

斯特林循环内等容回热过程中换热器换热能力分析

吴腾马¹,周巧根²,汤启升²,樊凯¹

(1. 中国科学院上海高等研究院,上海 201204; 2. 中国科学院上海应用物理研究所,上海 201800)

摘要:为进一步研究斯特林循环内回热器换热过程对系统性能的影响,建立气缸的等温换热过程模型,以容积为1 L、初始压力为500 kPa的理想气体为工质,计算分析了循环内工质经等容回热过程对系统内参数和各部件的影响。结果表明,在工质从303 K等容吸热升温至973 K的过程中,系统压力升高,压缩腔内工质密度从 5.75 g/m^3 增加至 18.5 g/m^3 ,膨胀腔内工质密度从 1.75 g/m^3 增加至 5.75 g/m^3 ,压缩腔与膨胀腔需对外释放的热量分别为364和824 J;回热器在工质等容吸热前后的换热量为工质的焓差,而不是工质的内能差。

关键词:斯特林循环;等容回热;回热器;热负荷

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.07.002

[引用本文格式]吴腾马,周巧根,汤启升,等.斯特林循环内等容回热过程中换热器换热能力分析[J].热能动力工程,2022,37(7):10-14. WU Teng-ma, ZHOU Qiao-gen, TANG Qi-sheng, et al. Heat transfer capacity analysis of heat exchanger in isovolumetric regenerative process of Stirling cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(7): 10-14.

Heat Transfer Capacity Analysis of Heat Exchanger in Isovolumetric Regenerative Process of Stirling Cycle

WU Teng-ma¹, ZHOU Qiao-gen², TANG Qi-sheng², FAN Kai¹

(1. Shanghai Advanced Research Institute of CAS, Shanghai, China, Post Code: 201204;

2. Shanghai Institute of Applied Physics of CAS, Shanghai, China, Post Code: 201800)

Abstract: In order to study the influence of heat exchange process of regenerator in Stirling cycle on system performance, the isothermal heat transfer process model of cylinder was established. Taking the ideal gas with the volume of 1 L and initial pressure of 500 kPa as the working medium, the effects of the cycled working medium in isovolumetric regenerative process on the parameters and components of the system were calculated and analyzed. The results show that system pressure increases when the working medium is heated from 303 K to 973 K in the isovolumetric endothermic process. The densities of working medium in compression chamber and expansion chamber increase from 5.75 g/m^3 and 1.75 g/m^3 to 18.5 g/m^3 and 5.75 g/m^3 respectively, which cause the heat released from the compression chamber and expansion chamber to be 364 J and 824 J respectively. Before and after the isovolumetric endothermic process, the quantity of heat exchange in regenerator is enthalpy difference of working medium rather than internal energy difference.

Key words: Stirling cycle, isovolumetric heat recovery, regenerator, heat capacity

收稿日期:2021-07-14; 修订日期:2021-09-17

基金项目:上海市市级科技重大专项资助课题(2017SHZDZX02); PLS-IVO30 真空内波荡器项目(1105000503)

Fund-supported Project: Project supported by Shanghai Municipal Science and Technology Major Project(2017SHZDZX02); PLS-IVO30 Vacuum Internal Undulator Project(1105000503)

作者简介:吴腾马(1990-),男,安徽安庆人,中国科学院上海高等研究院助理研究员。

引言

由 Stirling 提出的斯特林循环作为一种热机循环,是热气机的基础,它是一种外部供热的闭式循环^[1-2]。通常认为,斯特林循环由两个等温过程和两个等容过程组成,是理想热力循环之一^[3-4]。由于斯特林循环是闭式循环,与内燃机相比,利用斯特林循环原理而制造的斯特林发动机的内部部件与燃烧物质并无任何接触。由于燃烧过程在发动机外部进行,对外燃方法或外燃系统的特性无特殊要求,所以斯特林发动机也可以使用其它发动机无法利用的燃料,如秸秆、沼气等^[5-6]。

施密特在 1871 年提出的热气机性能分析法成为斯特林机热力设计的重要工具^[7-8],该分析法假设循环中的压缩和膨胀过程都是等温的,其结果的准确性一般不大于 50%。但是,由于实际斯特林装置的频率在 15 Hz 以上,其压缩和膨胀过程更接近于绝热过程而非等温过程。Qvale 等人^[1]提出了绝热分析法,采用该方法获得的结果比等温法更接近实际。Finkelstein^[9]提出综合分析法,假设压缩过程和膨胀过程既不是等温的,也不是绝热的,即认为气缸中存在一定的传热过程,等温模型和绝热模型只不过是其中的一个特例。

在热气机中,换热伴随着活塞运动的整个过程。等容吸热过程使系统内工质的压力上升,从而使系统对外输出机械能^[10]。热气机的实际循环与理想循环的差别主要是由换热器换热损失的存在而引起^[11-12]。进一步的分析表明,在这些换热器中回热器的工作条件恶劣,工质在内部的温度变化速率高达 300 K/s,而且热负荷相当大。其热容量在热气机的所有换热器中是最高的,约为加热器热容量的 5~6 倍,冷却器的 9~10 倍,燃油输入热量的 4~5 倍^[4,13]。

本文通过建立理论模型,根据质量守恒与能量守恒,对斯特林循环内工质在回热器内的等容换热过程进行过程分析。充分考虑了换热过程中系统压力变化对膨胀腔和压缩腔的影响,进一步揭示了工质在换热器内进行等容换热过程的本质规律。

1 斯特林循环等容换热过程分析

1.1 斯特林循环工作原理

斯特林循环和实现斯特林循环的活塞运动过程如图 1 所示。

循环系统由一个装有两个活塞的气缸组成,在两个活塞间设有回热器。回热器在一个循环内交替地向工质释放热能和从工质吸收热能。回热器两侧由活塞和气缸组成的腔室分别形成热的膨胀腔和冷的压缩腔。在循环过程中,膨胀腔的温度始终处于最高循环温度 T_E ,而压缩腔的温度始终为最低循环温度 T_C ,因此回热器两端的温差为 $T_E - T_C$ 。活塞运动时循环内工质共经历 4 个过程:

1-2:左侧活塞处于内止点并紧靠回热器不动,右侧活塞处于外止点并向左侧移动,全部工质集中在压缩腔内,循环进行等温压缩;

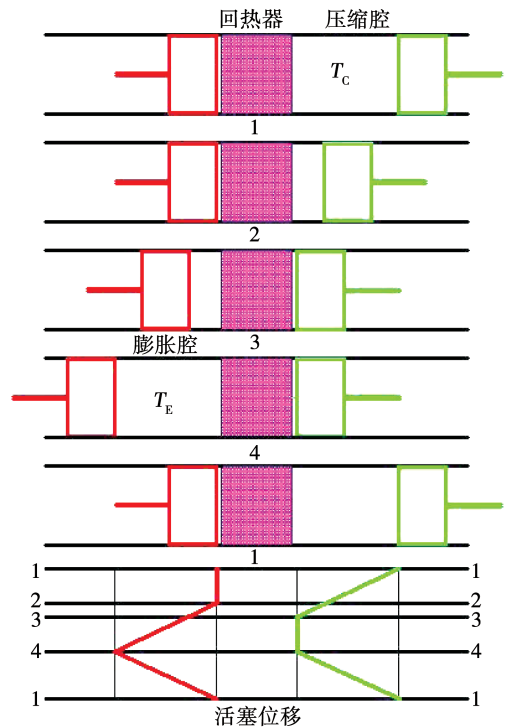


图 1 理想斯特林循环内活塞运动过程

Fig. 1 The ideal process of piston movement in Stirling cycle

2-3:左侧活塞从内止点向左移动,右侧活塞继续向左移动至内止点,在两个活塞的运动过程中,系统总容积不变,循环通过回热器进行等容吸热;

3-4:左侧活塞继续向左运动直至外止点,右侧活塞处于内止点不动,全部工质在膨胀腔内进行等温膨胀;

4-1:左侧活塞从外止点向左移动至内止点,右侧活塞从内止点移动至外止点,在两个活塞的运动过程中,系统总容积不变,通过回热器进行等容放热。

1.2 等容换热过程中气缸与换热器模型分析

系统内工质推动活塞进行的换热过程如图2所示。在两活塞运动的初始阶段,右侧压缩腔内装有质量为 m 、体积为 V_0 、压力为 p_c 以及温度为 T_c 的气体工质,而左侧膨胀腔内的容积为零。在两活塞运动的过程中,右侧活塞推动压缩腔内工质经换热器至膨胀腔,左侧活塞以相同速度运动,计系统内压力为 p 。在活塞运动结束时,气体工质全部从压缩腔经换热器至膨胀腔,即压缩腔容积变为零,而膨胀腔容积变为 V_0 ,此时膨胀腔内工质温度为 T_E ,压力为 p_E 。

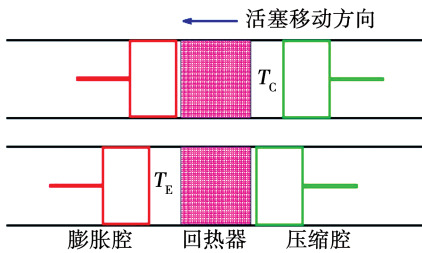


图2 理想斯特林循环内的回热过程

Fig. 2 The ideal regenerative process in Stirling cycle

2 热力学计算

2.1 理想过程假设

为方便对模型进行数学分析,假设:(1)左侧膨胀腔与右侧压缩腔内气体温度分布均匀,且活塞在运动过程中,气体工质与气缸充分换热,温度恒定,即气体工质在气缸内进行的是等温过程;(2)工质遵循理想气体状态方程 $pV = mR_g T$,其中, $R_g = 287 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{g})$;(3)换热器内气体的余隙容积忽略不计;(4)工质在与换热器换热过程中,充分换热,其温度从 T_c 增至 T_E ;(5)不考虑工质的流动阻力损失,整个系统内的瞬时压力相同;(6)循环系统没有

与循环无关的热损失和机械损失。

2.2 系统参数计算与分析

在两活塞往左运动的过程中,两气缸内气体的总容积不变,计左侧膨胀腔内的容积为 V ,内部工质质量为 m_E 。由于两气缸的总容积恒为 V_0 ,则右侧压缩腔内的容积为 $V_0 - V$,气缸内工质质量为 m_C 。由于工质密度可表示为 $\rho = p/R_g T$,则在活塞运动过程中有:

$$m = m_E + m_C = \frac{p}{R_g T_E} V + \frac{p}{R_g T_C} (V_0 - V) \quad (1)$$

经变形可得:

$$m = \frac{p}{R_g} \left[\frac{V_0}{T_C} + \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T_C} \right) V \right] \quad (2)$$

由于系统内工质质量不变,而两气缸内工质温度不同,工质在经过换热器流动的过程中,压力随左侧气缸容积的变化关系可表示为:

$$dp = \frac{m R_g T_C T_E (T_E - T_C)}{[T_E V_0 - (T_E - T_C) V]^2} dV \quad (3)$$

在左侧活塞向左运动的过程中,气缸内的气体工质与气缸充分换热,即工质温度始终等于气缸温度。气体工质与气缸换热的微分方程可表示为:

$$dQ = mc_v dT - V dp = -V dp \quad (4)$$

对于左侧气缸内的气体工质,在其体积从零增至 V_0 的过程中,为确保工质温度恒定,结合式(3),气缸内工质与外界的换热量可表示为:

$$Q_E = \int_0^{V_0} -V dp = -m R_g \left[T_E - \frac{T_E T_C}{(T_E - T_C)} \ln \frac{T_E}{T_C} \right] \quad (5)$$

与此同时,右侧气缸活塞从底部运动至上部,其体积可表示为 $V_0 - V$,运动过程中工质与外界换热量可表示为:

$$Q_C = m R_g \left[T_C - \frac{T_E T_C}{(T_E - T_C)} \ln \frac{T_E}{T_C} \right] \quad (6)$$

结合式(5)、式(6)可得左、右两气缸内工质与外界的总换热量为:

$$\Delta Q_{\text{cylinder}} = Q_E + Q_C = -m R_g (T_E - T_C) \quad (7)$$

在工质全部从右侧气缸运动至左侧气缸的过程中,其温度从 T_c 增至 T_E ,从外界获得的能量为:

$$\Delta E_{\text{cv}} = mc_v (T_E - T_C) = U_E - U_C \quad (8)$$

式中: U_E, U_C —工质全部处于左侧气缸和右侧气缸时的内能。

由于压缩腔与膨胀腔内活塞面积、压力及运动行程均相同,所以工质从右侧气缸运动至左侧气缸的过程中,外界通过两活塞对气体做的总功 W 为零。因此,由于系统能量守恒,气体内能 ΔE_{cv} 的改变全部来源于工质与左、右侧气缸的换热量 $\Delta Q_{cylinder}$ 以及两气缸间回热器的换热量 ΔQ_{heater} 。根据能量守恒,工质从回热器获得的热量可表示为:

$$\Delta Q_{heater} = \Delta E_{cv} - \Delta Q_{cylinder} = H_E - H_C \quad (9)$$

式中: H_E, H_C —工质全部处于左侧气缸和右侧气缸时的焓。

分析可知,在进行等容换热的过程中,工质的内能变化为工质始末状态内能的差值,而工质从回热器获得的热量为工质始末状态焓的差值,两者并不相同。造成这一差异的主要原因是由于工质在通过回热器进行能量交换的过程中,除与回热器进行换热外,还与气缸进行了换热,与回热器和气缸的换热总量等于工质的内能变化,总能量守恒。

3 性能分析

工质和系统对应参数值如表1所示。

表1 系统参数设定值

Tab.1 Setting value of system parameter

工质	总质量	回热开始时压 缩腔容积 V_0	压缩腔温 度 T_C	换热前系统 压力 p_0
空气	5.75 g	1 L	303 K	500 kPa

图3为压缩腔温度为303 K时,不同膨胀腔温度下,膨胀腔进气比对系统压力的影响。膨胀腔内气体通过回热器换热后由压缩腔进入。开始时膨胀腔进气比为零(膨胀腔内无工质),系统压力为500 kPa。随着膨胀腔进气比的增加,系统压力升高,膨胀腔温度越高,系统压力升高越明显。当膨胀腔温度为573 K时,膨胀腔在完成进气后,系统压力从500 kPa升高至946 kPa;当膨胀腔温度为973 K时,膨胀腔在完成进气后,系统压力从500 kPa升高至1 610 kPa。在整个进气过程中,膨胀腔压力升高幅度加快。

图4为不同膨胀腔温度下,膨胀腔进气比对压缩腔和膨胀腔内工质密度的影响。由图可以看出,由于工质从压缩腔经回热器进入膨胀腔后温度升高,膨胀腔内工质相对于压缩腔内工质密度下降。

但是,随着膨胀腔进气比例的增加,压缩腔和膨胀腔内气体的密度增加。例如,在压缩腔温度为303 K、膨胀腔温度为973 K时,膨胀腔从进气开始到进气结束,压缩腔工质密度从5.75 g/m³增加至18.5 g/m³。此时,膨胀腔内工质密度从1.79 g/m³增加至5.75 g/m³。工质在通过回热器吸热的过程中,由两个气缸内气体密度增加导致的压力增加,是造成两个气缸内气体对外放热的主要原因。

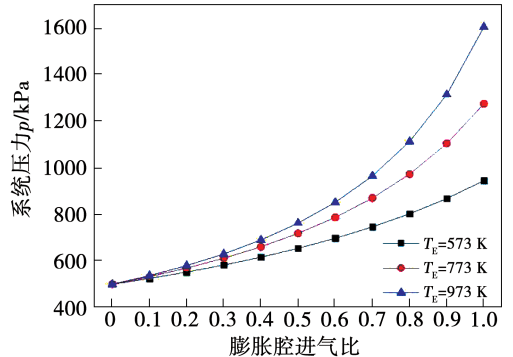


图3 膨胀腔进气比对系统压力的影响

Fig.3 Influence of inlet ratio of expansion chamber on system pressure

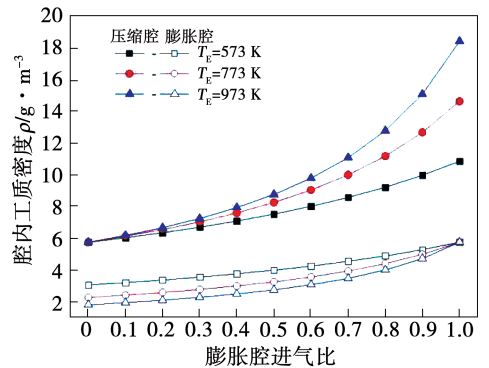


图4 膨胀腔进气比对腔内工质密度的影响

Fig.4 Influence of inlet ratio of expansion chamber on working fluid density of chamber

图5为等容换热后系统内各换热器换热量和工质内能随膨胀腔温度变化的影响。由图可以看出,随着膨胀腔温度从573 K升高至1 023 K,工质在等容回热过程中内能从1 113 J增加至2 968 J,而工质从回热器获得的能量从1 558 J增加至4 156 J。在工质从回热器吸收热量的同时,工质在向压缩腔和膨胀腔释放热量。随着膨胀腔温度从573 K升高至1 023 K,工质向压缩腔释放的热量从176 J增加至364 J,向膨胀腔释放的热量从269 J增加至824 J。

通过以上数据可知,工质在通过回热器进行等容回热时,工质的内能增量低于其从回热器获得的能量,原因是工质在回热器内吸收的热量有一部分通过压缩腔换热器和膨胀腔换热器释放至外界。其中,在膨胀腔换热器内释放的热量大于在压缩腔换热器内释放的热量。

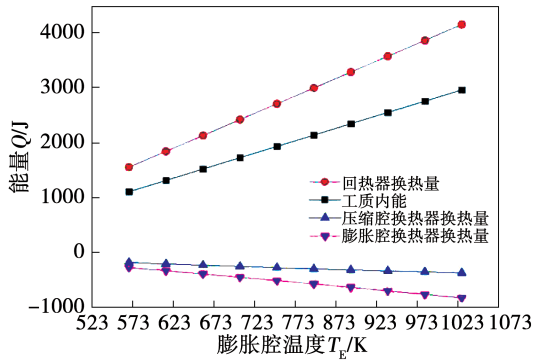


图5 膨胀腔温度对各换热器换热量和工质内能的影响

Fig. 5 Influence of expansion chamber temperature on heat transfer amount of each heat exchanger and internal energy of working medium

4 结论

(1) 斯特林循环进行等容回热时,活塞驱动工质通过回热器流动的过程中压缩腔和膨胀腔的压力同时升高,由于压缩腔和膨胀腔的温度不同,导致两个腔内工质的密度不同。

(2) 在进行等容回热升温的过程中,膨胀腔与压缩腔内工质的密度都升高,随着换热过程的进行,工质密度升高的幅度越明显;膨胀腔的温度越高,工质密度在两个腔内整体变化的比例也越大;工质密度变化导致系统内压力变化,是造成斯特林循环在进行等容回热过程时压缩腔与膨胀腔对外换热的主要原因。

(3) 在进行等容回热吸热后,工质内能随着膨胀腔温度的升高而成比例增加;而工质从回热器获得的热量为工质进行换热前后的焓差,大于工质内能的增加量,造成这一现象的原因是工质在等容吸热过程中系统压力升高,需通过压缩腔与膨胀腔对外释放热量。

参考文献:

[1] 陈国邦,汤珂. 小型低温制冷机原理[M]. 北京:科学出版

社,2010.

CHEN Guo-bang, TANG Ke. Principle of small cryocooler [M]. Beijing: Science Press, 2010.

- [2] MAKHKAMOV K, INGHAM D B. Theoretical investigations on the Stirling engine working process [C] // Energy Conversion Engineering Conference & Exhibit. Las Vegas, NV, USA: IEEE, 2000.
- [3] 童钧耕. 工程热力学[M]. 上海: 高等教育出版社, 2007.
- TONG Jun-geng. Engineering thermodynamics [M]. Shanghai: Higher Education Press, 2007.
- [4] 钱国柱. 热气机原理与设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.
- QIAN Guo-zhu. Principle and design of heat engine [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1987.
- [5] 杨泰蓉. 1kW 斯特林发动机的实验研究及热力学分析[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2010.
- YANG Tai-rong. Experimental research and thermodynamic analysis of 1 kW Stirling engine [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2010.
- [6] 谢必鲜. 基于斯特林循环的发动机废气能量回收技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.
- XIE Bi-xian. Research on engine exhaust gas energy recovery technology based on Stirling cycle [D]. Tianjin: Tianjin University, 2010.
- [7] WALLACE F. Stirling-cycle machines by G. Walker [M]. London: Clarendon Press, 1973.
- [8] 何雅玲, 吴沛宜. 斯特林循环制冷机热力传热和流动过程的模拟分析[J]. 西安交通大学学报, 1990, 24(2): 67-72, 84.
- HE Ya-ling, WU Pei-yi. Simulation analysis of heat transfer and flow process of Stirling cycle refrigerator [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1990, 24(2): 67-72, 84.
- [9] WALKER G. Stirling-cycle machines [M]. Oxford: Clarendon Press, 1973.
- [10] 吴腾马, 柳建华, 徐小进, 等. 有压气体做功能力热力学分析[J]. 热能动力工程, 2018, 33(8): 15-19.
- WU Teng-ma, LIU Jian-hua, XU Xiao-jin, et al. Thermodynamic analysis of work capacity of pressurized gas [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(8): 15-19.
- [11] TLILI I, TIMOUMI Y, NASRALLAH S B. Thermodynamic analysis of the Stirling heat engine with regenerative losses and internal irreversibilities [J]. International Journal of Engine Research, 2008, 9(9): 45-56.
- [12] 范皓霆, 肖刚, 赖华盛, 等. 斯特林回热器振荡流换热特性模拟研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(11): 143-150.
- FAN Hao-ting, XIAO Gang, LAI Hua-sheng, et al. Simulation study on heat transfer characteristics of oscillating flow in Stirling regenerator [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(11): 143-150.
- [13] KONGTRAGOOL B, WONGWISES S. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator [J]. Renewable Energy, 2006, 31(3): 345-359.

(丛敏编辑)