

Optimization of Cavity Receiver and its Influence in Dish Stirling Solar Power Generation System

Li Jin-Ping¹, He Jian²

^{1,2}Research Center of Solar Energy and Gas Hydrate, Lanzhou Univ.of Tech, Lanzhou 730050, China Email: lijinping77@lut.cn

Abstract: A new cavity receiver was proposed to improve the efficiency of dish Stirling solar thermal power generation system. The performances of new cavity receiver and its influence were investigated in a 25kW dish Stirling solar system. The results show that the convective and radiative heat loss of the modified cavity receiver are 56.3% and 38.6% of that of the cylindrical receiver and the efficiency of new dish stirling solar power generation system reaches 35.5%, 5.9% higher than that of the dish stirling solar power generation system with the cylindrical heat receiver.

Keywords: dish stirling solar power generation system; cavity receiver; radiative heat losses; convective heat losses; photoelectric conversion efficiency

碟式斯特林太阳能热发电系统吸热器的优化

李金平¹,何坚²

^{1,2} 兰州理工大学太阳能与气体水合物研究中心,甘肃 兰州 730050 Email: lijinping77@lut.cn

摘 要:为了提高碟式斯特林太阳能热发电系统的效率,提出了一种新型腔式吸热器,并研究了新型 腔式吸热器对 25kW 碟式斯特林太阳能热发电系统吸热性能和系统光电转换效率的影响。研究结果表 明,改良型腔式吸热器的对流热损失和辐射热损失分别为普通圆柱形吸热器的 56.3%和 38.6%;与普通 圆柱形吸热器的碟式斯特林太阳能热发电系统相比,新型碟式斯特林太阳能热发电系统的光电转换效 率提高 5.9%,达到了 35.5%。

关键词:碟式斯特林太阳能热发电系统;腔式吸热器;辐射损失;对流热损失;光电效率;

1 引言

作为碟式太阳能热发电系统的重要部件之一, 腔 式吸热器的光热转换效率对系统效率的影响很大。杨 征^[1]、高瑶^[2]等人根据国内外各种碟式太阳能热发电系 统和电站,对吸热器向斯特林发动机传热的三种方式 做了具体的介绍,论述了每种方式的工作原理,分析 了每种方式各自的特点,并对它们进行了比较。 Francois Nepveu^[3]研究了一个 10kW 碟式斯特林热发 电系统。作者建立了热模型来估算系统各部分的光热 损失,发现系统的主要热损失为吸热腔的辐射热损失 和对流热损失,认为腔体吸热器物性参数研究是今后 提高碟式斯特林热发电系统效率的侧重点。Francisco^[4]

利用一个稳态模型分析了一个10kW的Eurodish系统, 由于实验数据的不足,该模型只计算了的腔式吸热器 的辐射热损失。Yong Shuai^[5]运用蒙特卡罗光线法,使 用 Fluent 软件模拟了 6 种不同形状的腔式吸热器内部 温度场,发现球形吸热器内部温度场分布最均匀,辐 射热损失最小。Sendhil Kumar^[6,7]和 Reddy^[8]研究了腔 体入口形状对吸热器对流热损失的影响。分别模拟了 对流换热对三种不同的入口形状的腔式吸热器内部温 度场的影响,结果表明改良腔式吸热器的对流热损失 最小。其他一些国内外学者[9~11]也都针对腔式吸热器 的腔体结构对对流或辐射热损失的影响进行了研究。 显然,减少腔式吸热器的热损失已成为提高碟式太阳 能热发电系统效率的重要途径之一,现有研究已对腔 式吸热器入口形状或形状对腔式吸热器吸热性能的影 响做了分析,但没有考虑两者同时优化对腔式吸热器 吸热性能的影响,也没有考虑两者同时优化对整个碟

资助信息: 国家 863 计划 (2007AA05Z261), 甘肃省重大专项 (092NKDA035)、甘肃省科技支撑计划 (0804NKCA054)、甘肃省 教育厅硕导基金 (0803-06)和兰州理工大学优秀青年教师培养计 划 (No. 0200801)等项目联合资助.



式斯特林太阳能热发电系统的影响。







为此,本文将腔式吸热器入口形状和吸热器形状综合考虑,建立了碟式斯特林太阳能热发电系统热阻 网络模型,对比分析了改良型腔式吸热器与普通圆柱 形吸热器的吸热性能,研究了改良型腔式吸热器对 25kW 碟式斯特林太阳能热发电系统的光电转换性能 影响。

2. 系统热阻网络模型

为了便于分析腔式吸热器的热损失对整个系统效率的影响,本文建立了碟式斯特林太阳能热发电系统 热阻网络模型,如图1所示。节点1处输入太阳能, 热阻 Rc 为聚光器的等效热阻,节点2为吸热器吸收 的能量,热阻 Rr 为吸热器的等效热阻,节点3为斯特 林发动机吸收的能量,热阻 Rs 为斯特林发动机的等效 热阻,节点4处输出电能。

假设系统各设备连接处无能量损失,聚光器为双 轴追踪,吸热器为普通圆柱形腔式吸热器,并假设其 能将所吸收的光能(除去损失的部分)全部转化为热能, 那么根据图 2 系统热流图可用如下公式描述系统的能量转换过程。

节点1出输入的太阳能

$$Q_{in} = IA_{coll}$$
(1)

聚光器的等效热阻 R_c 聚光器的光学误差

$$\sigma_{\rm f}^2 = \delta^2 \frac{1 + 2\cos^2 \varphi_{\rm rim}}{3\varphi_{\rm rim} \cos \varphi_{\rm rim} \sin \varphi_{\rm rim}}$$
(2)

$$\delta^{2} = 4\sigma_{slp}^{2} + \sigma_{spec}^{2} + \sigma_{w}^{2} + \sigma_{sun}^{2}$$
(3)

截断效率
$$\phi = 1 - \exp(\frac{-1}{2C\sigma_{f}^{2}})$$
 (4)

式中 I 为太阳直射辐射量(W/m²), C 为聚光器的 聚光比, φrim 为聚光器的边缘角, σ slp σ spec σ w σ sun 分 别为聚光器的倾斜误差,跟踪误差,定位误差,太阳 光线误差(m)。

节点2吸热器吸收能量

$$Q_2 = IA_{coll}\rho GE\phi$$
 (5)

系统光热转换效率
$$\eta_1 = \frac{Q_2}{Q_{in}}$$
 (6)

吸热器的等效热阻R。

$$R_{\rm r} = R_{\rm ref} + R_{\rm rad} + R_{\rm conv} + R_{\rm cond}$$
(7)

吸热器的反射率

$$\rho_{\rm ref} = 1 - \frac{\alpha_{\rm w}}{1 - (1 - \alpha_{\rm w})(1 - A_{\rm 1}/A_{\rm w})} = 1 - \alpha_{abs}$$
(8)

辐射热阻

$$R_{rad} = \frac{\left(T_w + T_{\infty}\right)\left(T_w^2 + T_{\infty}^2\right)}{\sigma A_{*}\epsilon_{max}}$$
(9)

对流换热热阻 $R_{conv} = \frac{1}{hA_1}$ (10)

导热热阻
$$R_{cond} = \frac{1}{A_0 h_{cav}} + \frac{1}{\lambda_2 \sqrt{A_0 A_w}}$$
 (11)

吸热器的热损失
$$Q_r = \frac{T_w - T_w}{R_r}$$
 (12)

式中 Acoll 为聚光器镜面投影面积(m²),ρ 为聚光器 镜面的反射率(%),G 为聚光器的遮盖率(%),E 为空气 的透射率(%),αabs为腔体的有效吸收率(%),Tw为吸热 器壁面温度(K),T∞为环境温度(K),A1 吸热器开口面积 (m²),εmi为腔体的有效发射率(%),A0 为吸热器外表面 积(m²),hcav为腔体外表面对流换热系数 W/(m²•K),λ腔 体材料的导热系数 W/(m²•K)。

节点3斯特林发动机吸收的热量

 $Q_{3} = IA_{coll}\rho GE\phi\alpha_{abs} - A_{1}[\varepsilon_{emi}\sigma(T_{w}^{4} - T_{\omega}^{4}) + h(T_{w} - T_{\omega})]$ (13) 等效热阻 R

$$R_{s} = \frac{1}{(R_{1} + R_{2} + R_{3} + R_{4} + R_{5} + R_{6} + R_{7} + R_{8})}$$
(14)



穿梭传热热阻
$$R_1 = \frac{\delta_G L_P}{Y_K Z_K S_P^2 K_{GE} D_{ev}}$$
(15)

活塞泵气损失热阻 R₂

$$R_{2} = \frac{3\pi}{2wC_{pg}L_{p}} \left(\frac{2K_{GE}}{wD_{cy}C_{pg}}\right)^{0.6} \left[\frac{RT_{R}}{(p_{max} - p_{min})\delta_{G}}\right]^{1.6} (16)$$

活塞壁的导热热阻
$$R_3 = \frac{L_p}{k_{mp}A_{HTep}}$$
 (17)

气缸壁导热热阻
$$R_4 = \sum R_i$$

$$R_{i} = \frac{4L/(A_{i1} + A_{i2})}{(K_{i1} + K_{i2})}$$
(19)

(18)

回热器壳体导热热阻
$$R_5 = \sum R_i$$
 (20)

其中
$$R_i = \frac{4L/(A_{i1} + A_{i2})}{(K_{i1} + K_{i2})}$$
 (21)

回热器补热损失热阻 R₆

$$R_{6} = \frac{N_{TUVR} + 2}{2F_{RT}m_{RS}C_{vg}}$$
(22)

回热器基体的导热热阻 R7

$$R_{7} = \frac{L_{R}}{N_{R}k_{RMG}A_{HTRC}}$$
(23)

基体温度不均匀损失热阻 R_s

$$R_{g} = \frac{2}{F_{RT}m_{RS}C_{vg}}$$
(24)

斯特林发动机的热损失

$$Q_{s} = \frac{1.05n(T_{H} - T_{C})}{R_{s}}$$
(25)

式中 &G 径向气隙(cm),LP 活塞长度(cm),SP 活塞行 程(cm),KGE 工质导热率 W/(cm•K),YK 活塞运动规律系 数,Dcv 气缸直径(cm),Cpg 工质等压比热 J/(g•K),TR 回热 器平均温度(K),kmp 活塞壁材料的导热率 W/(cm•K),L 热腔平均直径(cm),Ai1,Ai2 此段气缸左,右端点处的横 截面积(cm²),Ki1,Ki2 气缸左,右端点处材料的导热系数 W/(cm•K),TH 热腔温度(K),Tc 冷腔温度(K)。式(15)~(24) 所计算的斯特林发动机的热损失均是单缸的,在计算 总损失时要乘以缸数。另外,除以上 8 种主要热损失 外,还有一些其它的热损失,通常只需在这 8 种热损 失的基础上增加 5%的余量即可满足要求。

节点4出输出电能

$$Q_{out} = (Q_2 - Q_r - Q_s)\eta_3$$
 (26)

系统光电转换效率

3 腔式吸热器的优化

腔式吸热器的热损失分为四部分:腔体表面对聚焦光的反射损失、腔体内表面通过采光口的辐射损失、腔

 $\eta_2 = \frac{Q_{out}}{Q_{out}}$

Power and Energy Engineering Conference 2010

体采光口的对流损失以及腔体壁面的导热损失。反射 损失只与吸热器所选的材料有关。导热损失与辐射损 失或对流损失相比非常小,可以忽略不计。因此, 腔 式吸热器的优化主要集中在如何减小辐射损失和对流 热损失方面。参考 Yong Shuai^[5]、N. Sendhil Kumar^[6,7] 和 K.S. Reddy^[8]等人研究结果,本文提出了一种改良 半球形腔式吸热器,如图3所示。改良半球形腔式吸 热器腔体呈半球状,外包有保温材料以减少吸热器的 导热损失,在半球底部中心处预留采光口。除采光口 外, 腔体内壁和底部安装的热管可以将吸热器吸收的 热量传递给其它装置。腔体底部贴有反光材料。这种 结构的优点在于: 当采光口面积一定的情况下, 随着 吸热器内表面积的增大,整个吸热器体积增大,进入 吸热器内部的空气会增多,有助干减小对流热损失: 跟踪装置产生误差时,底部的反光材料能够将聚光器 聚焦的太阳光再次反射回聚光器,经过再次聚光后进 入到吸热腔内。总之,随着吸热器内表面积的增大, 吸热器的热损失将减小。



Fig.3 Modified hemisphere cavity receiver 图 3 改良半球型腔式吸热器

$$\mathbf{K}_{\rm r} = \mathbf{K}_{\rm ref} + \mathbf{K}_{\rm rad} + \mathbf{K}_{\rm conv} + \mathbf{K}_{\rm cond}$$
(28)

对流损失

$$N_{uC} = 0.534 G_{rD}^{0.218} (1 + \cos\theta)^{0.916} (1 + \varepsilon)^{0.473} \cdot (\frac{N_{rc}}{N_{rc} + 1})^{1.213} (\frac{T_{\infty}}{T_{w}})^{0.082} (\frac{d}{D})^{0.099}$$
(29)

$$N_{rc} = \frac{\sigma T_w^4(\frac{D}{2})}{(T_w - T_w)k}$$

$$h_{\mu} = \frac{N_{uC}k_{f}}{N_{uC}k_{f}}$$
(30)

$$\begin{array}{c} \mathbf{D} \\ \mathbf{D} \\ \mathbf{D} \\ \mathbf{D} \\ \mathbf{D} \end{array}$$

$$R_{conv}' = \frac{1}{h_c A_1}$$
(32)

978-1-935068-17-4 © 2010 SciRes.

辐射

(27)

Power and Energy Engineering Conference 2010

$$N_{uR} = 9.650 G_{rD}^{0.068} (1 + \cos\theta)^{0.001} (\epsilon)^{0.546} (N_{rc})^{0.478}$$
(33)

$$h_{\rm R} = \frac{N_{\rm uR} k_{\rm f}}{D}$$
 (34)

$$R_{rad}' = \frac{1}{h_R A_1}$$
(35)

N. Sendhil Kumar^[6,7]和K.S. Reddy^[8]等人模拟了 改良型腔式吸热器内部的温度分布,发现腔式吸热器 的吸热面上的温度基本相同,故在文献^[8]中根据定温 边界条件推出了公式(29)~(35),适用于入口形状改良 后的腔式吸热器。

4. 结果与分析

25kW 碟式斯特林热发电系统是目前国内外研发的一个主要方向,因此我们将在对比改良半球形腔式吸热器与普通圆柱形吸热器热力性能基础上,讨论腔式吸热器热力性能对 25kW 碟式斯特林热发电系统性能的影响。表 1 是 25kW 碟式斯特林热发电系统和腔式吸热器的相关参数^[1,2]。根据吸热器的参数,分别计算出改良半球形吸热器与普通圆柱吸热器的热损失,

结果如表2、表3所示。

在吸热器的几何参数中,吸热面积与开口面积的 比值是影响吸热器吸热性能的关键因素。从表 2 可以 看出,随着腔式吸热器吸热面积与开口面积比值的增 大,改良半球形吸热器的对流热损失逐渐减小,但减 小的趋势放缓,而圆柱形吸热器的对流热损失则呈一 定比例明显增大。另外,随着吸热面积与开口面积比 值的增大,改良半球形吸热器的辐射热损失同样逐渐 减小,但减小的趋势放缓,圆柱形吸热器的辐射热损 失稍有增大。从图 4 可以看出,当吸热面积与开口面 积的比值大于4时,改良半球形吸热器的热损失不到 圆柱形吸热器热损失的一半。显然,改良半球形吸热 器能很好的减少辐射和对流热损失。然而,随着吸热 器吸热面积的增加,吸热器生产成本也增加。为了进 一步研究改进型腔式吸热器对太阳能热发电系统性能 的影响,表4对比了Aw/A1为8时改良半球形吸热器 与圆柱形吸热器的系统效率。此时,改良型腔式吸热 器的对流热损失和辐射热损失分别为普通圆柱形吸热

Table 1 parameters of 25kW Dish Stirling solar thermal power generation system 表 1 25kW 碟式斯特林太阳能热发电系统参数

Ι	T_{∞}	\mathbf{A}_{coll}	С	ϕ_{rim}	θ	Tw	ω	$T_{\rm H}$	T _c	A1	d	3	α_{abs}	η_{3}
W/m2	K	m2		0	0	K	Hz	K	K	m2	m	%	%	%
780	293	111.4	886.6	45	45	1056.5	30	1014.7	319.6	0.126	0.4	85	90	95

 Table 2 Convective heat loss and radiation heat loss of cavity receiver

 表 2 腔式吸热器对流热损失和辐射热损失

A_w/A_1		改良半球形吸热器							圆柱形吸热器					
	D	对流损失			辐射损失				对流	损失	辐射损失			
		Nu _C	$h_{\rm C}$	Q'conv	Nu _R	h _R	Q'rand	Н	Nu	h	Q _{conv}	ϵ_{emi}	Q _{rand}	
4	0.54	47.56	4.59	441.4	579.57	50.32	4395.9	0.3	23.05	3	288.9	0.957	8467.5	
6	0.68	54.05	4.14	398.4	549.6	39.77	3646.4	0.5	38.42	5	481.4	0.972	8600.2	
8	0.76	56.20	3.94	379.2	533.38	34.73	3331.9	0.7	53.79	7	674.0	0.976	8635.6	
10	0.8	60.01	3.85	370.6	515.5	29.83	3196.1	0.9	69.16	9	866.6	0.983	8697.6	

Tab.3 System collector performance 表 3 系统集热性能

	Q _{in} /W	Φ	Q ₂ /W	η_1	Q _r /W	Q _s /W	Q _{out} /W	η_2
普通圆柱形吸热器	86901	86.77%	63967.8	73.61%	15706.4	21191.6	25716.3	29.6%
改良半球形腔式吸热器	86901	86.77%	63967.8	73.61%	10107.9	21340.6	30885.4	35.5%

器的 56.3%和 38.6%, 而这两种热损失之和只有普通

圆柱形的 40%。我们还发现内表面积与开口面积的比

是影响改良半球形吸热器热损失的关键因素。随着比 值的增大,吸热器的热损失逐渐减小,但其造价会随 之提高。从图4可以看到,当Aw/A₁大于8后,改良 型吸热器的热损失基本趋于水平,说明进一步增加内 表面积对总热损失的减小贡献很少。从经济性角度考 虑,本文建议Aw/A1应控制在6~8。



Aw/A₁为 8 时改良型腔式吸热器对整个太阳能热发电 系统影响如表 4 和表 5 所示。与圆柱形腔式吸热器相 比,改良型腔式吸热器使总能量损失减小 6.5%。新型 碟式斯特林太阳能热发电系统的光电转换效率达到了 35.5%,比普通圆柱形吸热器的碟式斯特林太阳能热发 电系统提高 5.9%。同时,表 5 表明在碟式斯特林太阳 能热发电系统中,碟式聚光器损失是总能量损失中最 大的,达到了 26.3%,因此碟式聚光器需要进一步优 化研究。

5. 结论与展望

(1)改良型腔式吸热器的对流热损失和辐射热损 失分别为普通圆柱形吸热器的 56.3%和 38.6%,这两 种热损失之和只有普通圆柱形的 40%。

(2)与普通圆柱形吸热器的碟式斯特林太阳能热 发电系统相比,新型碟式斯特林太阳能热发电系统的 光电转换效率提高 5.9%,达到了 35.5%。 (3)内表面积与开口面积的比是影响改良半球形 吸热器热损失的关键因素。随着比值的增大,吸热器 的热损失逐渐减小。从经济性角度考虑,本文建议 Aw/A1 应控制在 6~8。

(4)碟式聚光器损失中最大的,碟式聚光器需要进 一步优化研究。

References (参考文献)

- Zheng Yang. Simulation and optimization of the stirling engine and dish solar power generation system[D]. Master's thesis of beijing university of technology.2008.
 杨征.斯特林发动机及碟式太阳能热发电系统的模拟和优化 [D]. 北京:北京工业大学硕士学位论文.2008.
- [2] Yao Gao. 2006. Perfermance analysis of the 5kW focal aperture solar stirling power generation system[D]. Master's thesis of nanjing university of aeronautics and astronautics. 2006. 高瑶. 5kW 点聚焦太阳能斯特林发电系统的性能分析 [D].南京:南京航空航天大学硕士学位论文,2006.
- [3] Francois Nepveu, Alain Ferriere, Francoise Bataille. Thermal model of a dish/Stirling systems[J]. Solar Energy, 2009, 83(1):81-89.
- [4] Francisco J. García ,Granados, et al. Thermal Model of the EuroDish Solar Stirling Engine [J].Journal of Solar Energy Engineering, 2008, 130(1):1-8.
- [5] Yong Shuai, Xin-Lin Xia, He-Ping Tan.Radiation performa- nce of dish solar concentrator/cavity receiver systems[J]. Solar Energy, 2008,82(1):13-21.
- [6] N. Sendhil Kumar, K.S. Reddy. Comparison of receivers for solar dish collector system[J]. Energy Conversion and Management,2008,49(4):812-819.
- [7] N. Sendhil Kumar, K.S. Reddy. Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator. Solar Energy:2007, 81 (7):846-855.
- [8] K.S. Reddy, N. Sendhil Kumar. Combined laminar natural convection and surface radiation heat transfer in a modified cavity receiver of solar parabolic dish[J]. International Journal of Thermal Sciences,2008,47 (1 2):1647-1657.
- [9] S.N. Singh, S.P. Venkateshan. Numerical study of natural convection with surface radiation in side- vented open cavities[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(9): 865–876.
- [10] Prabal Talukdar, Subhash . Mishra , D. Trimis, Franz Durst. Combined radiation and convection heat transfer in a porous channel bounded by isothermal parallel plates[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer ,2004 ,47(5):1001–1013.
- [11] A. Ibrahim , D. Lemonnier. Numerical study of coupled double-diffusive natural convection and radiation in a square cavity filled with A N2–CO2 mixture[J]. International Commun- ications in Heat and Mass Transfer ,2009,36(3):197–202.