

自由活塞热气机性能仿真方法研究

张鑫钢¹, 顾根香², 杨 欣², 潘卫明²

(1. 七一一研究所, 上海 201108; 2. 上海热气机工程技术研究中心, 上海 201203)

摘 要: 对自由活塞热气机的动力与热力学性能数值模拟方法进行了研究, 在经典的一阶、二阶以及三阶仿真方法的基础上, 开发了一套能够用于多种自由活塞热气机性能计算的仿真方法。仿真结果和试验结果基本一致, 验证了该算法的正确性。

关键词: 自由活塞热气机; 性能; 仿真

中图分类号: U664.124 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2015)04-0014-04

Research on Performance Simulation Method of Free-piston Stirling Engine

Zhang Xingang¹, Gu Genxiang², Yang Xin², Pan Weiming²

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;
2. Shanghai Engineering Research Center of Stirling Engine, Shanghai 201203)

Abstract: The dynamic and thermodynamic performance simulation method of free-piston Stirling engine is studied. Based on the classical first order, second order, third order simulation method, a new simulation method to simulate diversified performance of free-piston Stirling engines has been developed. The simulation results coincide well with the test results, thus verifies the correctness of this method.

Key words: free-piston Stirling engine; performance; simulation

0 引 言

热气机性能分析研究有四个阶段: 早期经验设计阶段、发动机内部循环研究阶段、工作过程仿真计算阶段以及往复流研究阶段。本文在经典的一阶、二阶以及三阶仿真方法的基础上, 开发了一套能够用于计算多种自由活塞热气机性能的仿真程序, 并在一台自主研发的自由活塞热气机样机上进行了验算。

1 各种计算方法综述

1.1 施密特理论与计算结果

施密特 (Schmidt) 理论分析是热气机等温计算方法的一种, 其原理简单, 公式简洁, 便于应用。其理论假设主要有^[1]: 理想换热, 等温膨胀与压缩, 工质为理想气体等。

施密特理论假设工作腔容积变化为:

$$V_e = V_{cle} + V_{swe} [1 + \cos(\theta + \alpha)]/2 \tag{1}$$

$$V_c = V_{cle} + V_{swc} (1 + \cos\theta)/2 \tag{2}$$

式中: V_{cle} 与 V_{clc} 为膨胀腔、压缩腔余隙容积; V_{swe} 与 V_{swc} 为膨胀腔、压缩腔扫气容积; α 为活塞领先角; θ 为相位角。

施密特法的计算结果如表 1 所示。

表 1 施密特法计算结果与试验结果对比

参数	仿真结果	试验结果
压力/MPa	2.674 2	2.7
输出功/kW	1.21	1.1
效率 η	0.236	0.28

可以看出: 施密特法计算得到的输出功与效率较为准确。但由于其理论简单, 且依赖于已知的运动方程与工作参数, 故应用范围受到限制。

1.2 线性系数模型与计算结果

收稿日期: 2015-02-04;
作者简介: 张鑫钢(1990-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为热能与动力设备性能仿真, E-mail: zhangxingang90414@126.com。

自由活塞热气机示意图如图 1 所示，图中 A、B、C、D、E 分别对应配气活塞、动力活塞，回热器配气活塞杆、膨胀腔以及压缩腔。

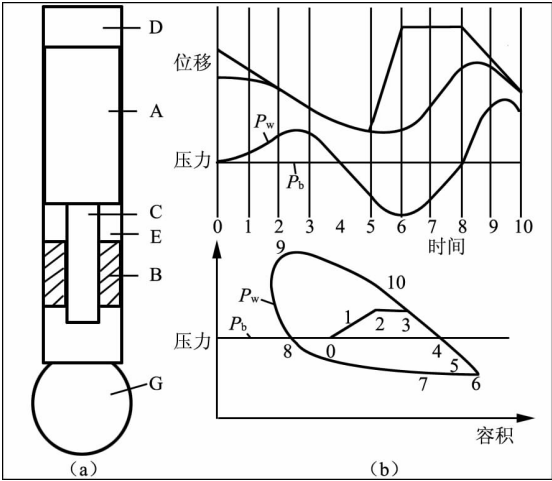


图 1 自由活塞热气机

线性理论的核心思想是将误差较小的非线性项全部线性化处理后再进行运算，因此大大简化了其求解过程，线性模型所有待求解方程可归纳总结如下^[2]：

热气机工作频率：

$$\omega^2 = (D_{pd} + S_{pd} + S_{pd}D_{pd} - D_{dd}S_{pp} - S_{dd}D_{pp}) / (D_{dd} + D_{pp}) \tag{3}$$

动力活塞-配气活塞相位角：

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega [D_{pp}S_{pd} - D_{pd}(S_{pp} + \omega^2)]}{- [S_{pd}S_{pp} + \omega^2(S_{pd} + D_{pd}D_{pp})]} \right) \tag{4}$$

动力活塞配气活塞行程比：

$$\frac{X_d}{X_p} = \tan^{-1} \left(\frac{(\omega^2 + S_{pp})^2 + \omega^2 D_{pp}^2}{\{ [S_{pd}(\omega^2 + S_{pp}) + \omega^2 D_{pp}D_{pd}]^2 + \omega^2 D^2 \}^{\frac{1}{2}}} \right) \tag{5}$$

其中： X_d 为配气活塞最大行程； X_p 为动力活塞最大行程； S 与 D 分别为等效弹性与阻尼系数。

线性模型计算结果与试验结果的对比如表 2 所示：

表 2 线性模型计算结果与试验结果对比

参数	仿真结果	试验结果
频率/Hz	59	50
相位角/ (°)	-118.5	-120
输出功/kW	1.21	1.1
配气活塞行程/mm	12	12
动力活塞行程/mm	20	13

配气活塞与动力活塞行程如图 2 所示。

由对比情况可知：线性模型较施密特理论模型有了一些进步，主要表现在其不仅能够计算输出功，甚至能够计算工作参数，如角频率、相位角以

及活塞行程等关键参数，这对于热气机的性能计算是十分有价值的；但线性模型依然存在着误差较大（动力活塞行程存在 60% 的误差）以及方程不全面的问题，这些问题将在二阶绝热模型中得到解决。

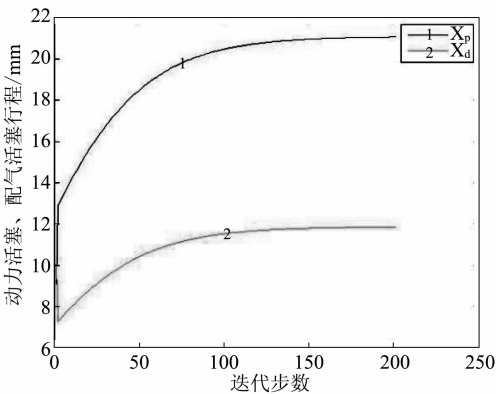


图 2 配气活塞与动力活塞行程

1.3 二阶绝热模型与计算结果对比

二阶绝热模型采用一维流动假设，并忽略压力降与阻尼，此模型将机器工作过程简化为五个相连的工作单元，经整理可得需要迭代求解的未知变量有： P ，瞬时气体工作压力； m_c ，压缩腔内工质质量； W ，循环功； Q_c ，冷却器从气体吸热量净值； Q_r ，循环中回热器内气体吸热量净值； Q_h ，加热器向气体放热量净值。

采用方程迭代进行求解，直到循环收敛为止^[3]。其计算结果与试验结果对比如表 3 所示。

由此结果对比可知：绝热模型在输出功计算方面出现较大误差，其原因可能是绝热工作腔的假设本身会造成较大的温度波动，从而引起输出功计算结果出现较大误差。

表 3 绝热模型计算结果与试验结果对比

参数	仿真结果	试验结果
平均工作压力/MPa	5.9	2.7
相位角/ (°)	-105	-120
输出功/kW	1.97	1.1
效率 η	0.44	0.28

1.4 三阶数值仿真与计算结果

由能量方程与质量方程可以得出无压力降 (NPD) 模型的求解方程的数学公式^[4]，具体如下。

能量方程的求解模型为：

$$\frac{dT_i}{d\tau} = \frac{a_i A_{H \cdot i} (T_{w \cdot i} - T_i)}{C_p M_i} + \frac{\dot{m}_i^* (T_i^* - T_i) - \dot{m}_{i+1}^* (T_{i+1}^* - T_i)}{M_i} + \frac{V dp}{C_p M_i d\tau} \tag{6}$$

其中： T_i 、 a_i 、 $A_{H \cdot i}$ 、 $T_{w \cdot i}$ 、 $d\tau$ 、 $\dot{m}^*$ 、 dp 、 M_i 分别为

微元体温度、流体－壁面换热系数、流动截面积、金属壁面温度、微元体边界流率、压力微元以及控制体质量。

上述方程的求解形式为：

$$T_{i \cdot p}^{\tau+\Delta\tau} = T_i^{\tau} \left(\frac{p_i^{\tau+\Delta\tau}}{p_i^{\tau}} \right)^{\frac{r-1}{r}} \tag{7}$$

$$T_{i \cdot pm}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{p_i + q_i}{2} \tag{8}$$

$$T_i^{\tau+\Delta\tau} = T_{i \cdot pm}^{\tau} + (T_{W \cdot i} - T_{i \cdot pm}^{\tau}) \cdot [1 - e^{-(a\tau+\Delta\tau)A_{H \cdot i}/C_p M_i^{\tau+\Delta\tau}}] \cdot \Delta\tau \tag{9}$$

其中： $T_{i \cdot p}^{\tau+\Delta\tau}$ 、 $T_{i \cdot pm}^{\tau+\Delta\tau}$ 、 $T_i^{\tau+\Delta\tau}$ 、 p 分别为 $t+1$ 时刻经压力修正后的温度，经压力与传质共同修正后的温度，经压力、传质与换热共同修正后的最终温度以及瞬时工作压力。

2 本文计算模型与方法

2.1 基本仿真实论

本文将上述算法进行整合，在不改变控制方程结构的基础之上，针对自由活塞机型的特点进行了一些改进，形成了‘复合式’分析法。由于各分析方法的侧重点不同，其理论依据也不同，为了完整地自由活塞发动机工作特点进行描述，将各分析方法进行整合，取长补短，以期得到最全面的仿真结果。对各仿真模型理论公式所做修改说明如下：

(1) 对各理论模型均不改变其假设条件，出于理论仿真的严谨性考虑，尽量保持原仿真模型控制条件不变，只对需要优化的参数的计算表达式进行重新整理或进行替换。

(2) 将施密特理论中关于压力的表达应用于二阶绝热模型，以获得更为准确的表达式；将压力微分的初始表达式 $DP = F(P, T_E, T_C, T_R, V_C, V_E)$ 用含有自变量 X_d 的表达式替代，简化求解过程。

(3) 在绝热模型中对需要求解的压力微元使用差分格式计算，即用 $[X(2) - X(1) X(3) - X(2) \dots X(n) - X(n-1)]$ 计算 $DP(i) \Delta i$ ，而放弃使用 $D(F(P, T_E, T_C, T_R, V_C, V_E))/Dt$ ，后者将导致求解复杂的高阶微分形式方程组，而难以得到解析解。

(4) 由于原线性计算方法得出的结果关于 X_p 、 X_d 与 r 的值无法唯一确定，这是由于其解为 n 阶矩阵的原故，因此输出功利用施密特法中等效三角形代换系数进行推导并修正。

(5) 采用拟合曲线的方法对常微分方程解算器无法计算收敛的未知函数进行拟合，利用等效曲线的思想方法进行函数逼近，从而进一步计算。

(6) 数值算法的求解流程（NPD 模型）具体如下：

①输入运转频率，给工作压力、温度、质量分布与体积赋初值；

②更新压力值，其中压力为容积、温度与质量的函数；

③计算各控制体压力修正后的温度；

④计算质量分布；

⑤计算微元体传质；

⑥计算经压力、传质修正后的温度；

⑦计算金属与流体传热系数；

⑧计算经压力、传质与换热修正后的温度；

⑨计算回热器丝网温度；

⑩计算输出功与效率，输出计算结果；

⑪仿真结束。

2.2 计算模型参数

为验证本文算法的正确性，以公司自行研发的一款自由活塞发动机为模板，比较仿真结果与试验结果的差别。该机型部分工作参数如表 4 所示。

表 4 计算机型工作参数

工质	氦气
平均压力/MPa	2.7
热腔温度/K	773
冷腔温度/K	353
配气活塞杆截面积/cm ³	2.8353
动力活塞截面积/cm ³	54.61
缓冲腔容积/cm ³	2 133.6
配气活塞气体弹簧体积/cm ³	37.97
膨胀腔余隙行程/mm	2
压缩腔余隙行程/mm	1.5
动力活塞质量/kg	3
配气活塞质量/kg	1
箱体质量/kg	416
电机负载/(N·sm ⁻¹)	461.5

3 计算结果与讨论

仿真结果与试验结果对比如表 5 所示。

由计算结果可直观地看出：经过优化后的仿真结果比较符合试验结论，基本正确地反映了实际工作情况。

其他参数计算也得到了较好的结果，这里由于篇幅限制不一一列举，仅对个别具有代表性的参数变化进行重点讨论。

(1) 工作压力变化

由图 3 可知：工作腔内压力呈周期性变化，这

一点也是符合实际工作情况的。在充进某一压力工质后，机器便经历一系列非稳态循环直到最终稳定，这时其内部工质的状态随着其所在的部位变化而变化，更准确的说，是随着活塞的位置变化而变化。当高温高压的气体从膨胀腔进入压缩腔时，由于惯性，容积变化会落后于气体进入速度，导致其内部压力增大，此时活塞杆带动电机开始做工，压力达到顶峰后，此时输出功率也达到瞬时最大，此后便进入冷却阶段，利用活塞质量的惯性带动动力活塞回到下止点，而后进入下一个循环，同时也可看出压力在一个循环内的变化（2 MPa）也是很显著的。

表 5 仿真结果与试验结果对比

参数	仿真结果	试验结果
频率/Hz	59	50
相位角/（°）	-118.5	-120
输出功/kW	1.21	1.1
效率 η	0.236	0.28
配气活塞行程/mm	11.4	12
动力活塞行程/mm	15.6	13

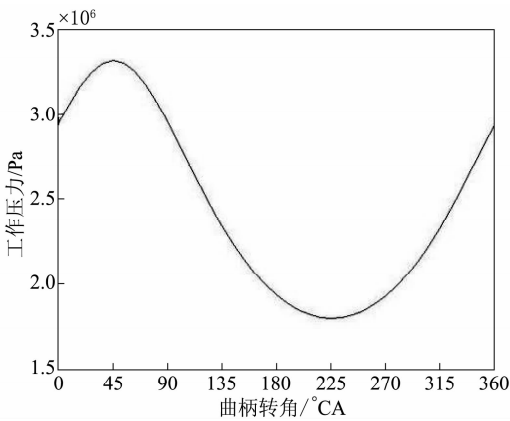


图 3 工作压力随转角变化曲线

(2) 压缩腔内工质质量变化

压缩腔在一个周期内的质量变化也是表征自由活塞热气机性能的重要工作参数，其大小直接影响输出功与效率，并间接反应工质在换热器内流动情况，具体模拟结果如图 4 所示。

机器总装填工质质量为 350 g 左右，在一个周期内流入流出压缩腔的质量流率大约为 $-7 \sim 2.8$ ($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)，在一个周期内随着活塞位移的变化而周期性变化；由于冷却器容积相对于工作腔占比较大，因此工质在高频率的往复流动时是无法完全流过整个机器的，而是在其流动平衡位置来回往复运动。关于流体微元的运动状况，J. Organ 教授在其著作中也提出了类似的结论^[6]。

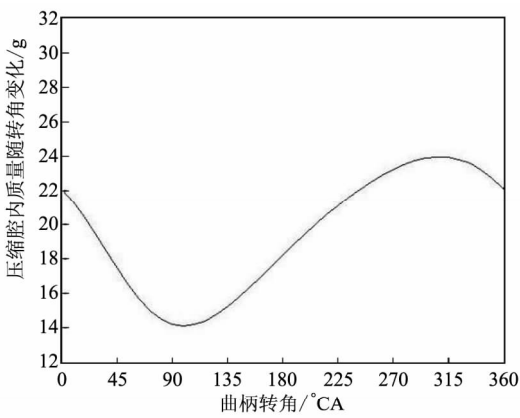


图 4 压缩腔内质量变化

(3) 活塞行程

在线性模型理论中，为了方便模拟机器运行状况，重点分析线性项对整机性能的影响，因而将所有对整机性能影响在 10% 以下的所有非线性项均作了线性化或者略去处理。因此，对于发动机工作状态的模拟具有一定偏差，其中个别参数的计算会因为使用线性参数循环计算而造成误差，如求出 X_d 之后要乘以比例 r 计算 X_p ，此时由于 r 未收敛，其计算结果将大于单纯计算 X_p 的值。由于在计算模型的设计与求解的过程中难免存在误差，因此最终收敛时的计算值相比试验结果要高一些。

动力活塞与配气活塞行程计算结果如图 5 所示， X_p 约为 15.6 mm，而 X_d 约为 11.4 mm，这与试验结果相比虽然略有差别，但相较图 2 所示未经修改的线性模型，优化后的计算结果精度得到了明显改善。

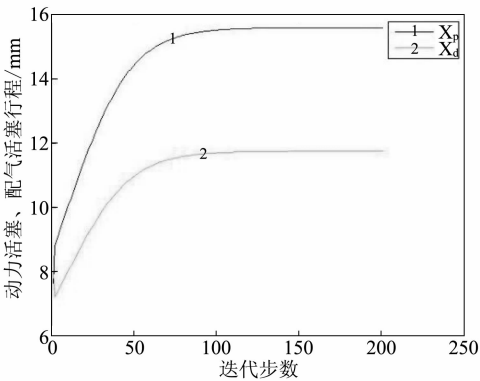


图 5 配气活塞、动力活塞行程

(4) 回热器换热量

工质在回热器内不断进行吸热、放热过程，回热器性能的优劣、导热能力的大小将直接决定热气机输出功与效率。工质一个周期内在回热器中的换热如图 6 所示。

份不停机换滤芯，可以保证柴油机正常运行。

3 结 论

CF3000CB 型柴油发电机组已经在核电、造纸、油田、玻璃制造等领域有所应用。其中核电站应用已经达到 AAC 级应急电源的要求。由此，CF3000CB 型柴油发电机组在发电领域将会有更广阔的未来。

参 考 文 献

[1] GB12768-1991，自动化柴油发电机组通用技术条件 [S].
[2] GB4712-1996，自动化柴油发电机组分级要求 [S].
[3] GB2820. 1-6-2009，工频柴油发电机组通用技术条件 [S].
[4] GB2820-2009，工频柴油发电机组通用技术条件 [S].
[5] ISO8528，往复式内燃交流发电机组 [S].
[6] ISO3046，往复式内燃机 [S].

(上接第 17 页)

由图 6 可知，一个周期开始与结束时刻回热器的净换热量为 0，即回热器不储存热量也不供给热量，它只是吸收高温工质热量并将热量传递给低温的工质。回热器的换热强度较其他换热器大许多，峰值大约为 600J。

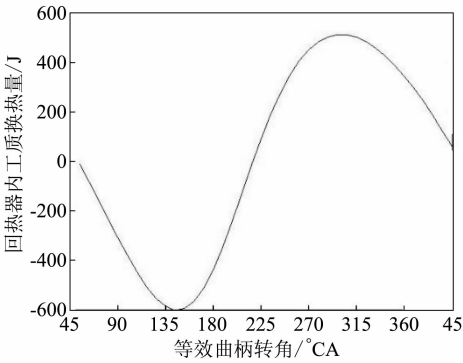


图 6 回热器中周期吸放热

4 总 结

本文介绍了几种热气机性能仿真方法，并在此

基础上对主要的几种方法进行综合，通过对各阶理论进行优化，使其更加适合自由活塞热气机的分析。采用改进后的方法在公司自主研发的自由活塞热气机样机上进行了验算，仿真结果与试验结果基本一致，从而验证了本文算法的正确性。

参 考 文 献

[1] 许行，李亚奇，宋鸿杰，等. 热气机的等温模型分析 [J]. 应用能源技术，2011 (5): 29-34.
[2] Israel Urieli. Stirling cycle engine analysis [M]. Admam Hilger Ltd, Bristol , 1982, 3: 63 - 69.
[3] 李庆扬，王能超，易大义，著. 数值分析 (第 4 版) [M]. 武汉：华中科技大学出版社，2006.
[4] 金东寒. 斯特林发动机技术 [M]. 哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，2009.
[5] J. Organ. The regenerator and Stirling engine [M]. Cambridge University Press, 1997, 1.