

运行参数及回热器对斯特林发动机性能的影响

陈鹏帆, 朱建炳, 冶文莲

(兰州空间技术物理研究所 真空技术与物理重点实验室, 兰州 730000)

摘要:建立斯特林发动机的绝热分析模型并介绍其数值求解方法。分析了该模型下的计算结果获得不同运行参数(充气压力和运行频率)、回热器容积和回热器平均温度对系统性能的影响。结果表明,增大充气压力及运行频率有助于提高系统的输出功率;对于孔隙率一定的回热器而言,从轴向增大其容积会使输出功率降低;另外,回热器平均温度降低会使膨胀腔及压缩腔温度波动更为剧烈。研究结果能够对提高斯特林发动机系统的性能提供一定指导及帮助。

关键词:斯特林发动机;绝热模型;运行参数;回热器

中图分类号: TB651

文献标志码: A

文章编号: 1006-7086(2017)03-0177-05

DOI: 10.3969/j.issn.1006-7086.2017.03.011

THE INFLUENCE OF OPERATION PARAMETERS AND REGENERATOR ON PERFORMANCE OF STIRLING ENGINE

CHEN Peng-fan, ZHU Jian-bing, YE Wen-lian

(Science and Technology on Vacuum Technology and Physics Laboratory,
Lanzhou Institute of Physics, Lanzhou 730000, China)

Abstract: The adiabatic model of Stirling engine was built and its simulation solution method was introduced. The study analysed the effect to the Stirling engine performance of different operation parameters (the charge pressure and the operating frequency), regenerator volume and regenerator average temperature and the results were discussed. It is showed that increasing the charge pressure and operating frequency contributes to the enhancement of output power. Otherwise, increasing the volume of regenerator in axial direction which the porosity is a constant would decrease the output power. Moreover, reducing the average temperature of regenerator would lead to the more violent fluctuate of temperature of the expansion and compression space. The study could provide some guidance for the optimization of Stirling engine performance.

Key words: stirling engine; adiabatic model; operation parameter; regenerator

0 引言

斯特林发动机是一种以太阳能、化学燃料、生物废料及核能等作为热源的高效清洁的动力装置^[1],具有结构简单、质量轻、体积小等优点,目前已成功应用于地面热电联产、太阳能碟式发电、航海动力等领域^[2];同时斯特林发动机在航天领域中也具有广阔的应用前景,利用自由活塞式斯特林发动机在空间环境中进行发电能够满足未来的深空探测工程中空间用电的需要^[3]。对于大功率(大于1 kW)的斯特林发动机系统而言,其冷端温度一般约为300 K,热端温度可达到900~1 200 K^[4]。

运行参数是影响斯特林发动机性能的重要因素之一。一般运行参数主要有充气压力、运行频率等,选择恰当的运行参数,使各参数之间具有良好的匹配性,一方面能够提高系统性能;另一方面能够维持系统的稳定运行。回热器是斯特林发动机的核心部分,起着交替吸收和释放热量的作用。在极短的时间内由于工质反复流经回热器基体,因此回热器内部会出现非常剧烈的温度及压力变化。回热器的性能直接影响和决定着整个斯特林循环的效果,对于较小功率斯特林热机而言,回热效率每下降1%,则会导致整个系统热损失增加1.5%^[5],因

收稿日期:2017-03-02

作者简介:陈鹏帆(1992-),男,甘肃兰州人,硕士研究生,主要研究方向为空间斯特林发电技术。E-mail:cpfcst@163.com。

此优化回热器的性能是提高斯特林发动机性能的重要途径。

1 数学模型

目前,对斯特林发电机进行分析计算主要有等温模型和绝热模型两种分析模型。等温模型由 Schmitt 提出^[6],又称一级分析法,主要是将斯特林热力循环中工质的压缩及膨胀过程视为在等温条件下进行,这种模型简化了循环过程,便于分析和计算,目前使用较为普遍,但是该模型认为气体与壁面换热系数无限大,各工作腔温度均匀不变,这种假设过于理想化,因此不能真正反映实际的循环过程。绝热模型如图 1 所示,是由 Finklestein 提出^[7],又称二级分析法,是在 Schmitt 等温模型的基础上,将压缩和膨胀过程假设在绝热条件下进行,考虑压缩腔、膨胀腔及各交界面的温度变化,并将系统划分为有限单元逐一分析,利用数值求解方法进行计算获得各参数的变化情况,因此该模型较等温模型更接近实际循环过程。

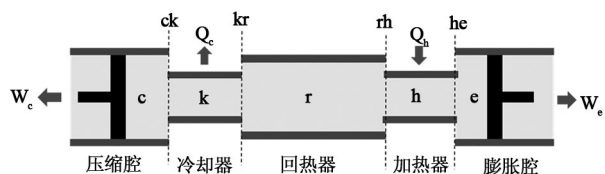


图 1 五部件绝热模型示意图

Fig.1 Sketch of five components adiabatic model

在利用绝热模型对斯特林循环进行分析时,由于假设系统瞬时压力处处相等,并且工质可视为理想气体,因此遵循如式(1)状态方程:

$$pV_i = m_i R_g T_i \quad (1)$$

式中: p 为系统瞬时压力; V_i 为各工作腔瞬时工质流通容积; m_i 为各工作腔瞬时工质质量; T_i 为各工作腔瞬时温度; R_g 为工质气体常数。

对于加热器及冷却器而言,气体容积和温度均恒定已知,回热器气体流通容积及基体平均温度可分别根据以下方法计算:

$$V_r = \Phi V_R \quad (2)$$

式中: V_r 为回热器实际的气体流通容积; Φ 和 V_R 分别为回热器的孔隙率及容积。

$$\bar{T}_r = \frac{T_h - T_k}{\ln \frac{T_h}{T_k}} \quad (3)$$

式中: $\bar{T}_r$ 、 T_h 、 T_k 分别表示回热器基体平均温度、加热器温度及冷却器温度。对上述理想气体状态方

程进行微分处理,并根据各工作腔气体已知及已求得的参量来计算未知量,可得到式(4)向量形式的微分方程组^[7-8]:

$$dY = \begin{bmatrix} dP \\ dV \\ dM \\ dT \end{bmatrix} \quad dP = [dp] \quad dV = \begin{bmatrix} dV_c \\ dV_e \end{bmatrix} \quad dT = \begin{bmatrix} dT_c \\ dT_e \end{bmatrix} \quad dM = \begin{bmatrix} dm_c \\ dm_k \\ dm_r \\ dm_h \\ dm_e \end{bmatrix} \quad (4)$$

对于各工作腔之间的交界面质量流量及温度而言,可归纳为式(5)形式进行求解:

$$\begin{bmatrix} \dot{m}_{ck} \\ \dot{m}_{kr} \\ \dot{m}_{rh} \\ \dot{m}_{he} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{m}_{ck} \\ \dot{m}_{kr} \\ \dot{m}_{rh} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} dm_c \\ dm_k \\ dm_r \\ dm_h \end{bmatrix} \quad T_{ij} = \begin{cases} T_i & \dot{m}_{ij} > 0 \\ T_j & \dot{m}_{ij} < 0 \end{cases}, (i = c, k, r, h; j = k, r, h, e) \quad (5)$$

最后可由式(6)~(7)计算出绝热模型下的吸热量及循环功:

$$W = \oint_0 p(dV_e + dV_c) \quad (6)$$

$$Q_h = \oint_0 \frac{V_h dp_c}{R_g} - c_p(T_h \dot{m}_{rh} - T_{he} \dot{m}_{he}) \quad (7)$$

非线性微分方程组对各待求参量设定适当的初值,通过四阶龙格—库塔法进行数值求解即可得到待求参量随循环时间的变化结果,如图 2 所示。

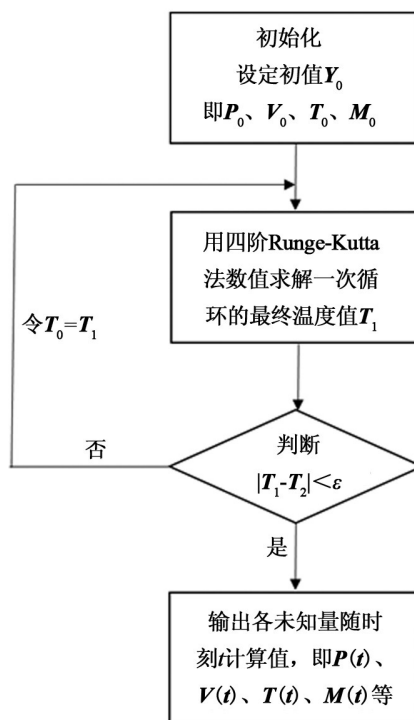


图 2 绝热模型计算流程图

Fig.2 Flow chart of adiabatic model's calculation

2 计算结果

2.1 充气压力对系统的影响

由于斯特林发动机具有很高的工作频率,因此工质的压力呈振荡趋势急剧变化,当系统运行稳定之后,工质的平均压力与充气压力近似相等,因此可以将充气压力作为平均压力对系统进行热力学分析计算^[9]。在绝热分析模型中,不同的充气压力对整个斯特林发电机系统会产生不同的影响,通过改变充气压力值,得到了分别以氦气、氢气作为工质的充气压力对系统输出功率的影响,如图3所示。

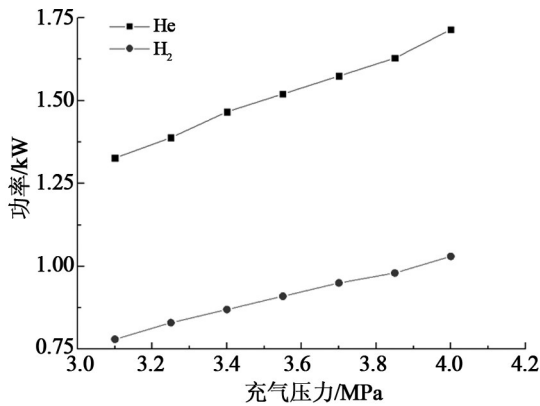


图3 不同充气压力下的输出功率曲线

Fig.3 The output power of different charge pressure

图3表明对于特定的斯特林热机系统,随着充气压力的增大,输出功率也随之增大,可以通过增大充气压力来获得更大的输出功率。由于设备结构及材料有一定的承载能力,因此充气压力不宜无限增大,对于大功率斯特林发动机而言,一般充气压力设定在3.5 MPa左右。

2.2 运行频率对系统的影响

对于自由活塞式斯特林发动机而言,一般可以通过对板弹簧进行动力学分析计算,控制其刚度来对系统运行频率进行调节^[10]。图4为在不同充气压力下系统输出功率随运行频率的变化情况。但充气压力一定时,增大运行频率,输出功率也随之增大。在工程实际中,应选择恰当的运行频率,一般在60~80 Hz之间。如果运行频率过高,会使设备的震动及运动部件的摩擦加剧,这会严重影响整个斯特林发动机系统的稳定性和工作寿命。

2.3 回热器容积对系统的影响

回热器中填料可视为多孔介质,在工质流经回热器时,气体与填料的热交换能量平衡方程可分别表示为式(8)、式(9)^[11],回热器传热单元数(NTU)可表示为式(10)^[12]。

$$c_p \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}T) + hA_L(T - T_s) + \frac{c_v A_L}{R_g} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (8)$$

$$hA_L(T - T_s) = m_{sL} c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (9)$$

$$NTU = \frac{hA_L L}{\rho c_p V_r} \quad (10)$$

式中: c_p 、 c_v 、 c_s 分别表示气体的定压比热、定容比热以及填料的比热容; $\dot{m}$ 、 m_{sL} 分别为气体的质量流量和单位长度回热器填料质量; A_L 、 A_r 分别为单位长度填料的传热面积和回热器自由流通截面积; T 、 T_s 分别表示为气体及填料的温度; h 为气体与填料间的换热系数; L 为回热器长度; ρ 为气体密度。

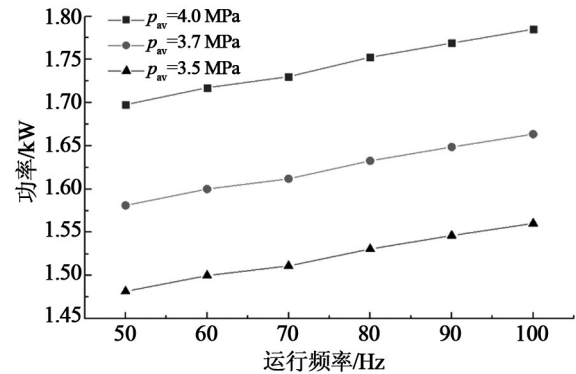


图4 不同运行频率下的输出功率曲线

Fig.4 The output power of different operating frequency

对于孔隙率一定的回热器,通过增大容积,也就增加了回热器内气体的流通容积,这对系统输出功率产生的影响如图5所示。

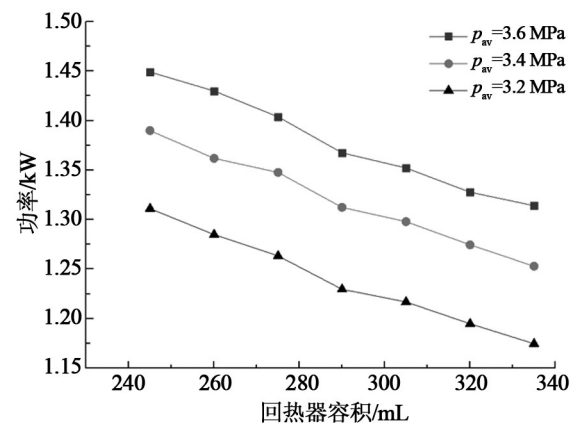


图5 不同回热器容积下的输出功率曲线

Fig.5 The output power of different regenerator volume

图5显示在绝热模型分析下,在充气压力一定的情况下,系统输出功率随回热器容积近似呈线性变化,通过增加回热器长度进而增大回热器的容积,会导致输出功率的减小。这是由于当孔隙率一

定时,回热器单位长度的传热单元数,即 NTU 数一定,当回热器直径不变,增加回热器长度会使得工质流经回热器时产生更大的流动阻力,从而造成的压力损失增加^[13-14];另一方面由于回热器容积的增加会造成整个系统死容积的增加,这些因素均会导致输出功的损失。

2.4 回热器温度对系统的影响

回热器作为斯特林发动机高低温级的连接部分,其基体内部的温度分布较为复杂。为便于对回热器进行分析计算,一般将其基体平均温度以加热器及冷却器温度的对数平均值表示,如式(3)所示。作为整个循环系统的冷热源,冷却器与压缩腔及加热器与膨胀腔的温差在设计时一般控制在 $\Delta T_{\text{CK}} = 20 \sim 50 \text{ K}$ 、 $\Delta T_{\text{HE}} = 60 \sim 100 \text{ K}$ 范围之内^[15]。改变加热温度及冷却温度会使回热器平均温度也随之发生变化,同时也会导致膨胀腔及压缩腔内工质温度的变化情况发生改变,如图 6、图 7 所示。

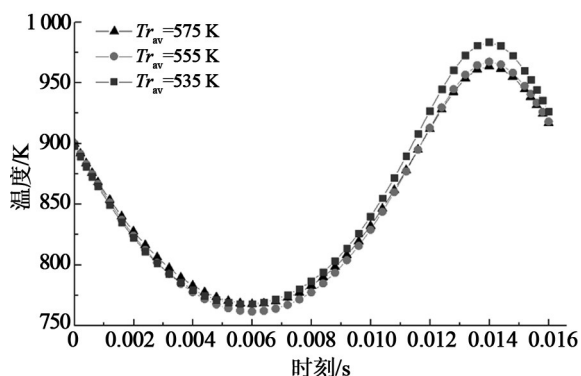


图 6 不同回热器温度下的膨胀腔温度变化曲线

Fig.6 The temperature variation of expansion chamber under different regenerator temperature

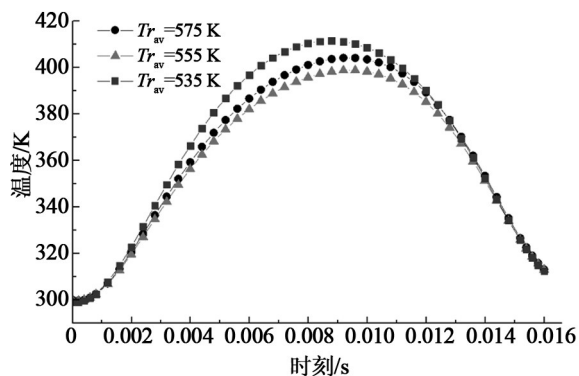


图 7 不同回热器温度下的压缩腔温度变化曲线

Fig.7 The temperature variation of compression chamber under different regenerator temperature

绝热模型分析结果显示,当回热器平均温度在 555~570 K 时,膨胀腔及压缩腔内温度的波动较小;当回热器平均温度降低至 540 K 以下时,两工作腔内工质温度波动则比较剧烈,这对整个系统的运行会产生一定不利的影响。因此在实际工程应用中,需要通过调节冷却及加热温度从而合理控制回热器的平均温度,尽量减小膨胀腔及压缩腔内工质温度的波动。

3 结论

通过在绝热模型下对斯特林发动机热力循环利用四阶 Runge-Kutta 法进行数值求解,并分析了充气压力、运行频率、回热器容积及回热器平均温度对系统性能的影响。研究表明,充气压力对斯特林发动机系统的输出功率有着重要影响,在设备允许的范围之内,一般将充气压力保持在 3.5 MPa 左右。提高系统的运行频率能够增大输出功率,在保持系统的稳定性及设备工作寿命的前提下,一般将系统的运行频率定为 60~80 Hz。对于回热器而言,当孔隙率一定,系统输出功率随回热器容积近似呈线性变化,从长度方向增大其容积会使气体的压力损失增加,从而导致系统输出功率的下降。除此之外,回热器平均温度的变化会引起膨胀腔及压缩腔温度波动的变化,回热器平均温度在 555~575 K 时,两工作腔内温度的波动程度较小;当回热器平均温度低于 535 K 时,则两气缸内变化温度较为剧烈,因此工程实际应用中,通过调节加热温度及冷却温度从而控制回热器平均温度,在一定范围内,尽量减小两气缸内的温度波动程度。

参考文献:

- [1] Boroujerdi A A, Esmaili M. Characterization of the frictional losses and heat transfer of oscillatory viscous flow through wire-mesh regenerators[J]. Alexandria Engineering Journal, 2015, 54(4): 787-794.
- [2] 李安定, 李斌. 蝶式聚光太阳能发电技术[J]. 太阳能, 2003 (3): 25-27.
- [3] 霍英杰, 董亮. 空间斯特林发电技术的发展[C]//中国宇航学会深空探测专业技术委员会第九届学术年会论文集, 2011: 1275-1280.
- [4] Bin-Nun U, Manidakos D. Low cost and high performance screen laminate regenerator matrix[J]. Cryogenics, 2004, 44(6): 439-444.
- [5] Costa S C, Tutar M, Barreno I, et al. Experimental and numeri-

- cal flow investigation of Stirling engine regenerator[J]. Energy, 2014, 72: 800–812.
- [6] Cullen B, McGovern J. Development of a theoretical decoupled Stirling cycle engine[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2011, 19(4): 1227–1234.
- [7] Ahmadi M H, Ahmadi M A. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 68, 168–184.
- [8] 胡学光, 董金钟. 斯特林发动机绝热分析法研究[J]. 应用能源技术, 2009(8): 41–44.
- [9] 许行, 宋鸿杰. 斯特林发动机的绝热分析[J]. 能源工程, 2011(4): 18–23.
- [10] 罗兰, 陈曦. 基于 Regen3.3 的 45 K 斯特林制冷机分层结构回热器的优化[J]. 真空与低温, 2015, 22(4): 226–229.
- [11] 张晓青, 廖宜利, 胡志永, 等. 振荡流下回热器压降特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2012, V33(1): 11–14.
- [12] 邹隆清, 刘洪硕, 邓十洲. 斯特林发动机[M]. 湖南: 湖南大学出版社, 1985: 76–77.
- [13] Sphaier L A, Worek W M. Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness–NTU method[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(9): 2265–2272.
- [14] Costa S C, Barrutia H, Esnaola J A, et al. Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 67: 57–65.
- [15] Costa S C, Barreno I, Tutar M, et al. The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 473–483.

关于“科技期刊学术不端文献检测系统(AMLC)”使用的声明

为了维护学术道德规范和正常的出版秩序,本刊采用中国知网“科技期刊学术不端文献检测的系统(AMLC)”,通过将稿件与以往已公开出版的专著、连续出版物、学位论文、会议论文、报纸、专刊等文献进行全面比对,检测出稿件中复制其他文献的详细内容、字数、比例及标注情况,并对是否属于抄袭程度做出客观、具体的认定。

本刊刊登原创稿件,尊重作者的学术成果,反对任何剽窃、扩袭他人成果及侵害他人权益的行为。作者在给本刊投稿时,请采用原创撰写方式,必须引用其他文献时要对引用的内容、出处、时间、原作者等信息做出详细标注。

(本刊编辑部)