与水套下盖, 依靠螺栓相连。在水套与水套盖及水套盖与水套下盖, 之间采用金属空心O形密封环结构。O形圈可以在静密封中可以实现无泄漏的绝对密封, 满足各种运动条件的要求, 同时具有双向密封作用, 动摩擦阻力较小。

冷却系统的分析方程为:



1. 水套; 2. V形组合密封圈; 3. 水套压盖; 4. 水套盖; 5. 内置单向阀接头; 6. 水套下盖; 7. 密封环

Figure 2. Cooler

图2. 冷却器

$$h_t = \frac{h_w}{(1+0.882h_w)}$$

式中: $h_w = 0.35R_e^{0.55} p_r^{0.33} k_w d_o$, k_w ——水的导热率; d_o ——为水管外径。

传热计算的基本方程式为:

$$Q_c = hA_c \Delta T_w$$

式中: Q_c ——冷却液从工质带走的总传热量; h ——冷却器的热传导系数;

$\Delta T_w = T_g - T_w^x$ ——温差; A_c ——有效换热面积。

冷却器传热量: $Q_c = \frac{N_c}{\eta_c} \times (0.45 - 0.50)$, 冷却液消耗量: $W_c = \frac{Q_c}{C_p (T_{w2} - T_{w1})}$ 。

式中: W_c ——冷却液的需要量; T_{w1} ——冷却液进口温度; T_{w2} ——冷却液出口温度。

在冷却过程中, 工质的热能传递到冷却液, 导致冷却装置温度升高。但随着冷却装置温度的升高, 发动机循环性能受到影响, 在导致斯特林发动机的效率下降的同时影响材料的密封性, 因此对于冷却装置有着较高的要求: 具有良好冷却循环作用, 冷却液的温度要求较低, 并且有一定压力和流速。

2.3. 回热器分析

回热器采用筛网载体形式, 以不锈钢金属丝网堆叠形式构成如图 3 所示, 为增大气体与热交换系统之间换热面积, 金属丝网孔细小且致密。由于系统内气体压力很大, 为防止金属丝网拱起变形, 每层金属丝网紧密贴合后焊接成一体。金属丝网周围与外筒焊接的缝隙大于孔目的间隙, 气体从最上层的金属丝网经过直孔通道可直达最下层金属丝网[5]。

死容积在发动机参数设计中处于重要部分, 斯特林发动机死容积主要包括加热装置死容积, 回热器死容积, 冷却装置死容积, 还应包含连接通道的死容积:

$$V_d = V_{de} + V_{dr} + V_{dc}$$

式中: V_d ——死容积; V_{de} ——加热装置死容积; V_{dr} ——回热器容积; V_{dc} ——冷却器装置容积。

填充物的孔隙率 ε 与 V_r 、 V_{dr} 关系(ε 与工质通过回热器压力损耗相关):

$$\varepsilon = \frac{V_{dr}}{V_r} = 1 - \frac{V_{br}}{V_r}$$

工质在流动过程中, 受回热器的影响, 其温度降低, 热能减少, 能量存在一定损失。在循环过程中工质损失为:

$$Q_{r0} = Q_r (1 - \varepsilon)$$

式中: ε ——回热器有效度; Q_r ——理想状态下的循环回热量。

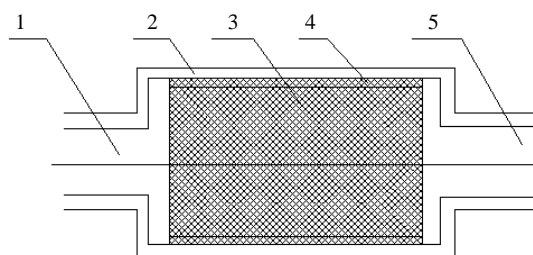
在一个循环过程中回热器外壳轴向热损失为:

$$Q_{wr} = \frac{k_{wr} A_{wr} (T_h - T_k)}{l_r n}$$

式中: k_{wr} ——外壳的导热系数; A_{wr} ——外壳横截面面积; l_r ——回热器长度;

T_h 、 T_k ——加热器工质温度、冷却器工质温度; n ——输出转速。

回热器是提高发动机效率的节能换热器, 其设计要求: 材料具有热容量高, 换热能力强, 回通流容积小, 工质流动阻力小等[6]。



1. 高温进出口; 2. 耐压容器; 3. 载热体; 4. 绝热层; 5. 低温端进出口

Figure 3. Mesh-type regenerator

图 3. 丝网式回热器

3. 热交换器内部工质流场特性分析

在斯特林发动机工作中, 工质处于循环流动状态, 其温度、速度与压力与发动机功率有密切关系, 而热交换器的构造对于工质有着重要影响, 因此分析工质的热力循环, 用以了解热交换器与工质运动关系[7] [8], 现对其进行简化假设:

- 1) 气体压缩膨胀过程中工作腔与和外界处没有热量传导;
- 2) 闭式循环系统各个部分瞬时压力是相同的;
- 3) 设定工质气体是处于理想状态下, 同时流动状态稳定;
- 4) 气缸缸壁、活塞组活塞以及死容积中工质温度是不变的。

发动机示意图如图 4 所示。

3.1. 模拟验证

斯特林发动机的工质是一个往复、不稳定的三维流动过程, 涉及到不可逆热力学、非定常气体流动以及不稳定的传热传质过程。以计算流体方法并采用实际边界条件, 对发动机气缸内流场特性进行模拟[9]。

由于斯特林发动机的工作特点同时便于仿真, 对发动机模型进行简化, 如图 5 所示:

- 1) 加热和冷却温度为 1000 K、300 K 定值, 忽略与外界之间热交换而造成热能的波动。
- 2) 为了便于模拟仿真, 改为环形横截面积为相当的圆形。
- 3) 回热器以多孔介质形式进行模拟, 为使几何模型更简便, 采取同体积原则, 以一管代替多个细管, 且该管直径与回热器直径相等。

3.1.1. 边界条件和初始条件

边界条件和初始条件是控制方程有确定解的前提, 边界条件: 壁面满足无滑移边界条件, 采用标准壁面函数来模拟近壁区的湍流流动, DPF 数值计算边界的确定如图 6 所示。初始条件: 为使得到的流场特性能准确反映气缸内部的信息, 初始条件尽可能逼近发动机缸内的真实情况。计算流体动力学模拟需要输入的参数如表 1 所示。

3.1.2. 模拟结果

基于上述的设定条件本文采用有限体积法离散连续相控制方程, 采用一阶迎风差分格式气缸内部工质流场进行计算, 其仿真结果如图 7~10 所示。

3.1.3. 计算结果与分析

1) 流速分布

活塞对工质气体速度有很大的影响, 靠近活塞位置的工质在速度上接近活塞。回热器对于工质速度

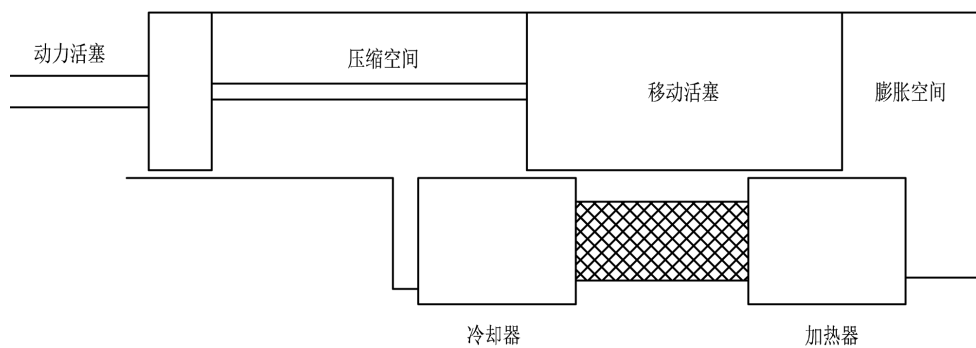


Figure 4. The schematic diagram of the β -Stirling engine

图 4. β 型斯特林发动机的示意图

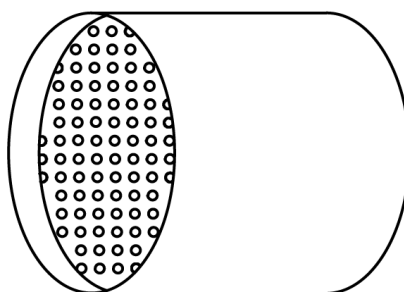


Figure 5. Three-dimensional model of the heat exchanger

图 5. 热交换器三维模型

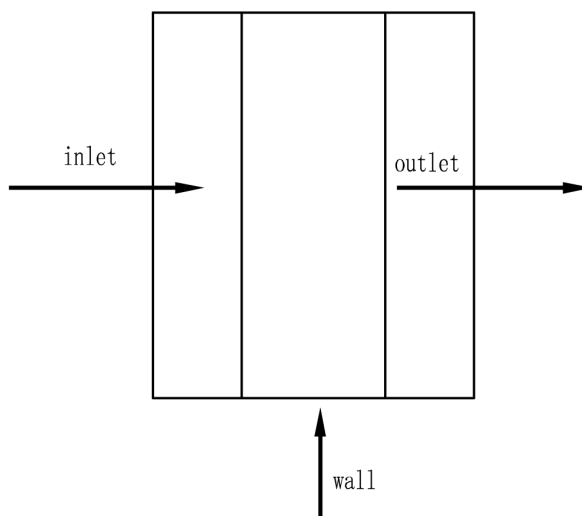


Figure 6. DPF numerical boundary

图 6. DPF 数值计算边界的确定

Table 1. Simulation parameters

表 1. 模拟参数

名称	出口速度	出口压力	工作介质	出口温度	入口温度
参数值	1.2	2	氮	300	1000
单位	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	MPa		K	K

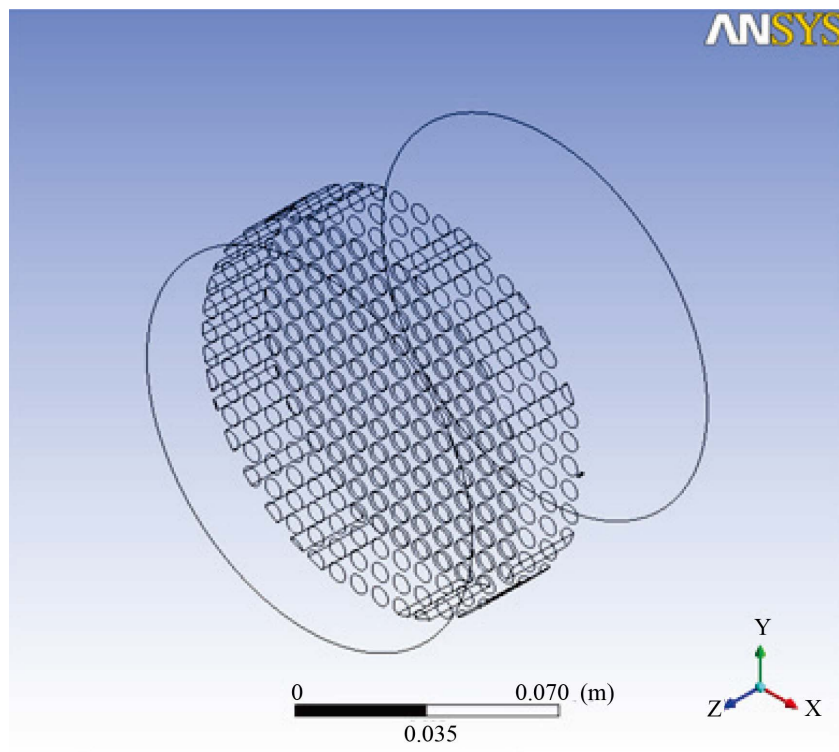


Figure 7. Model simulation
图 7. 模型模拟图

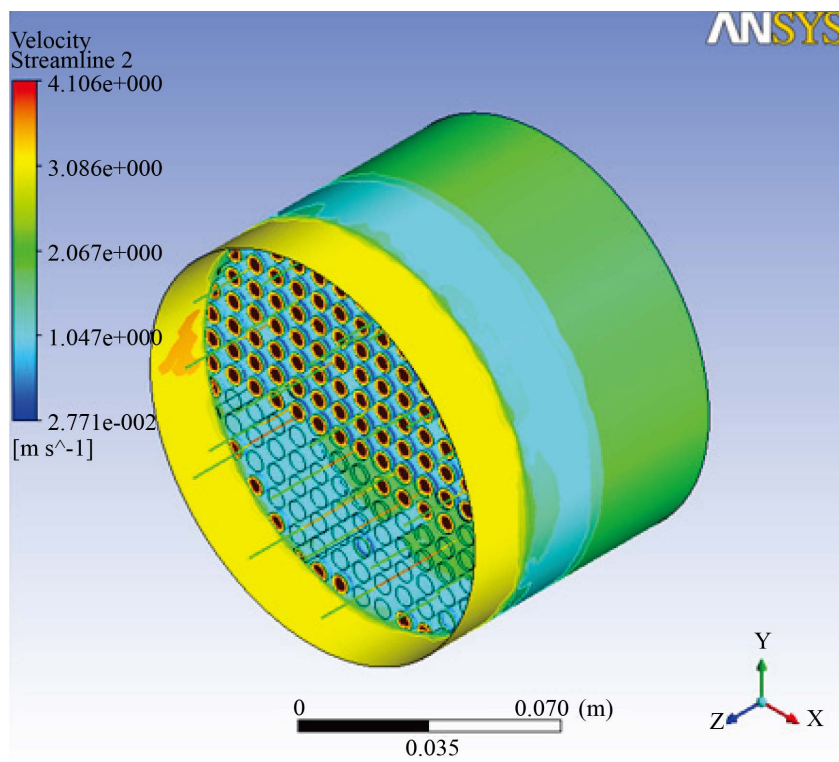


Figure 8. Fluid flow rate
图 8. 流体流速云图

影响较小, 近似没有变化, 为了确保回热器对流经的工质能够更好的吸热和放热, 所设计的回热器在结构上尽量减少对工质速度的影响。由于在 DPF 内部存在壁流式过滤体, 它对工质流速具有阻碍作用, 最终导致其入口和出口处的流速要远大于中间区域的流速, 越靠近中心速度越小, 甚至回热局部边缘处的流速为 0。

2) 温度分布

温度较高的区域是处于加热端, 在这个区域工质的流速也是较大的, 温度较低则处于冷却端。温度沿着回热器方向变化呈线性关系降低, 工质在膨胀腔中的温度有很大的差异, 但在压缩腔中则变化很小。

3) 压力分布

入口端面处的压力值最大, 主要原因加热端处气体受热发生膨胀, 急剧通过回热器, 工质气流撞击到回热器前端后产生回流现象, 气体速度的大小和方向突然发生变化形成的扰动, 导致入口处的压力值升高。顺着气体的流线方向上, 压力值逐渐降低。当气体经过回热器后, 经过冷却端降温, 气体压力减小。

3.2. 结论

1) 在气体整个速度与压力分布中, 是比较复杂的, 由于受到活塞运动的影响, 速度场在加热端与冷却端的地方变化较大。同时因为回热器的阻碍作用, 速度与压力下降较为明显, 而温度在回热器中则呈现线性变化的特征。

2) 在气体循环的过程中, 涡流现象产生影响气体的流动性, 它消耗一部分热量, 这对于整个循环来说产生扰动作用, 所以通常情况下我们在产生涡流的地方, 以弧形的结构形式代替直角, 以减小涡流现象

3) 工质气体的循环流动与回热器有很大关系, 它不仅影响气体压强、温度、还有速度。因此在回热器的设计中我们必须注重考虑, 寻求最佳的方案以保证气体循环特性。

4. 结语

作为斯特林发动机热能转换为机械能的枢纽, 热交换装置设计的好坏决定着发动机能否严格按照卡诺循环定律运行, 研究斯特林机内部尤其是换热器系统内工质的变化特性, 了解工质压力的主要损失状况, 能够更有效地改进斯特林机换热装置的设计, 提高发动机性能。

参考文献 (References)

- [1] 王译旋. 碟式太阳能热发电系统中斯特林发动机的研究[J]. 农业科技与装备, 2015(3): 40-42.
- [2] 高敏. 5 kW 碟式太阳能斯特林发电系统的设计和研制[D]: [硕士学位论文]. 包头: 内蒙古科技大学, 2012.
- [3] 陈聪慧, 肖刚, 时冰伟, 周天学, 彭浩. 斯特林发动机管式加热器内振荡流动的换热特性实验研究[J]. 能源工程, 2014(1): 7-11.
- [4] 张旭. 生物质直燃斯特林发动机设计与仿真分析[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2011.
- [5] 闫继位. 3 kW 斯特林发动机的模拟和分析[D]: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
- [6] 麦志豪. 斯特林发动机回热器性能研究[D]: [硕士学位论文]. 广州: 广东工业大学, 2013.
- [7] 黄军卫, 彭佑多, 刘繁茂, 常腾飞, 彭长清, 尹喜, 李白雅. 斯特林发动机气缸内部工质流场特性的数值模拟[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2012, 27(4): 27-31.
- [8] 谢龙汉. FLUENT12 流体分析及工程仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [9] 王新平, 党建军, 刘晓芹. 斯特林发动机热力循环的分析方法[J]. 重庆大学学报, 2014, 37(1): 20-25.

期刊投稿者将享受如下服务：

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：met@hanspub.org