

自由活塞斯特林发电机管壳式冷却器 参数分析与实验研究

罗新奎¹, 陈鹏帆², 李生华¹, 安锦涛¹, 闫春杰¹, 刘迎文², 王小军¹

(1. 兰州空间技术物理研究所真空技术与物理重点实验室, 730000, 兰州;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为满足某大功率自由活塞斯特林发电机(FPSG)冷端散热需求,设计了由995根换热管构成的管壳式冷却器。构建了FPSG热-动力学耦合模型,基于根轨迹分析方法确定了使系统实现起振的冷却器结构参数范围,并探究了冷却温度及冷却器无益容积对系统运行频率、活塞相位角和PV功的影响;基于Sage平台构建了FPSG热力学仿真模型,优化了冷却器结构参数,对冷却器的换热性能进行了实验研究。研究结果表明:当冷却温度和冷却器无益容积增大时,运行频率逐渐减小,活塞相位角逐渐增大;PV功随冷却温度的升高而减小,随冷却器无益容积的增大而先增大后减小;冷却温度的最佳取值范围为275~305 K,冷却器无益容积的最优值为250 cm³;换热管最佳长度与内径分别为80 mm与2 mm;冷却器的最大散热功率为21.11 kW。该研究结果可为自由活塞斯特林发电机管壳式冷却器的优化设计提供参考。

关键词: 自由活塞斯特林发电机;热-动力学;管壳式冷却器;换热性能

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202311009 **文章编号:** 0253-987X(2023)11-0091-09

Parametric and Experimental Study on the Shell and Tube Cooler of Free Piston Stirling Generators

LUO Xinkui¹, CHEN Pengfan², LI Shenghua¹, AN Jintao¹, YAN Chunjie¹,

LIU Yingwen², WANG Xiaojun¹

(1. Science and Technology on Vacuum Technology and Physics Laboratory, Lanzhou Institute of Physics, Lanzhou 730000, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To meet the heat dissipation need at the cold end of a high power free piston Stirling generator (FPSG), a shell and tube cooler composed of 995 heat exchangers is designed. A thermodynamic-dynamic coupled model of FPSG is proposed. The range of structural parameters of the cooler is determined based on the root locus method. The influence of cooling temperature and dead volume of the cooler on operating frequency, phase angle and PV work of the system are explored. A thermodynamic simulation model of FPSG is established based on the Sage platform. The optimization of the structural parameters of the cooler is carried out. The heat transfer performance of the cooler is investigated experimentally. The results show that increasing the cooling temperature and dead volume of the cooler leads to a gradual decrease in the operating fre-

quency and a gradual increase in the phase angle. The PV power decreases with increasing cooling temperature, while it increases first and then decreases with increasing dead volume of the cooler. The optimal cooling temperature ranges from 275 K to 305 K and the optimal dead volume of the cooler is 250 cm³. The optimal length and inner diameter of the heat exchange tube are 80 mm and 2 mm respectively. The maximum heat dissipation power of the cooler is 21.11 kW. This research provides a reference for the optimal design of the shell and tube cooler of FPSGs.

Keywords: free piston Stirling generator; thermodynamic-dynamic; shell and tube cooler; heat transfer performance

自由活塞斯特林发电机(free piston Stirling generator, FPSG)具有能源适应性广泛、高效率、长寿命等优势^[1-2],在太阳能发电^[3-4]、热电联产^[5-6]、空间热电转换^[7-9]等领域具有广阔的发展前景。

FPSG 由自由活塞斯特林发动机(free piston Stirling engine, FPSE)与直线电机组成。与传统的斯特林发动机相比,FPSE 的主要特点是配气活塞和动力活塞间无机械连接结构,而是由气体力驱动两个活塞做高频往复运动,从而实现热能-机械能的转换^[10]。

冷却器是 FPSG 的重要部件,作用是吸收斯特林循环中的剩余热量,保证必要的热力学循环温差。经实验验证, FPSG 中冷却器对加热器的温度影响系数为 1.6,即冷却器温度每升高 1℃,加热器温度需升高 1.6℃才能予以补偿^[11]。FPSG 冷却器的设计难点在于既要保证足够大的换热面积,又要尽可能减小无益容积(换热管内的流通容积),这二者本是相互矛盾的。kW 级的 FPSG 一般采用管壳式换热器作为冷却器,目的是增大换热管的比表面积,同时降低工质在换热管内的流动阻力。例如,美国机械技术公司开发的 25 kW FPSG 的冷却器由 172 根外径为 9.5 mm、壁厚为 0.75 mm、长为 74.93 mm 的换热管组成,同时在每根换热管内侧增加微型肋片以强化换热^[12]。美国 Foster Miller 公司研制的 5 kW FPSG 采用了由 1 800 根外径为 1.65 mm,壁厚为 0.38 mm 的换热管组成的管壳式冷却器^[13]。

由于 FPSG 的热力学性能与动力学特性高度耦合,对冷却器进行结构设计和优化时需要考虑系统的动力学特征。热-动力学耦合模型和根轨迹方法是描述 FPSG 系统动力学特性的有效途径。热-动力学耦合模型采用等温假设,将系统的工作压力表达为两个活塞位移的线性函数,进而得到 FPSG 运行频率、活塞相位角、PV 功等参数的表达式,能够预测 FPSG 系统的输出能力^[14-16]。根轨迹方法是

将状态空间方程解的特征分析系统的启动条件及稳定性^[17-18]。Kim 等^[19]利用线性动力学模型分析了充气压力与工作频率对 β 型 FPSG 的影响,并利用根轨迹技术预测了整机的稳定工作点。Zare 等^[20]对 FPSG 的线性和非线性特性进行了分析,利用粒子群优化算法研究了系统状态空间方程闭环极点的实部和虚部与发动机输出参数的关联性,得出 FPSG 对主闭环极点实部的变化更敏感。池春云等^[21]利用根轨迹方法对 FPSG 的启动温度进行了研究。

近年来,国内外对于 FPSG 的研究越来越深入,但专门针对其冷却器的研究却鲜有报道。本文对应用于 FPSG 的管壳式冷却器开展理论分析与实验研究,首先基于热-动力学耦合模型得到 FPSG 运行频率、活塞相位角与 PV 功的表达式,结合根轨迹方法分析冷却器参数对 FPSG 性能的影响,确定冷却器结构参数取值范围。再利用 Sage 平台构建整机热力学仿真模型,开展冷却器结构参数优化设计。最后通过实验对冷却器换热性能进行测试。相关研究成果能够为 FPSG 管壳式冷却器的设计与工程研制提供参考。

1 FPSG 热-动力学耦合模型

FPSG 的结构如图 1 所示。整机可分为换热组件、振荡组件和负载组件(直线电机)3 个部分。换热组件主要包含加热器、回热器与冷却器,负责能量传递;振荡组件主要由配气活塞、动力活塞、板弹簧

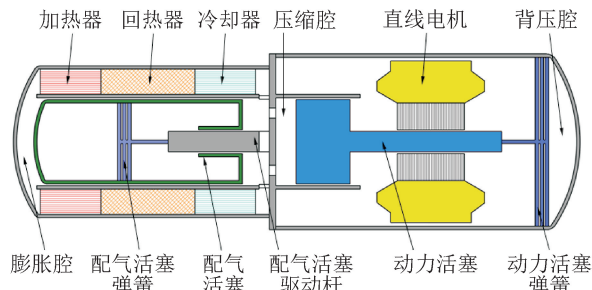


图 1 FPSG 结构示意图

Fig. 1 Schematic of FPSG

$$\ddot{x}_p = C_{pp}\dot{x}_p + K_{pp}x_p + D_{pd}x_d \quad (11)$$

其中

$$C_{dd} = -\frac{c_d}{m_d}; K_{dd} = \frac{-K_d - A_r C_{11}}{m_d}; D_{dp} = -\frac{A_r C_{22}}{m_d}$$

$$C_{pp} = -\frac{c_p}{m_p}; K_{pp} = \frac{-K_p - A_p C_{22}}{m_p}; D_{pd} = -\frac{A_p C_{11}}{m_p}$$

FPSG 中配气活塞与动力活塞的运动遵循正弦规律

$$x_d = X_d \sin(\omega t + \varphi) = X_d \sin(2\pi f t + \varphi) \quad (12)$$

$$x_p = X_p \sin \omega t = X_p \sin(2\pi f t) \quad (13)$$

式中: X_d 、 X_p 为配气活塞与动力活塞的振幅; ω 为角频率; f 为运行频率; φ 为配气活塞与动力活塞的相位角。

根据式(10)~(13),可得 FPSG 系统角频率、运行频率、活塞相位角的表达式如下

$$\omega = \sqrt{-\frac{C_{dd}K_{pp} + C_{pp}K_{dd}}{C_{dd} + C_{pp}}} \quad (14)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-\frac{C_{dd}K_{pp} + C_{pp}K_{dd}}{C_{dd} + C_{pp}}} \quad (15)$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{C_{pp}\omega}{\omega^2 + K_{pp}}\right) \quad (16)$$

单个循环周期内, FPSG 系统输出的 PV 功为工作腔容积与压力图的面积之和

$$W = \oint p dV_c + \oint p dV_e \quad (17)$$

单位时间内,系统输出 PV 功的功率(以下简称 PV 功)可表示为

$$W_p = fW = f\pi X_d X_p \sin \varphi (A_r C_{22} - A_p C_{11}) \quad (18)$$

根据式(10)、(11), FPSG 系统的动力学方程可表示为状态空间方程的形式,如下式所示

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_d \\ \dot{x}_d \\ \dot{x}_p \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ K_{dd} & C_{dd} & D_{dp} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ D_{pd} & 0 & K_{pp} & C_{pp} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ \dot{x}_d \\ x_p \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} \quad (19)$$

这与控制理论中的闭环反馈控制系统类似^[24]。该方程有 4 个特征根,其中有一对共轭根被称为主导极点,另一对共轭根为非主导极点。FPSG 系统能够起振的必要条件是主导极点的实部大于 0^[20]。

通过以上分析,获得了描述 FPSG 输出性能的热-动力学耦合模型。基于式(15)、(16)与(18)能够预测 FPSG 的工作频率、活塞相位角与 PV 功。式(19)提供了一种根据状态空间方程根的变化趋势判断 FPSG 系统启动条件的有效方法。

2 冷却器参数分析

FPSG 是一种基于斯特林循环的能量转换装置,本质上是由温差驱动的。根据其工作原理,降低冷却温度 T_k 能够提高循环温比 T_h/T_k , 从而提高系统输出 PV 功的能力。依据等温模型,斯特林循环的总容积 V 为膨胀腔、加热器、回热器、冷却器与压缩腔的容积之和。活塞在运动过程中能够扫略到的容积称为扫气容积,总容积与扫气容积的差值为无益容积。斯特林循环输出的 PV 功随扫气容积的增大而增大,随无益容积的增大而降低^[11]。因此, FPSG 冷却器设计时,在满足换热的前提下,适当减小其无益容积有利于提高系统输出 PV 功的能力。本文研究的 FPSG 的主要设计参数见表 1。

表 1 FPSG 的主要设计参数

Table 1 Major design parameters of FPSG

参数	数值
充气压力 p_0 /MPa	6
加热器内的气体温度 T_h /K	900
冷却器内的气体温度 T_k /K	290
运行频率 f /Hz	53
膨胀腔容积 V_e /cm ³	600
加热器容积 V_h /cm ³	400
回热器容积 V_r /cm ³	1 118
冷却器容积 V_k /cm ³	250
压缩腔容积 V_c /cm ³	650
配气活塞质量 m_d /kg	4.5
配气活塞弹簧刚度 K_d /(kN · m ⁻¹)	508
配气活塞阻尼系数 c_d /(kg · s ⁻¹)	90.7
动力活塞质量 m_p /kg	15
动力活塞弹簧刚度 K_p /(kN · m ⁻¹)	606
动力活塞阻尼系数 c_p /(kg · s ⁻¹)	463

根据前述热-动力学耦合模型,分析冷却温度 T_k 与冷却器无益容积 V_k 对 FPSG 运行频率、活塞相位角、PV 功的影响,并以系统输出最大 PV 功为目标开展冷却器参数优化。

图 3 所示为 T_k 对 FPSG 输出性能的影响。由图 3 可见,随着 T_k 升高, FPSG 的运行频率缓慢下降,但活塞相位角快速增大。理论上, FPSG 的活塞相位角在 60°~90°时循环效率较高^[11]。由图 3(a)可知,当 T_k 大于 380 K 时,活塞相位角将超过 90°且持续增大。图 3(b)可见,当 T_k 大于 320 K 时,系统输出的 PV 功将快速减小。结果表明,当 T_k 为 275~305 K 时,系统运行频率为 (53±1) Hz, 活塞相位角为 (63±3)°, 系统输出 PV 功为 (21±0.2) kW。

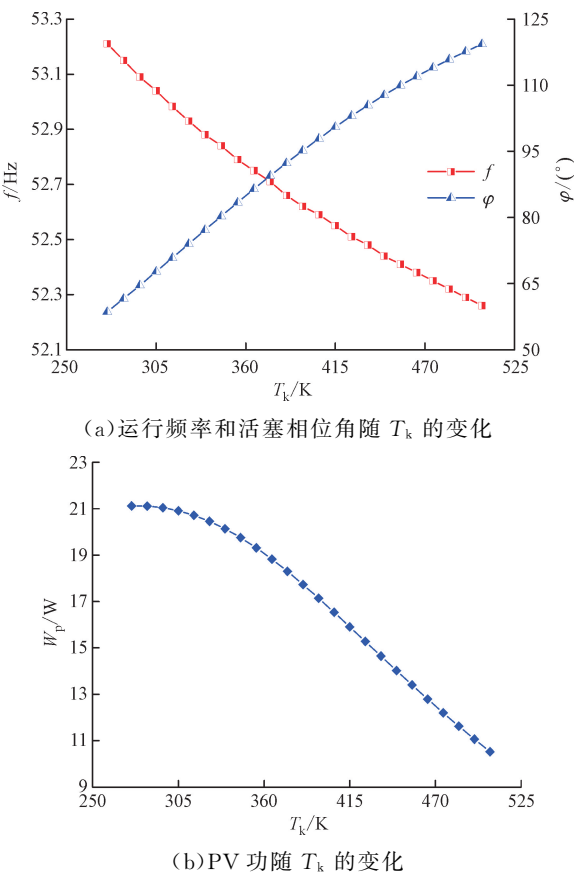


图 3 T_k 对 FPSG 输出性能的影响

Fig. 3 Influence of T_k on output performance of FPSG

图 4 所示为 V_k 对 FPSG 输出性能的影响。由图 4(a)可知,随着 V_k 增大,FPSG 的运行频率小幅降低。事实上,FPSG 的运行频率接近配气活塞的固有频率, V_k 增大会引起循环的压力波动幅值下降,使配气活塞气体弹簧的刚度减小,导致配气活塞固有频率降低,从而使系统的运行频率降低。活塞相位角随 V_k 增大而逐渐增大,当 V_k 大于 250 cm^3 时,活塞相位角将大于 90° ,超出最佳工作范围。根据图 4(b),PV 功随 V_k 的增大而先增大后减小。因为 V_k 过大将导致系统的无益容积增大,使输出 PV 功减少。根据计算结果,当 V_k 为 250 cm^3 时,系统输出 PV 功达到最大值 21.39 kW 。

如图 5 所示,当 T_k 从 275 K 升高到 775 K 时,式(18)的一对共轭根的实部逐渐从零点的右侧移动到左侧。实部为 0 的根对应的 T_k 为 610 K ,即当 T_k 大于 610 K 时,FPSG 系统主导极点的实部将全部小于 0 ,系统无法启动。这表明 T_k 将直接影响 FPSG 系统的启动特性。性能优异的冷却器能够维持 T_k 在设计范围内,从而保证整机的高效运行。

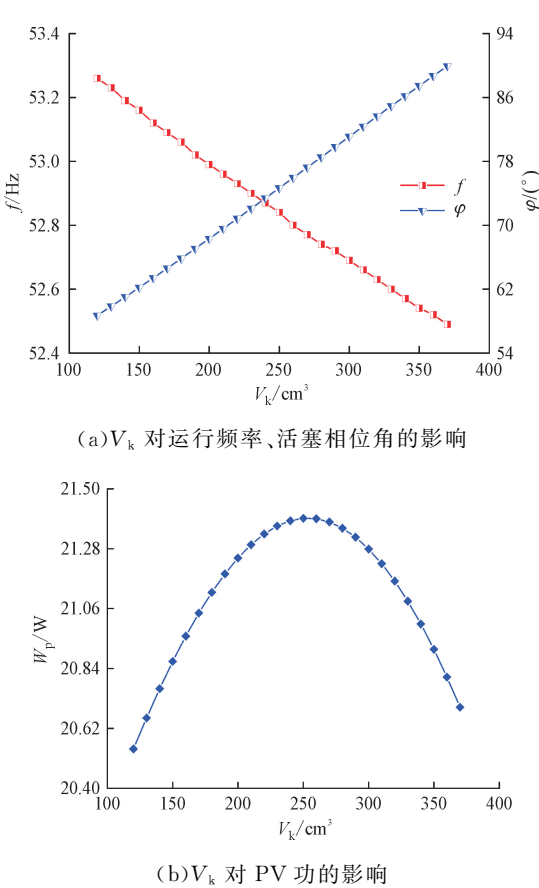


图 4 V_k 对 FPSG 输出性能的影响

Fig. 4 Influence of V_k on output performance of FPSG

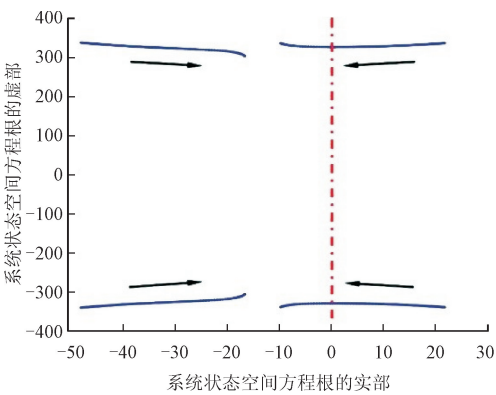


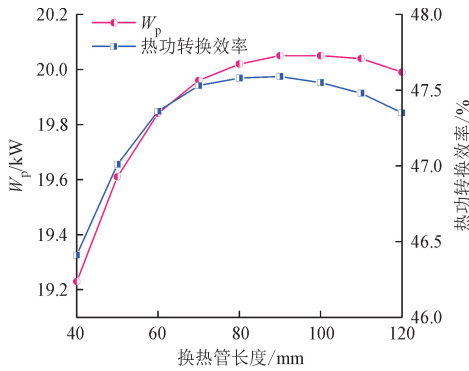
图 5 T_k 为 $275\sim 775\text{ K}$ 时 FPSG 系统状态空间方程的根的实部和虚部轨迹

Fig. 5 Root locus of state-space equation of FPSG system when T_k is in the range of $275\sim 775\text{ K}$

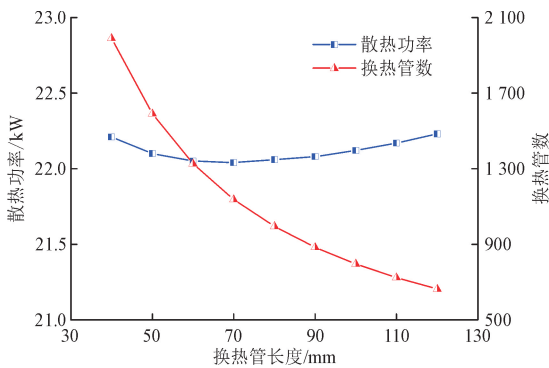
3 冷却结构参数优化

通过上述分析,确定了冷却温度与冷却器无益容积的最佳取值范围。针对管壳式冷却器,还需进一步确定其换热管的长度、内径等结构参数。利用

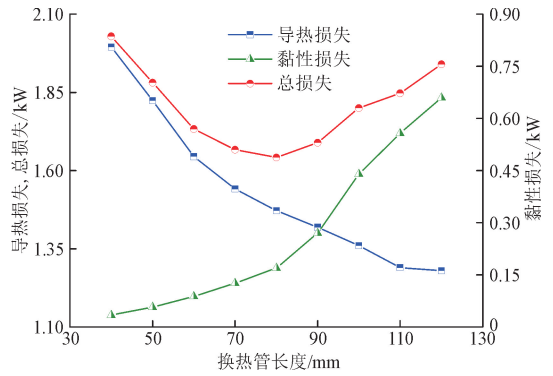
Sage 软件搭建了 FPSG 系统仿真模型^[25]。在保持冷却器无益容积恒定的前提下,分析换热管的长度和内径对系统输出 PV 功(W_p)、热功转换效率及冷却器散热功率的影响,进而得到冷却器换热管各结构参数的最佳设计值,如图 6、7 所示。由图 6(a)可知,当换热管长度增大时,系统输出 PV 功与热功转换效率均先增大后逐渐减小,当换热管长度在 80~100 mm 时,二者均处于最佳取值范围。图 6(b)可见,冷却器散热功率随换热管长度的增大变化较小,但换热管数将随换热管长度的增大而大幅减少。这是由于当冷却器无益容积确定后,若要维持换热面积不变,则需在增大换热管长度的同时减少换热管数。因此,实际研制过程中,在保证系统输出 PV 功与热功转换效率的前提下,可以通过适当增大换热管的长度来减少换热管数,从而减少焊缝数,有助于降低冷却器的加工难度及成本。需要指出的是,由于换热管的长度会影响配气活塞的布局,因此也不宜做的过长,否则将影响整机参数的匹配性。由图 6(c)可知,冷却器的损失主要来自导热损失。当换热管长度增大时,导热损失逐渐减小,黏性损失不断增大,而总损失先减小后增大。当换热管长度为 80 mm 时,总损失最小。根据上述分析与整机结构设计,换热管长度优选为 80 mm。



(a) 换热管长度对 PV 功及热功转换效率的影响



(b) 换热管长度对冷却器散热功率及换热管数的影响



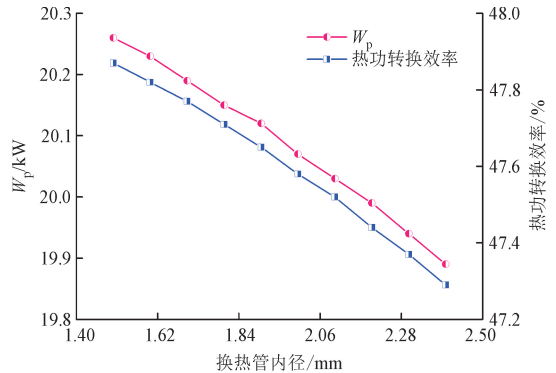
(c) 换热管长度对冷却器损失的影响

图 6 换热管长度的影响

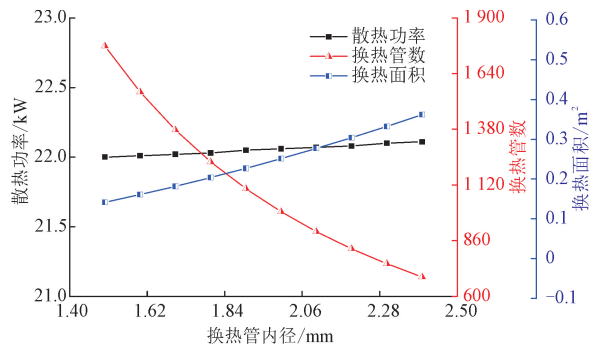
Fig. 6 Influence of length of heat exchange tube

如图 7(a)、(b) 所示,当换热管内径增大时,系统输出 PV 功与热功转换效率均缓慢降低,换热面积逐渐增大,冷却器散热功率略有增大,换热管数显著减小。图 7(c) 为冷却器损失随换热管内径的变化。换热管内径增大时,导热损失逐渐增大,黏性损失逐渐减小,但总损失先减小后增大。当换热管内径为 2 mm 时,总损失最小。

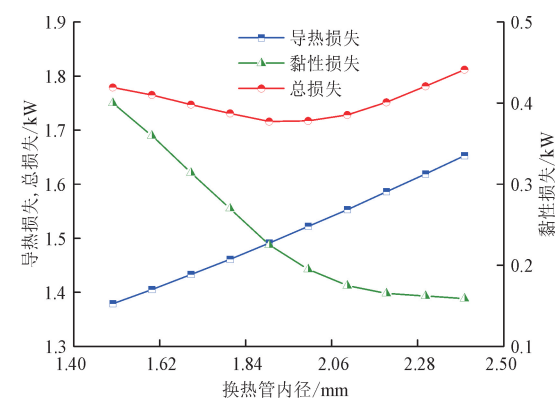
通过以上分析,确定换热管长度为 80 mm,内径为 2 mm,换热管数为 995。此时系统输出 PV 功为 20.02 kW,冷却器散热功率为 22.06 kW,热功转换效率为 47.58%,满足整机设计需求。



(a) 换热管内径对 PV 功及热功转换效率的影响



(b) 换热管内径对散热功率、换热面积及换热管数的影响



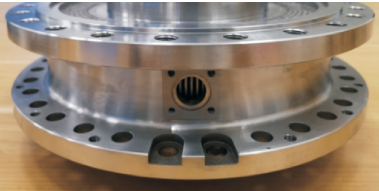
(c) 换热管内径对冷却器损失的影响

图 7 换热管内径的影响

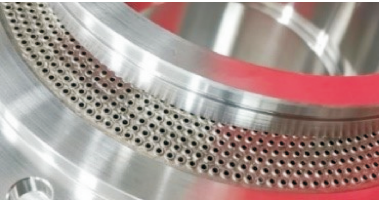
Fig. 7 Influence of inner diameter of heat exchange tube

4 实验研究

图 8 所示为管壳式冷却器实物图,冷却器结构件材料选用 316L 不锈钢,换热管采用同种材料的无缝不锈钢管,每两层换热管采取正三角形排列,换热管与冷却器结构件端面通过真空钎焊进行连接。焊接完成后,所有焊缝均通过了耐受 11 MPa 气压实验,利用氦质谱检漏仪检漏,焊缝漏率优于 $5 \times 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 。



(a) 管壳式冷却器结构



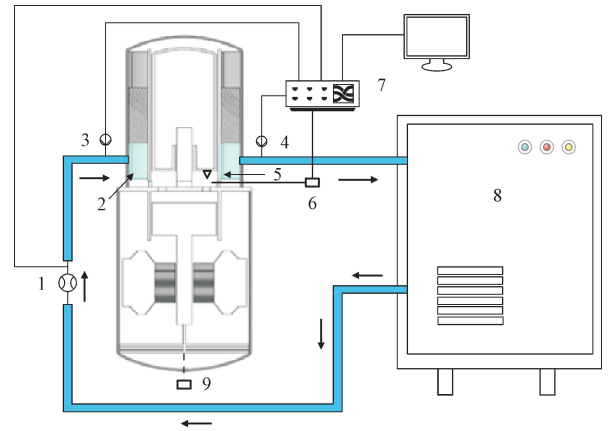
(b) 换热管焊接局部

图 8 管壳式冷却器实物图

Fig. 8 Photograph of shell and tube cooler

图 9 所示为 FPSG 实验系统,其中冷却器循环水流量采用智能涡轮流量计测量,温度采用 K 型热电偶测量。实验过程中,整机充气压力为 6 MPa,循环水流量设定为 $4.56 \text{ m}^3/\text{h}$,冷却器入口循环水温度保持为 282 K,测量冷却器出口循环水温度,进而计算得到冷却器的实际散热功率。系统输出 PV 功依据式(10)计算,实验过程中测量运行频率与两个

活塞的振幅。其中,运行频率 f 通过测量压缩腔的动态压力 p 得到,动力活塞的振幅 X_p 利用激光位移传感器直接测量,配气活塞的振幅 X_d 通过加速度传感器测量得到^[26]。



1—流量计;2—管壳式冷却器;3、4—温度传感器;5—加速度传感器;6—压力传感器;7—数据采集系统;8—循环冷却水机组;9—激光位移传感器。

图 9 FPSG 管壳式冷却器实验系统示意图

Fig. 9 Schematic of test system of the shell and tube cooler of FPSG

不同出口温度下冷却器的散热功率如图 10 所示,当冷却器出口温度逐渐升高时,冷却器散热功率不断增大,且二者近似呈线性增长关系。当进出口温差为 4.45 K 时,冷却器散热功率为 21.11 kW。由此可知,将冷却器进出口的最大温差控制在 5 K 以内能够减小冷却器换热管内工质气体的径向温度梯度,从而维持斯特林循环的冷却温度在设计范围内,有利于斯特林发电机整机的稳定运行。

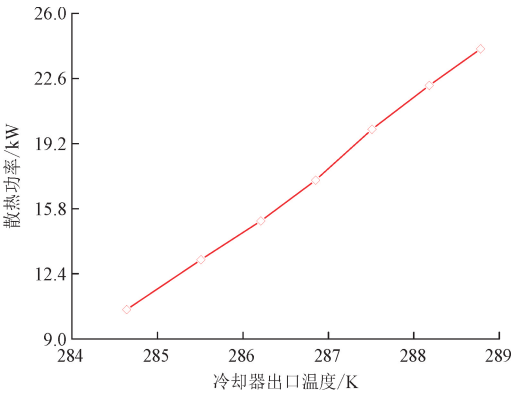


图 10 不同出口温度下冷却器的散热功率

Fig. 10 Heat dissipation power at different outlet temperatures

实验结果与仿真结果的对比见表 2。结果表明,Sage 仿真模型对于冷却器散热量的计算较为准确,误差小于 5%,对系统输出 PV 功的预测误差接

近 10%。主要原因是仿真模型中对于换热器(尤其是回热器)内穿梭损失、径向导热损失及流动阻力损失的计算偏保守,且实验过程中存在漏热、机械损失等能量损耗,导致实际热功转换效率偏低。

表 2 FPSG 管壳式冷却器实验结果与仿真结果
Table 2 Experimental and simulation results of the shell and tube cooler of FPSG

类别	冷却器散热 功率/kW	PV 功 /kW	热功转换 效率/%
实验结果	21.11	18.26	46.38
Sage 模型仿真结果	22.06	20.02	47.58
误差	4.50%	9.64%	2.59%

注:误差=|Sage 模型仿真结果-实验结果|/实验结果

5 结 论

本文对应用于自由活塞斯特林发电机的管壳式冷却器进行了参数影响分析与实验研究,主要结论如下。

(1)构建了 FPSG 热-动力学耦合模型,通过冷却器参数影响分析发现,随着冷却温度和冷却器无益容积增大,FPSG 的运行频率逐渐减小、活塞相位角逐渐增大。PV 功随着冷却温度的升高而减小,随着冷却器无益容积的增大而先增大后减小。冷却温度的最佳取值范围为 275~305 K,冷却器无益容积的最优值为 250 cm³。

(2)利用 Sage 软件搭建 FPSG 系统仿真模型,得到冷却器换热管长度、内径、换热管数的最优值分别为 80 mm、2 mm、995。

(3)通过实验测试了冷却器的换热性能,当冷却水进出口温差为 4.45 K 时,冷却器的散热功率为 21.11 kW。

参考文献:

[1] 倪明江,肖刚,岑可法. 斯特林循环分析与发动机设计 [M]. 北京: 科学出版社, 2019: 6-13.

[2] WALKER G, SENFT J R. Free-piston Stirling engines [M]. Berlin, Germany: Springer, 1985: 23-99.

[3] QIU Songgang, SOLOMON L, RINKER G. Development of an integrated thermal energy storage and free-piston Stirling generator for a concentrating solar power system [J]. Energies, 2017, 10(9): 1361.

[4] SINGH U R, KUMAR A. Review on solar Stirling engine: development and performance [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2018, 8: 244-256.

[5] ZHU Shunmin, YU Guoyao, LIANG Kun, et al. A

review of Stirling-engine-based combined heat and power technology [J]. Applied Energy, 2021, 294: 116965.

[6] QIU Songgang, GAO Yuan, RINKER G, et al. Development of an advanced free-piston Stirling engine for micro combined heating and power application [J]. Applied Energy, 2019, 235: 987-1000.

[7] LI Jian, ZHOU Qin, MOU Jian, et al. Neutronic design study of an integrated space nuclear reactor with Stirling engine [J]. Annals of Nuclear Energy, 2020, 142: 107382.

[8] DAI Zhiwen, WANG Chenglong, ZHANG Dalin, et al. Design and analysis of a free-piston Stirling engine for space nuclear power reactor [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2020, 53(2): 637-646.

[9] LIN Mingqiang, MOU Jian, CHI Chunyun, et al. A space power system of free piston Stirling generator based on potassium heat pipe [J]. Frontiers in Energy, 2020, 14(1): 1-10.

[10] ZARE S, TAVAKOLPOUR-SALEH A. Free piston Stirling engines: a review [J]. International Journal of Energy Research, 2020, 44(7): 5039-5070.

[11] 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: 124-139.

[12] DHAR M. Stirling space engine program [EB/OL]. (1999-08-01)[2023-01-16]. <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19990088071>.

[13] BRANDHORST H B J. Development of a 5 kW free-piston Stirling space convertor [C]//5th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC). Reston, VA, USA: AIAA, 2007: AIAA 2007-4724.

[14] CHEN Pengfan, YANG Peng, LIU Liu, et al. Parametric investigation of the phase characteristics of a beta-type free piston Stirling engine based on a thermodynamic-dynamic coupled model [J]. Energy, 2021, 219: 119658.

[15] YE Wenlian, ZHANG Ting, WANG Xiaojun, et al. Parametric study of gamma-type free piston Stirling engine using nonlinear thermodynamic-dynamic coupled model [J]. Energy, 2020, 211: 118458.

[16] AHMADI M H, AHMADI M A, POURFAYAZ F. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 68(Part 1): 168-184.

[17] SHAHRYAR Z, ALIREZA T S, AMIR O. From Beale number to pole placement design of a free piston Stirling engine [J]. Archive of Mechanical Engineer-

- ing, 2017, 64(4): 499-518.
- [18] RIOFRIO J A, AL-DAKKAN K, HOFACKER M E, et al. Control-based design of free-piston Stirling engines [C]//2008 American Control Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 1533-1538.
- [19] KIM D J, SIM K. Linear dynamic analysis of free-piston Stirling engines on operable charge pressure and working frequency along with experimental verifications [J]. Applied Sciences, 2021, 11(11): 5205.
- [20] ZARE S, TAVAKOLPOUR-SALEH A R. Applying particle swarm optimization to study the effect of dominant poles places on performance of a free piston Stirling engine [J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2019, 44(6): 5657-5669.
- [21] 池春云, 牟健, 林明婧, 等. 空间自由活塞斯特林发电机启动温度研究 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2021, 49(3): 69-73.
- CHI Chunyun, MOU Jian, LIN Mingqiang, et al. Study on start-up temperature of space free piston Stirling generator [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2021, 49(3): 69-73.
- [22] 田亚明, 张红光, 李高胜, 等. 自由活塞直线发电机输出性能试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(3): 119-125.
- TIAN Yaming, ZHANG Hongguang, LI Gaosheng, et al. Experimental study on the power output performance of the free piston linear generator used for waste heat recovery [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(3): 119-125.
- [23] REGAN T F, LEWANDOWSKI E J, SCHREIBER J G. Stirling system modeling for linear dynamics analysis [C]//3rd International Energy Conversion Engineering Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 2005: AIAA 2005-5506.
- [24] ZARE S, TAVAKOLPOUR-SALEH A R. Frequency-based design of a free piston Stirling engine using genetic algorithm [J]. Energy, 2016, 109: 466-480.
- [25] 罗新奎, 李生华, 孔令轩, 等. 1 kW 斯特林发电机管壳式加热器设计 [J]. 真空与低温, 2021, 27(5): 467-472.
- LUO Xinkui, LI Shenghua, KONG Lingxuan, et al. Design of a tubular heater for 1 kW Stirling generator [J]. Vacuum and Cryogenics, 2021, 27(5): 467-472.
- [26] 牟健, 林明婧, 池春云, 等. 自由活塞斯特林发动机活塞位移测量 [J]. 工程热物理学报, 2020, 41(2): 285-292.
- MOU Jian, LIN Mingqiang, CHI Chunyun, et al. Study on displacement measurement of free piston Stirling engine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(2): 285-292.

(编辑 武红江 陶晴)