

太阳能斯特林发动机气缸系统振源特性分析

戴学¹, 彭佑多¹, 王旻晖², 谭新华²

(1. 湖南科技大学 机械设备健康维护省重点实验室, 湖南 湘潭 411201; 2. 湘电集团太阳能事业部, 湖南 湘潭 411100)

摘要:以38 kW 4缸双作用斜盘式太阳能斯特林发动机为例,构建了其实体结构模型,针对气缸系统内部工质与活塞组件振源,应用Fluent软件对发动机气缸内工质的三维流动特性及脉动参数的时域和频域特性,活塞组件的往复运动惯性力、惯性力矩及其端面所受的气体力特性等进行了研究。结果表明:与吸热器相邻气缸内的工质压力脉动显著,且其脉动频率范围为10~50 Hz,而气缸内工质的流量脉动频率则主要在10~50 Hz和200~250 Hz两个范围内;活塞端面所受的气体力在工质的压缩与膨胀转换过程中大小、方向都会发生突变,引起活塞组件的振动冲击;单缸活塞组件的往复运动惯性力与惯性力矩均呈正弦规律变化,且相邻两缸之间相差90°相位角,整个气缸系统活塞组件的往复惯性力能自行抵消,而惯性力矩则需要通过合理设计平衡块质量及其与旋转轴心的距离才能达到平衡。

关键词:斯特林发动机; 气缸系统; 振源特性; 数值模拟
中图分类号: TK474.7⁺4 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.04.021

引言

太阳能斯特林发动机是一种将热能转换成电能的特殊动力装置,由吸热器、回热器、冷却器、气缸活塞组件、旋转轴系和发电机等组成,结构十分复杂,振源多样且各振源之间存在相互耦合和干扰。气缸系统是斯特林发动机向外做功的关键部件,其内部工质及往复运动活塞组件是气缸系统的两大振源。

近年来,诸多学者对包括太阳能斯特林发动机在内的众多类型发动机的振源特性进行了研究,得到了一系列重要结论。如李双虎、樊文欣等认为某直列式四缸发动机的主要激振源为二阶往复运动惯性力和倾覆力矩^[1];姚佳伶、蔡伟义等得出了个别气缸功率发生变化是多缸发动机激振源产生不平衡振动的主要原因^[2];韩绿霞、宋怀君等绘制了四缸

双作用自由活塞式压缩机气缸内各工作过程的活塞推力和切向力图^[3];徐玉洁分析认为以曲柄连杆为传动机构的斯特林发动机在运行过程中的振动源主要是活塞组件往复运动中活塞敲击缸壁引起的振动和气缸内工质的热胀冷缩产生的气流脉动^[4]。

本研究以湘电集团在研的38 kW大型碟式太阳能双作用斯特林发动机为对象,运用Fluent流体力学软件对气缸内部工质的气流脉动及活塞组件的往复运动进行振源特性分析,为掌握斯特林发动机的激振源特性并为减振设计提供一定的理论依据。

1 模型建立

1.1 结构模型及网格划分

根据38 kW碟式太阳能斯特林发动机结构建立如图1所示的单循环实体结构模型,其中集热管根数为26,吸热管材料为1CrNi9Ti,循环工质为氢气,相应结构尺寸为:吸热管垂直高度为230 mm,单根吸热管管直径为4 mm,吸热管进出口集管内圆半径为170 mm,外圆半径为180 mm,高度为5 mm,气缸直径为70 mm,回热器与冷却器的直径均为50 mm,长度均为60 mm,活塞行程为45 mm。设初始位置如图1所示:缸2活塞领先于缸1活塞90°相位角,即当缸2活塞位于外止点处向内止点运动时,缸1活塞位于半行程处向外止点运动。图1中Y=-74 mm截面为吸热器筒体与缸2热腔连接面,监测点1、2分别位于气缸左侧与右侧,两监测点的坐标分别为(13, -74, -50)和(-29, -74, -10)。

斯特林发动机各组成系统结构复杂,对斯特林发动机各系统采取独立网格划分的方法。即吸热

收稿日期: 2015-06-24; 修订日期: 2015-06-29

基金项目: 湖南省高校产学研基金资助项目(11CY020); 湖南省科技计划基金资助项目(2012FJ6121); 湖南科技大学研究生创新基金资助项目(S130019); 国家自然科学基金(51275166)

作者简介: 戴学(1988-),男,湖南邵阳人,湖南科技大学硕士研究生。

通讯作者: 彭佑多(1964-),男,湖南科技大学教授,博士生导师。

器、回热器及冷却器采用精度较高的非结构网格划分,气缸系统因需进行活塞运动模拟采用适合进行网格更新的结构化网格划分方法^[5]。

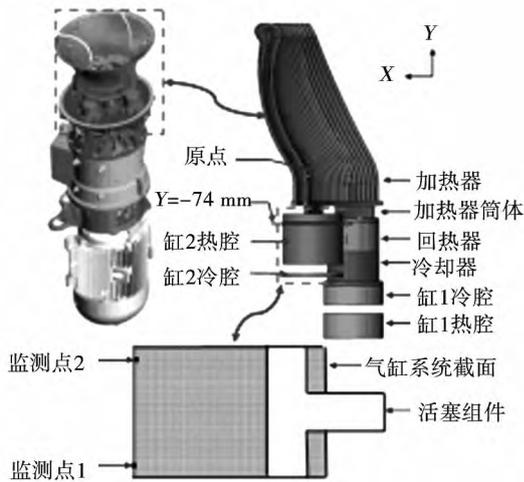


图 1 单循环结构及气缸系统截面网格模型

Fig. 1 Single cycle structure and sectional mesh model of the cylinder system

1.2 FLUENT 热流边界条件

在碟式太阳能斯特林发电系统中,太阳光线经碟式抛物面聚焦之后,形成的能量光斑对吸热圆管内流动的工质气体进行加热^[6]。本文研究的是理想条件下光斑对吸热管加热情况,设吸热管壁面温度恒定为 800 K。

在斯特林发动机循环系统中回热器的作用是使流过回热器的工质气体保持温度恒定。运用 Fluent 软件中的多孔介质模型,模拟工质在回热器内的流动过程,其多孔介质的材料属性、孔隙率、粘性阻力系数以及内部阻力系数等均已知,设恒定温度为 500 K^[7]。

38 kW 太阳能斯特林发动机冷却器采用的是管式冷却法,从而实现对工质的充分冷却。本研究忽略冷却管对工质的流阻作用且使流过冷却器的工质保持 300 K 恒温^[8-9]。

1.3 FLUENT 动网格设置

为分析斯特林发动机气缸系统内工质及往复运动的活塞组件这 2 个激振源特性,需运用 Fluent 动网格技术模拟活塞运动过程^[10],相位角差为 90° 的两缸活塞运动方程为:

$$s_1 = 45 \times [0.5 \times \sin(100\pi t + 1.0\pi) + 0.5] \quad (1)$$

$$s_2 = 45 \times [0.5 \times \sin(100\pi t + 1.5\pi) + 0.5] \quad (2)$$

式中: s_1 —缸 1 活塞位移, mm; s_2 —缸 2 活塞位移, mm; t —时间, s。对两缸位移运动方程式(1)、式(2)求导得出两缸活塞速度方程,选取相应时间点编写 profile 程序,导入 Fluent 软件并设置网格更新相关参数。

在 Fluent 数值模拟过程中,计算结果与网格大小密切相关,本研究采用 3 种不同尺寸的网格检验网格的无关性。所得参数的平均结果如表 1 所示,符合网格无关性精度要求,故综合考虑计算时间与计算精度,选用 5 mm 大小的网格类型。

表 1 网格无关性检验

Tab. 1 Grid independence test

参数	网格尺寸/mm		
	2	5	8
截面流速/ $m \cdot s^{-1}$	14.62	14.37	14.02
监测点 1 压强/MPa	9.42	9.21	8.94
监测点 2 压强/MPa	11.65	11.44	11.03

2 气缸内部工质振源特性分析

2.1 工质三维流动特性

分别取 $t=0.005$ s 时刻缸 1 冷腔工质流向冷却器以及 $t=0.015$ s 时工质从吸热器盘管向缸 2 热腔流动的 2 个时刻研究冷热两腔内工质脉动参数的在气缸空间内的分布特性。

图 2(a) 为缸 1 冷腔工质流线示意图,由图 2(a) 可知工质在冷腔与冷却器之间往复流动时,两者空间体积相当,在忽略冷却器流阻作用的情况下,流线与气缸轴线近似平行,同一截面上工质流速不仅分布均匀,而且流动较为平缓,这表明与冷却器相邻的气缸内工质气流脉动较小,对气缸产生的激振作用不明显。

图 3(a) 为在 $t=0.015$ s 时刻缸 2 活塞运动到半行程处时热腔内的工质流线图。由图 3(a) 可知缸内工质流线发生严重扭曲,工质流动发生紊乱且在活塞端面出现涡流气旋现象。由图 3(b) 可知,靠近气缸左壁面的工质流速快,流量大,通过与同一截面的流量呈左高右低的分布趋势,气缸内壁受力不平衡,表明缸 2 热腔内工质紊乱流动所引起的气体

颗粒的不均匀压力脉动以及流量脉动是气缸内部产生激振的主要原因。

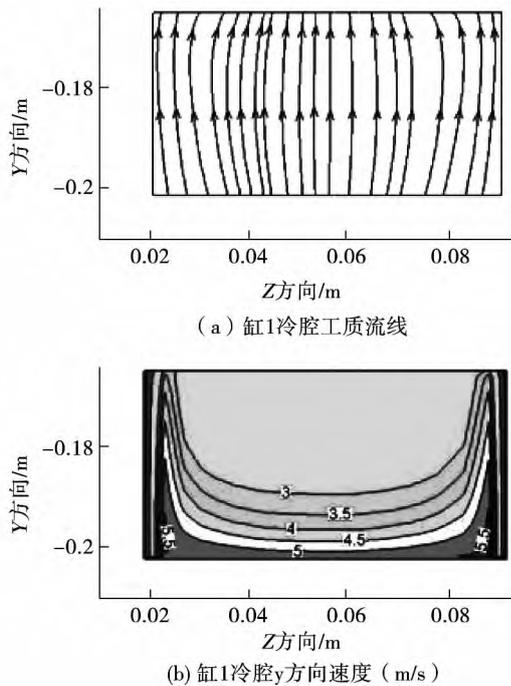


图 2 缸 1 纵截面速度矢量分布
Fig. 2 Velocity vector distribution in the longitudinal section of cylinder

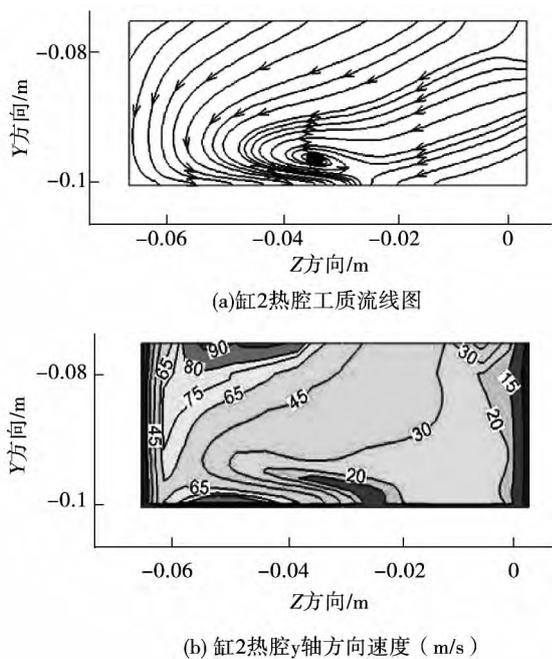


图 3 缸 2 纵截面速度矢量分布
Fig. 3 Velocity vector distribution in the longitudinal section of cylinder

2.2 工质脉动特性

通过监测一个周期内图 1 中所示缸 2 热腔内 $Y = -74 \text{ mm}$ 截面的流量数据及该截面两对称点的压力数据,并用 Tecplot 后处理软件对监测的时域参数进行傅里叶变化得到幅频特性曲线,分析气缸内工质的脉动特性。

由流过某一截面的流量计算式可知,当面积一定时,工质流速反映通过该截面的工质流量。图 4、图 5 为 $Y = -74 \text{ mm}$ 截面工质流速的时域与频域特性曲线,由图 4 可知, $Y = -74 \text{ mm}$ 截面工质流速在前后两个周期相差较大。由流速幅频特性曲线得知流过该截面的工质流量脉动幅值在 $10 \sim 50 \text{ Hz}$ 和 $200 \sim 250 \text{ Hz}$ 两范围内变化较大,在 $50 \sim 200 \text{ Hz}$ 范围内幅值周期性变化,表明工质的流量脉动主要集中在低频和高频。

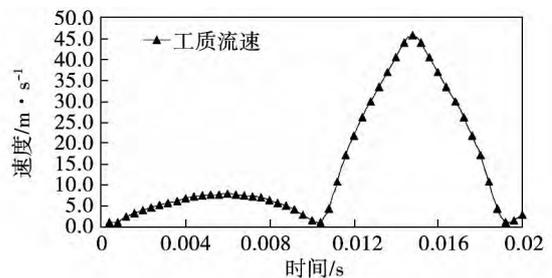


图 4 $Y = -74 \text{ mm}$ 截面流速时域特性曲线
Fig. 4 Velocity profile of time domain at $Y = -74 \text{ mm}$ cross-section

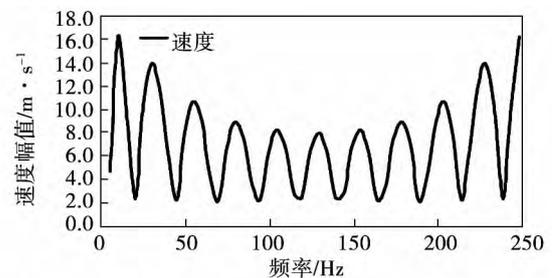


图 5 $Y = -74 \text{ mm}$ 截面流速频域特性曲线
Fig. 5 Velocity profile of frequency domain at $Y = -74 \text{ mm}$ cross-section

图 6、图 7 分别为 1、2 两监测点压力时域特性曲线与压力幅频特性曲线。由图 7 可知,在一个变化周期内,两监测点的工质压力幅值在 $10 \sim 50 \text{ Hz}$

脉动频率范围内变化较大,在 50 ~ 250 Hz 内压力幅值为平稳周期性变化,可知发生在气缸内部的气流压力脉动主要为低频振动。

由监测点 1(左侧)和监测点 2(右侧)的位置及图 6、图 7 所示监测点压力脉动特性曲线可知,具有一定能量的工质气体在气缸内发生不规则扩散,对左壁的撞击作用较强,使得气缸左侧工质的压力脉动较为强烈,对气缸平衡性产生一定影响。

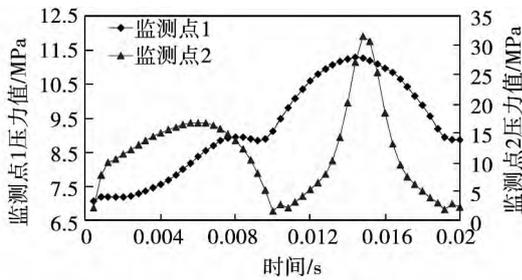


图 6 监测点压力的时域特性曲线

Fig. 6 Time domain characteristic curve of monitoring point pressure

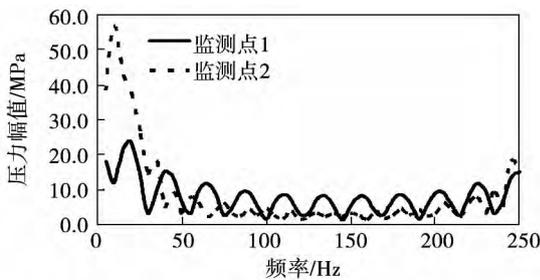


图 7 监测点压力的幅频特性曲线

Fig. 7 Amplitude frequency characteristic curve of monitoring point pressure

3 活塞振动力特性分析

3.1 惯性力与惯性力矩分析

本研究的 4 缸双作用斯特林发动机为斜盘式传动结构,其空间结构如图 8 所示,图中 1 ~ 4 分别代表 4 个气缸,坐标原点为斜盘中心, m 为往复运动的活塞质量, p 为往复运动的惯性力。对斜盘传动机构进行受力分析后得出斯特林发动机各气缸内往复运动的活塞组件的低阶惯性力方程:

$$p_{Ii} = -mR\omega^2 \cot\alpha \cos\left(\omega t + \frac{i-1}{2}\pi\right) \quad (3)$$

$$p_{IIi} = -mR\omega^2 \cot\alpha \cos 2\left(\omega t + \frac{i-1}{2}\pi\right) \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^4 p_{Ii} = 0, \quad \sum_{i=1}^4 p_{IIi} = 0 \quad (5)$$

$$M_1 = mR^2\omega^2 \cot\alpha \cos\left(\omega t + \frac{i-1}{2}\pi\right) \quad (6)$$

式中: p_{Ii} —第 i 缸往复质量产生的 1 阶往复惯性力 ($i = 1, 2, 3, 4$); p_{IIi} —第 i 缸往复质量产生的 2 阶往复惯性力, N ; m —发动机每缸往复运动零件的质量, kg ; R —作用点至旋转中心的距离, mm ; β —斜盘的倾角 ($^\circ$); ω —主轴转动角速度, rad/s ; M_1 —第 i 缸的 1 阶往复惯性力矩, $N \cdot m$ 。

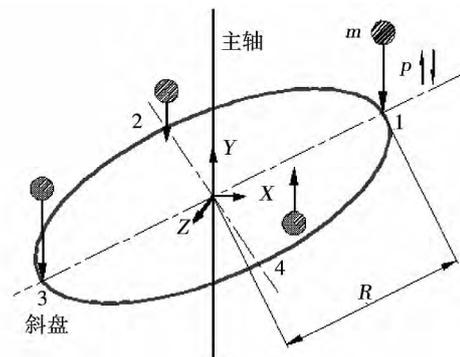


图 8 斜盘传动空间结构示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the rotation space of oblique disc

表 2 为气缸系统及斜盘结构相关参数,由图 8 所示缸 1 活塞处于上止点位置时计算气缸系统的 1 阶往复惯性力所产生的合力矩,此时缸 2、4 运动方向相反,合力矩为零,而缸 1、3 产生的往复惯性合力矩为:

$$M_1 = 2mR^2\omega^2 \quad (7)$$

将表 1 中相关参数代入(3)式,得到如图 9 所示活塞组件一次往复惯性力曲线图,由图 9 可知单缸活塞组件的一阶往复惯性力及力矩均呈周期为 2π 的正弦规律变化,且相邻两缸之间的相位角为 90° ,二阶往复惯性力由(4)式可知呈周期为 π 的正弦变化,由于双作用斯特林发动机 4 缸在斜盘上按 90° 周向布置,整个气缸系统活塞组件的往复惯性力合力自行相消。

表 2 气缸系统及斜盘结构相关参数表

Tab.2 Correlation parameters of the cylinder system and the structure of the inclined plate

参数	数值
往复运动零件质量/kg	5
作用点至旋转中心距离/mm	150
斜盘转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	3 000
斜盘倾角/ $(^\circ)$	25
余隙容积折合长度/mm	30
活塞端面面积/ mm^2	3 846.5
压缩过程平均压力/MPa	10
膨胀过程平均压力/MPa	7.8
压缩过程指数	1.2
膨胀过程指数	1.4

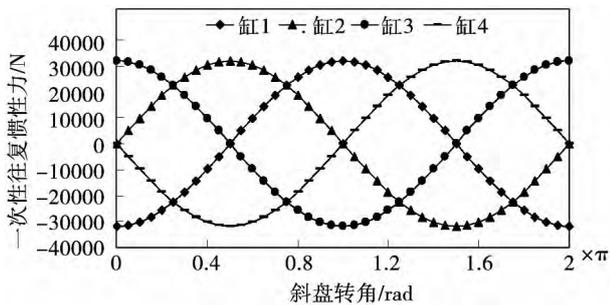


图 9 活塞组件一次往复惯性力变化曲线

Fig.9 Inertia force curve of piston assembly

由式(7)可知,对 4 缸双作用斯特林发动机来说,在主轴上设计适当的平衡块可使整个气缸系统活塞组件的往复惯性力及其产生的惯性力矩达到完全的动平衡,对气缸不产生激振作用。

3.2 活塞所受气体力特性

双作用斯特林发动机每个气缸被活塞分为热腔和冷腔,在一个周期内每个气缸的冷热腔内都发生一次膨胀、压缩过程。以图 8 所示中缸 2 热腔为研究对象,分析其工质对活塞端面的气体力变化特性。

由双作用斯特林发动机工作原理可知工质气体在膨胀压缩过程中的气体力方程分别为^[3]:

压缩过程:

$$F_g = \left(\frac{S + S_c}{S_x} \right)^k p_s A \quad (8)$$

膨胀过程:

$$F_g = \left(\frac{S_c}{S_x} \right)^m p_d A \quad (9)$$

式中: F_g —气体力, N; S —活塞行程, mm; S_c —折合余隙容积长度, mm; p_s —压缩过程平均压力, Pa; p_d —膨胀过程平均压力, Pa; A —热腔内活塞面积, mm^2 ; S_x —活塞到热腔底部之间的距离, mm; k —压缩过程指数; m —膨胀过程指数。

由式(8)、式(9)可得到图 10 所示活塞所受气体力特性曲线,由图 10 可知,缸 2 热腔内压缩过程中工质的气体力变化激烈,且当工质由压缩状态向膨胀状态过渡时,气体力大小发生突变,此时突变的气体力会对活塞组件产生振动冲击作用。因此合理设计气缸余隙容积,能够使气体力大小发生较为平缓的变化,从而减弱气体力对活塞的冲击作用。

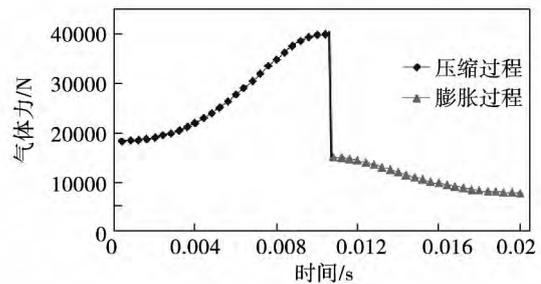


图 10 活塞所受气体力变化曲线

Fig.10 Profile of gas force on piston

4 结 论

(1) 气缸内部工质与活塞组件是气缸系统的主要振源,工质在换热系统和气缸系统之间往复流动过程中,产生具有一定规律的气流脉动,该气流脉动对气缸壁面及活塞组件端面都会产生激振作用。

(2) 在斯特林发动机工质的非定常流动过程中,受吸热器筒体影响与吸热器相邻的气缸内工质脉动现象比较明显,其压力脉动频率主要集中在 10 ~ 50 Hz,而流量脉动则在 10 ~ 50 Hz 和 200 ~ 250 Hz 两个频率范围内表现显著,对连接吸热器与气缸热腔的筒体形状和位置进行合理设计,可以减小缸内工质的压力与流量脉动,使气缸受力相对平衡。

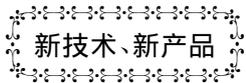
(3) 双作用斯特林发动机单缸活塞组件的往复运动惯性力与惯性力矩随斜盘转角均呈正弦规律变化,整个气缸系统活塞组件的往复惯性力自行抵消,而惯性力矩则需在主轴上设计适当的平衡块才能达

到平衡;工质在由压缩向膨胀转换过程中,活塞端面所受气体力大小方向发生突变,对活塞产生冲击振动作用,选择恰当的余隙容积能够减弱突变的气体力对活塞端面的振动冲击作用。

参考文献:

- [1] 李双虎,樊文欣.用两种软件对比分析四缸缸发动机振源[J].噪声与振动控制,2009,(1):139-141.
LI Shuang-hu, FAN Wen-xin. Comparative analysis of vibration source of four-cylinder engine using two commercial codes [J]. Noise and vibration control, 2009, 1: 139-141.
- [2] 姚嘉伶,蔡伟义,解梅.气缸功率变化对发动机振动的影响[J].南京林业大学学报(自然科学版),2005,29(3):49-52.
YAO Jia-ling, CAI Wei-yi, XIE Mei. The effects of cylinder power change for engine vibration [J]. Journal of Nanjing Forestry University (Natural Sciences Edition), 2005, 29(3): 49-52.
- [3] 韩绿霞,宋怀君. Excel 软件在计算综合活塞力和切向力中的应用[J].压缩机技术,2005,(5):45-48.
HAN Lu-xia, SONG Huai-jun. The synthesis and shear force decided by use of excel software in the compressor design [J]. Compressor Technology, 2005, 5: 45-48.
- [4] 徐玉洁.斯特林发动机振动检测及寿命分析[D].西安:西安工业大学,2014.
XU Yu-jie. Stirling engine vibration detection and life analysis [D]. Xi'an: Xi'an Technological University, 2014.
- [5] 葛如海,王桃英.基于动网格和 UDF 技术的气缸动态特性研究[J].机床与液压,2010,38(21):12-15.
GE Ru-hai, WANG Tao-ying. Dynamic characteristics of pneumatic cylinder based on dynamic mesh and UDF [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(21): 12-15.
- [6] 王新平,党建军.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):21-25.
WANG Xin-ping, DANG Jian-jun. An analysis method of thermodynamic cycle for stirling engine [J]. Journal of Chongqing University, 2014, 37(1): 21-25.
- [7] 汪健生,田永生,吴翠.往复式斯特林发动机回热器特性[J].机械工程学报,2013,49(8):151-157.
WANG Jian-sheng, TIAN Yong-sheng, WU Cui. Characteristics of reciprocating stirling engine regenerator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(8): 151-157.
- [8] 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.
JIN Dong-han. Stirling engine technology [M]. Harbin: Harbin Engineering University press, 2009.
- [9] Tarawneh M, Al-Ghathianb F. Numerical simulation and performance evaluation of stirling engine cycle [J]. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 2010, 5: 615-628.
- [10] 吴月.双作用式斯特林发动机系统的设计与优化[D].南京:南京航空航天大学,2011.
WU Yue. The optimizing design of double-acting stirling engine [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011.

(姜雪梅 编辑)



OPRA 寻找用于燃气轮机的代用燃料

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2015年6月刊报道,OPRA公司研制并生产OP16系列燃气轮机用于燃气轮机发电机组。

为了满足用户要求的各种结构形式的燃气轮机发电机组,OPRA公司提供由单轴、全径流式的涡轮机,它们也可以被安装在1.5~10 MW单机组或多机组中。OPRA公司的关键产品是新的OP16-3C燃气轮机,它是由代用燃料进行燃烧的,它是在去年推出的并且与公司现有的OP16-3A/B共用同样的发动机核心部件,并且有同样的1.85 MW额定输出功率。

几台OP16-3A和OP16-3B燃气轮机已经成功地使用。使用采用火炬气作燃料。第1台OP16-3C将在今年夏季交付给土耳其垃圾填土现场,它将使用由垃圾产生的有机合成气运行。

OP16-3C使用如此广泛多样的代用燃料关键是该燃气轮机新的燃烧系统。由OPRA研制的新型燃烧室可以使用低发热量的液体燃料和气体燃料,包括废气、乙醇、生物气、合成气和热解油等。

(吉桂明 摘译)

In this paper, based on finite volume method, the steady-state thermal performances of the flat-plate solar collector are investigated by taking account of the ambient temperature, the inlet temperature of the working fluid, collector tube spacing and collector tube diameter. A physical model of wing tube flat-plate solar collector is built, and then numerically simulated. The simulation results are analyzed and compared with experimental results. The results show that as the ambient temperature becomes higher and the inlet temperature of the working fluid becomes lower, the instantaneous efficiency of the collector can be significantly improved. With the solar radiation intensity of 740 W/m^2 and the environmental speed of 4 m/s , as the ambient temperature increases from $0 \text{ }^\circ\text{C}$ to $30 \text{ }^\circ\text{C}$, the collector instantaneous efficiency increases from 35.85% to 82.19% . As the inlet temperature of the working fluid decreases from $50 \text{ }^\circ\text{C}$ to $10 \text{ }^\circ\text{C}$, the collector instantaneous efficiency increases from 23.24% to 79.78% . Reducing the collector tube spacing and increasing collector tube diameter are both conducive to improve the instantaneous efficiency of the collector, the instantaneous efficiency increases from 58.23% to 65.78% as the collector tube spacing decreases from 180 mm to 40 mm , and increases from 59.47% to 66.78% as the collector tube diameters increase from 8 mm to 20 mm . These results are expected to be helpful in the design parameter optimization for the flat-plate solar collector. **Key words:** solar collectors, flat plate, numerical simulation

太阳能斯特林发动机气缸系统振源特性分析 = **Analysis of Vibration Characteristics of Cylinder System in Solar Stirling Engine** [刊, 汉] DAI Xue, PENG You-duo (Hunan University of Science and Technology, Key Laboratory of health maintenance of mechanical equipment, Xiangtan, Hunan, Post Code: 411201), WANG Min-hui, TAN Xin-hua (The solar Department of Hunan Electric Group, Xiangtan, Hunan, Post Code: 411100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(4). -127 ~ 132

For the vibration sources in internal cylinder system refrigerant and piston assembly, the 38 KW four-cylinder double-acting Stirling solar swash plate engine was used to create 3D model, and the flow characteristics of engine cylinder inner refrigerant and the characteristics of pulse parameters were study in terms of time and frequency domains, the inertia force, inertia moment and the gas force characteristics of the piston assembly by using Fluent software. The results show that the pressure fluctuation of the working fluid inside the cylinder is significant, with the pulse

frequency range of 10 ~ 50 Hz. The flow pulsation frequencies of the working fluid are mainly within the range of 10 ~ 50 Hz and 200 ~ 250 Hz. The magnitude and direction of gas force on the piston end suddenly change during the compression and expansion processes of the working fluid leading to the vibration of the piston assemblies. Reciprocating inertia force and inertia moment of single cylinder piston components both vary sinusoidally, and the phase angle difference between adjacent cylinders is 90 degree, so the reciprocating inertia force of the piston assembly of the entire cylinder system can be offset. But the inertia moment has to be balanced by the arrangement of the mass of the balancing block and its distance to the rotation axis. **Key words:** Stirling engine, cylinder system, the source characteristics, numerical simulation

喷射制冷与主动式冷梁技术的联合应用研究 = **Research on the Combined Application of Jet Refrigeration and Active Cooling Beam Technology** [刊 汉] LI Yan-xue, RUAN Ying-jun (Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 200092), LIU Qing-rong (Shanghai University of Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 201300) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(4). - 133 - 138

A preliminary analysis for the combined application of jet refrigeration and chilled beam technology was carried out. The high temperature cooling water of active chilled beam technology was utilized to improve the evaporator temperature in jet refrigeration cycle process, and to realize the improvement of the overall energy efficiency of the refrigeration system. With R141b as refrigerant, the ejector refrigeration cycle model was established to obtain the ejector refrigeration characteristics under different conditions through C++ programming calculation. The results show that the comprehensive energy utilization rate of the jet refrigeration combined with chilled beam system can be improved from 0.24 to 0.40 as the ratio (m) of the water side cooling capacity to air side cooling capacity of the chilled beam increases from 0 to 2.5 under the condenser temperature of 32 °C. With the ratio m equal to 2.5, the increased energy utilization efficiency can be 53% ~ 145% under the environment temperature range of 28 °C to 37 °C. Meanwhile, the combined cooling can significantly improve the performance of jet refrigeration system under high condenser temperature. **Key words:** jet refrigeration, chilled beam, ejector ratio, equivalent COP