

摘 要

热光伏技术(TPV)是将高温热辐射体的能量通过半导体 p-n 结直接转换成电能的技术, 有较高的能量输出密度及理论效率, 具有很好的发展前景。本文针对某热光伏发电装置进行较为详细的研究, 主要通过对系统单个部件的优化设计使得热光伏系统总电能输出及发电效率得到提高。

首先, 本文设计了 4 组辐射燃烧系统并对其分别进行了实验研究, 通过比较燃料燃烧的充分性及辐射面温度、辐射功率、热辐射效率等参数的大小, 评价了几组燃烧系统的性能, 确定了最优的辐射燃烧系统。

其次, 在原回热系统 1 的基础上提出了改进方法并借助 FLUENT 分析了肋片结构对回热器回热性能和阻力特性的影响, 结合机械加工可行性及经济性设计了回热系统 2; 对两套回热系统进行实验研究并利用 FLUENT 对回热系统 2 进行了仿真模拟, 分析了实验结果与模拟结果的误差, 通过比较两套回热系统的空气入口温度、烟气出口温度、热阻、传热量及回热有效度等参数的大小, 评价了两套回热系统的性能。

再次, 针对原直流道式水冷系统的不足之处并结合 FLUENT 校核计算, 重新设计了盘旋流道式水冷系统; 对两套水冷系统进行实验研究, 比较了两套水冷系统的散热性能及对热光伏电池电能输出特性的影响; 在不同水流量下, 对盘旋流道式水冷系统传热和阻力特性分别进行了测试和 FLUENT 数值仿真, 两者符合较好, 在此计算方法基础上, 讨论了导流片及肋片结构对散热器传热阻力性能的影响。

针对原直肋风冷系统的不足之处, 提出了改进方法, 利用 FLUENT 分析了肋片结构对散热器传热和阻力特性影响, 结合机械加工可行性及经济性设计了弯曲分叉肋风冷系统; 对两套风冷系统进行了实验研究, 给出了不同辐射器温度下散热器热流面温度及电池输出特性随风扇功率的变化曲线; 比较了两套风冷系统在相同工况下, 对应热流面温度, 电池输出短路电流和开路电压的大小, 讨论了改进后的弯曲分叉肋风冷系统的性能及其对热光伏电能输出的影响。

最后, 测试了不同燃烧工况下, 基于黑体辐射器和选择性辐射器的热光伏系统电能输出特性, 总结出了系统最大输出功率和系统总发电效率的变化规律。

关键词: 热光伏, FLUENT, 辐射燃烧系统, 回热系统, 冷却系统

Abstract

By using the thermo—photovoltaic (TPV) technology, thermal radiation can be converted into electricity through photovoltaic cells. The advantages of TPV include the wide range of heat sources and the potentially high power density outputs, which indicate that the potential market for TPV applications is very large. In this paper, the output electric power and power generation efficiency of the TPV system are improved by optimizing the performance of individual components in a thermophotovoltaic power generation device.

In order to improve the performance of emitter, four groups of radiant burns are designed and study in the first part. Through comparing burning adequacy and the parameters such as the surface temperature of emitter, radiant power density, radiant efficiency, the paper determine a set of optimal radiant burn.

Proposing improved method on the basis of the original regenerative system 1 and discussing the effect of various fin structure on heat transfer and friction characteristics of the regenerator, considering with manufacturability and machining economics, the paper design the regenerative system 2. The parameters such as temperature of air-inlet and flue-gas-outlet, heat resistance, exchange heat, and heat transfer efficiency of the two regenerative systems are tested and compared, the regenerative system 2 is modeled with FLUENT. It is show that, the results of numerical simulation accord with experimental results, the performance of the regenerative system 2 is better than the regenerative system 1, the regenerative system 2 improve effectively the output electric power and power generation efficiency of the TPV system.

For the imperfect of the straight-flow watercooling system, the paper re-design the spiral-flow watercooling system after checking calculation with FLUENT. Experimental results show that the spiral-flow watercooling system's heat-flux surface temperature is lower, corresponding short circuit current and open circuit voltage of TPV cell has been effectively improved. The numerical simulation of heat-transfer and flow performance of the spiral-flow watercooling system is operated in virtue of FLUENT software, and the results show that temperature of heat-flux surface and loss of flow resistance close to the experimental values. The effect of of various water-leading plate and fin structure on heat transfer and friction characteristics are analyzed through numerical method mentioned above.

The paper also presents some improved methods which taking into account the shortage of original longitudinal-fins air cooling system. After the effect of the fin structure changes on the heat transfer and flow characteristic of the heat sink are been analyzed with FLUENT,a new bended bifid-ribs air cooling system is then fabricated by coupling manufacturability and machining economics. Meanwhile, the heat sink's heat-flux surface temperature variation curve with the fan power changes at different radiator temperature are given by the experiments of the two air cooling systems. The size of the heat flux surface temperature,output short circuit current and the open circuit voltage of the TPV cell are been compared while the both systems are in same conditions, the performance of the improved bended bifid-ribs air cooling system as well as the effect to the TPV power output are all been discussed.

Finally,The trend of short circuit current and open circuit voltage was analyzed under different combustion condition and system output electric power and power generation efficiency was calculated while the TPV system respectively based on blackbody emieter and selective emitter.

Key words: TPV system, Fluent, radiant burn, regenerative system, cooling system

符号注释表

V_a	空气体积量, m^3	T_1	空气入口温度, $^{\circ}C$
q_{fuel}	燃气流量, L/h	T_2	空气出口温度, $^{\circ}C$
q_{air}	空气流量, m^3/h	T_3	烟气入口温度, $^{\circ}C$
T_{rad}	辐射器表面温度, $^{\circ}C$	T_4	烟气出口温度, $^{\circ}C$
P_{rad}	单位面积辐射功率, W/cm^2	e	回热有效度
Q_{fuel}	燃料总热值, W	ΔP	压力损失, Pa
$\overline{Q_{fuel}}$	单位体积燃料热值, W/L	ΔQ	传热量, W
Q_{rad}	总辐射功率, W	ΔT_m	平均温差, $^{\circ}C$
η_{rad}	热辐射效率	T_{wall}	热流面温度, $^{\circ}C$
I_{sc}	短路电流, mA	Q_v	水流量, mL/s
V_{oc}	开路电压, mV	P_{fan}	风扇耗功, W
L	肋片长度, mm	P_t	入口总压, Pa
N	肋片或导流片数目	P_{mp}	最大输出电功率, W
d	肋片厚度, mm	$P_{mp, total}$	总输出电功率, W
H	肋片或导流片高度, mm	η	系统发电效率
w	内外肋片高度比	η_{max}	系统最大发电效率

声 明

本学位论文是我在导师的指导下取得的研究成果，尽我所知，在本学位论文中，除了加以标注和致谢的部分外，不包含其他人已经发表或公布过的研究成果，也不包含我为获得任何教育机构的学位或学历而使用过的材料。与我一同工作的同事对本学位论文做出的贡献均已在论文中作了明确的说明。

研究生签名： 杨海

2010年6月21日

学位论文使用授权声明

南京理工大学有权保存本学位论文的电子和纸质文档，可以借阅或上网公布本学位论文的部分或全部内容，可以向有关部门或机构送交并授权其保存、借阅或上网公布本学位论文的部分或全部内容。对于保密论文，按保密的有关规定和程序处理。

研究生签名： 杨海

2010年6月21日

1 绪论

1.1 热光伏系统简介

热光伏技术(TPV)是将高温热辐射体的能量通过半导体 p-n 结直接转换成电能的技术^[1-2]。也就是说利用半导体 p-n 结在近红外光照射下,产生光生伏特效应,其原理与太阳光伏发电技术相似,只是利用辐射源不同而已。太阳能电池利用的光源是太阳光或可见光(400—800nm),而热光伏电池是利用红外线热辐射或火焰发出的红外线(800—2000nm)。太阳光伏发电技术(pv)的辐射源来源于距离地球 1.5×10^8 千米、温度大约 6000 K 的太阳,而热光伏发电技术接受来自相对低温的辐射表面(如 1500~1800K 的温度)的辐射能,辐射面与电池的距离可以是几个厘米而已,单位面积电池所接受到的辐射功率远远大于太阳能电池的,输出的电功率相应较大,因而有较大的市场应用前景^[1,3-5]。

典型的热光伏系统包括以下几个部分^[6-7]: 热源、热辐射器、光学滤波器、热光伏电池。另外热回收器和电池散热器也是其不可缺少的附件。热光伏发电技术可利用的热源非常广泛^[8-10], 如燃气、燃油、核能、工业废热等。辐射器是将热源发出的能量转化为红外辐射的装置,主要分为黑体辐射器和选择性辐射器^[11-15]。黑体辐射器各个波段的发射率相同、且光谱发射率较高(一般高达 90%),多选用耐高温的 SiC 和 SiN 作为材料。选择性辐射器的辐射光谱非常窄且具有单色性,在光伏电池可转化的波段有较高发射率,其它波段有较高反射率。目前研究的选择性辐射器主要为稀土氧化物,其中包括镧系元素氧化物以及氧化镱、氧化铥、氧化钬等。滤波器^[16-18]是一种光谱选择性透过器件,一般配合黑体辐射器一起使用,与光伏电池所对应波长范围内的热辐射可以透过滤波器到达电池表面,而其它波长范围的热辐射被返回继续加热辐射器,以提高热能源的利用效率,并且可以降低热光伏电池的工作温度。光伏电池的光电转换效率也是决定整个系统效率的重要因素,高效率的光伏电池要求能转化更宽波段的辐射光谱,一般选择禁带较低的转换器材料。现阶段用来作为转换器材料的 III—V 族混合物主要包括禁带宽度为 0.72 的 GaSb, 及与 GaSb 相关的禁带宽度在 0.5-0.6 间的三元四元合金(如 InGaSb、GaInAsSb 等)^[19-23]。热光伏系统燃料燃烧后所排放的是高温烟气,如果直接排放将会损失大量热能,大大的降低了燃烧系统效率,进而降低热光伏系统总发电效率,所以热回收器也是系统不可缺少的部件。另外由于热光伏电池本身属于电子产品,其工作效率和自身温度关系很大。Murray 等^[25]生产并测试了 InPAs/InGaAs/InPAs/InP 电池 (0.65eV), 结果表明,在辐射源温度为 1227℃ 时,电池温度为 25℃ 情况下电池转换效率为 25%,而当电池温度为 130℃ 时,电池的转换效率则降低为 17%。因此在 TPV 系统电池的外部通常还要设计

一个用来降低光伏电池表面温度的散热装置。

热光伏系统工作原理及其基本结构示意图^[26]如图 1.1.1 所示, 通过热源燃烧加热辐射器到高温(通常在 1200K 以上), 辐射器发出的红外辐射一部分经过滤波器到达光伏电池, 另一部分返回到辐射器继续加热辐射器, 照射到光伏电池的辐射能一部分被转化为电能, 剩下的辐射能将转化为废热, 电池通过散热器将废热排出以控制自身温度。

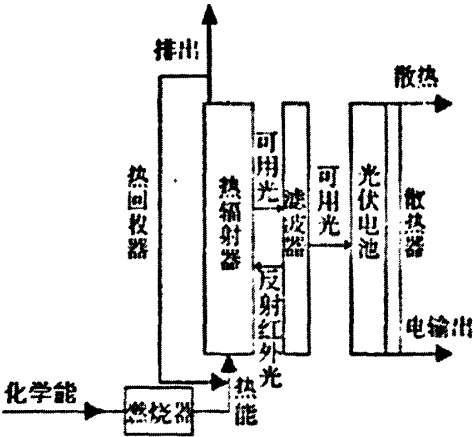


图 1.1.1 热光伏系统基本结构示意图

热光伏系统主要的优点有：理论效率较高，噪音低，无移动部件，可便携，可靠性高，高体积比功率，高重量比功率，热源广泛及可将热能利用和发电结合在一起等优点。另外热光伏技术与太阳能光伏技术相比具有不依赖太阳光的特点，所以不受昼夜，季节或天气的影响而提供稳定的电能。特别地，近些年微型化技术和微加工技术的发展，许多微型电力系统已经应用于汽车、航天、电信、卫生保健、军事等领域。但是当前的大多微型电力系统几乎都是电池供给电能，电池不仅能量密度小、充电不方便、效率比较低，同时也存在电池材料昂贵及废弃电池污染和浪费等许多缺点。基于此，人们希望研制出能量密度高，能源利用效率高，无污染的微型电力系统。微型热光伏系统因其在许多方面的优势便成为了研究的重点，并有望替代一些微型电力系统，成为许多应用微型电力系统的主流。

1.2 国内外研究现状

早在19世纪60年代TPV（热光伏系统）已经开始被研究，但直到上世纪90年代，随着低禁带的III—V族化合物(一种高效转换器材料)的出现，TPV的优越性得到了证实，并开始受到人们的广泛关注^[1,26]。热光伏电池在发电方面具有很多独特之处，使其在尖端科研领域和军事上有很大的潜在应用价值。目前热光伏技术的研究是个热点，美国、俄罗斯、德国、澳大利亚、英国、瑞士和日本等国

的著名的光伏研究机构和大学都在积极开展热光伏系统的研究工作,力图通过基础研究将这项新技术投入实用化^[6]。

热光伏发电系统的一个主要优点即是热源广泛,国外学者已经设计或已经制作出了各种燃料的热光伏系统。Broman^[27]等人用生物燃料作为热源设计了一套热光伏系统,辐射器温度高达1300K,并提出如果选用较好的滤波器,辐射器温度将会进一步的提高,从而提高热光伏系统的总效率。Schock^[28]等人用核燃料作为热源设计了热光伏系统,系统设计布置64×4块GaSb电池,预计发电功率为250W。Guazzoni^[29]等人以液体烃作为燃料设计了热光伏发电系统,系统设计成便携式,可以输出电功率几百瓦到上千瓦,根据设计方案计算出效率大概有4%左右。Becker^[30]等人设计了一燃烧柴油并可以输出电能150W的便携式热光伏发电装置,此装置选用氧化镱作为辐射器,高效的Si电池作为光电池,系统效率最高可达8.8%。Fraas^[31]等人设计加工了一套燃烧丙烷的热光伏装置。装置中串联布置48块GaSb电池。测试结果表明在最大功率输出点处系统输出电压为15V,输出电流为1.6A。并且指出系统中布置48块电池只占其辐射器辐射范围的75%,可以更紧促的布置电池使系统的输出功率得到提高。Kushch^[32]等人设计了燃烧天然气的热光伏系统。系统设计为热电联产模式,产生200W的电能并且提供热水,预计效率高达83%以上,并且排放的氮氧化物均符合加利福尼亚州的限制。Edward Doyle^[33]等人设计并加工了一用丙烷作为燃料,可以输出25W电能的热光伏系统。

燃烧器性能的好坏关系到热光伏系统运行的稳定性及辐射燃烧效率,进而影响到热光伏系统的性能及总发电效率,燃烧器的研究是国内学者研究的热点,也是本课题的核心内容。性能良好的辐射燃烧器要求可以稳定的燃烧,且具有高的热光转换效率和高且分布均匀的辐射面(即燃烧室外表面)温度。Yang Wenming^[34]等人实验研究了圆柱SiC辐射器壁厚对热光伏发电系统输出电功率和电流的影响。实验发现在一定工况下,对应壁厚为0.4mm、0.6mm、0.8mm的SiC辐射器三种工况,系统最大输出电功率分别为0.92W、0.78W、0.57W,对应的短路电流也是急剧的下降。得出结论, SiC辐射器的壁厚越薄越好,但太薄又难以加工,所以选用0.4mm的SiC辐射器最为适合。此外Yang Wenming^[35]等人还结合热光伏系统比较了有无向后台阶的圆管燃烧器对燃烧效果及辐射器表面温度分布的影响,实验结果表明,有向后台阶的燃烧器增强了空气和燃气的混合、增长了燃气在燃烧室中的停留时间、可以使辐射器表面温度分布更加均匀。Jun Li^[36]、J.F. Pan^[37]等人分别分析了燃烧室尺寸、燃料特性、燃气空气当量比、喷嘴和燃烧室直径比、燃烧室壁厚与直径比、预混气体温度等参数对热损失率(尾气热量与入口预混气体热量之比)、辐射器表面温度高低及其分布均匀性的影响,为热光伏系统燃烧室的设计提供了思路。

辐射器其实就是燃烧器的外表面,它主要是将热能转化为红外辐射。性能良好的辐射器要求在光伏电池可利用的辐射波段有较高的发射率,而物体表面的发射率主要取决于物质的材料。目前使用较多的黑体辐射器有SiC和SiN,选择性辐射器主要为稀土氧化物,其中包括镧系元素氧化物(元素周期表中从铈到镨)以及氧化镱、氧化铟、氧化钽等。Zheng Chen^[38]等人分别对装配黑体辐射器和选择性辐射器的热光伏系统进行了实验研究,结果表明装配以铟为主要材料的选择性辐射器时系统的效率是装配黑体辐射器的1.8倍。Patrick C. Saxton^[39]等人结合热光伏系统从光谱发射率、热导率、热膨胀性及可加工性等方面,分别比较了Boron Nitride、Silicon Nitride、Tungsten-rhenium、Zirconia、SiC/Si (oxidized)、SiC等材料的特性,结果表明轻度氧化的SiC/Si和SiC性能最符合热光伏系统中的辐射器材料的要求,特别是这两种材料有高的发射率(高达90%)。Narihito Nakagawa^[40]等人实验研究了Al₂O₃/Er₃Al₅O₁₂陶瓷在高温下的辐射特性。结果表明,到温度到达1650℃~1700℃间,Al₂O₃/Er₃Al₅O₁₂具有强烈的选择性辐射特性,并且在1500nm附近具有较高的发射率,这与GaSb光伏电池很好的匹配。所以这种陶瓷被认为是热光伏系统中很有前途的辐射器材料。B. Bitnar^[41]等人结合热光伏系统研究了分别由Yb₂O₃和Er₂O₃合成的选择性辐射器。发现用丁烷提供1.35KW的热量可以将Yb₂O₃辐射器和Er₂O₃辐射器分别加热到1735K和1680K。Yb₂O₃辐射器的最大发射率发生在光子能量为1.27eV处的波段,其值高达0.85; Er₂O₃辐射器的最大发射率发生在光子能量为0.80eV处的波段,其值高达0.82。理论计算估计在一个简单的燃烧模型下,当使用Yb₂O₃辐射器, Si电池,一套完美的滤波器,热光伏系统的效率可达10%。D. Diso^[42]等人以选择性辐射材料铟来作为一光谱波段集中主要1400nm-1600nm的热光伏系统的辐射器。通过在铟中添加氧化锆和氧化铝粉末来增强其热冲击抵抗性。实验结果表明添加氧化锆的复合物极大的降低了铟的选择性辐射特性,相反添加氧化铝的复合物有较好的选择性辐射特性,在1400nm-1600nm有很高的发射率,并且在较高的温度下有良好的热冲击抵抗性能。

光伏电池的光电转换效率也是决定整个系统效率的重要因素,高效率的光伏电池要求能转化更宽波段的辐射光谱,一般选择禁带较低的转换器材料。目前研究较多的热光伏电池有硅电池、锗电池、III-V族化合物电池以及多量子阱(MQW)电池等。Takashi Amano^[43]等人比较了GaSb电池和Si电池的发电效益,实验结果显示, GaSb电池的输出功率和系统总效率分别为0.25W和0.082%,对应Si电池分别为0.11W和0.036%。表明低禁带宽度的GaSb电池的发电效率明显优于Si电池。另外提出,如果在系统中布满30块GaSb电池时系统的输出功率和效率将提高到1.25和0.4%。O.V. Sulima^[44]等人提出通过在GaSb电池中扩散入锌可以使

电池内部量子效率提高到90%以上,开路电压提高到500mV以上。K. Qiu^[45]等人研究比较了InGaAsSb电池和GaSb电池在热光伏发电系统中的优越性。研究结果表明,在辐射器温度从930℃升到1215℃时,InGaAsSb电池的短路电流的升高速率比GaSb电池的快许多。当辐射器温度为1215℃时,InGaAsSb电池与GaSb电池的输出功率分别为0.6W/cm²和0.53W/cm²。

光学滤波器是将电池不能利用的红外辐射返回辐射器重新利用,目前使用最多的光学滤波器是通过在石英玻璃表面镀上各种耐高温的膜系结构。在石英玻璃内表面镀上一种SnO₂膜的光学滤波器,能够将红外光的反射率从45%提高到80%^[6]。I. Celanovi^[26,46]等人发现,一维Si / SiO₂光子晶体(PHC)作为滤波装置使用可显著提高光谱效率。实验结果显示,光谱效率是无滤波装置的两倍,此外,与二维光子晶体的选择性辐射器结合使用时,光谱效率可高达90%。Bernard Wernsman^[47]等人研究了反射光谱控制装置对热光伏系统的影响。研究表明辐射器温度从900℃到1000℃时,装配反射光谱控制可以使热光转换效率提高3%左右。并且指出装配反射光谱控制可以有效的降低光电池的温度。

回热器用于回收热光伏系统排出尾气的热量。Mark Goldstein^[24]等人在一套热光伏系统中研究了回热器对燃烧效率的影响,研究表明在热光伏系统中加入回热器可以使燃烧效率提高30%-50%。Edward Doyle^[33]等人在结合热光伏系统研究回热器,给出设计套管回热器的一些建议:1)逆流,内外都布置肋片;2)使用导热系数较低的合金来加工回热器;3)通过在轴向打断翅片来减少轴向导热。美国华盛顿大学的研究小组研制了一种新的褶皱式的陶瓷热交换器,采用能够进行最大可能热交换的内部几何结构,并保持简单的球形外形来防止热冲击,因此大幅度提高了热能利用效率;另外该研究小组还开发了一种新的310型不锈钢热回收器,这种新结构热回收器能够将中间金属区的热能利用效率从65%提高到82%,热废气排放热量减少了50%,这为热光伏发电效率的提高作出了很大贡献^[6,48]。

散热器用于控制光伏电池工作温度,目前主要有风冷强迫对流换热方式和水冷强迫对流散热方式。Lucian.G.Ferguson^[49]等人设计的热光伏系统采用风冷,其散热翅片沿轴向分布,围绕着辐射器成为一圆柱形,风扇布置在系统最下面通过吹风来冷却翅片,同时可以将空气吹入燃烧室作为氧化剂。K.Qiu^[50]等人在一套热电联产的热光伏系统中应用了水冷装置对光电池散热,但文章中没有详细介绍散热器结构。Timothy.A. erickson^[51]设计的热光伏系统用水冷进行冷却,将光电池贴在铜片上,然后铜片接到冷却水管上,光电池的热量先传递到铜片上,铜片通过导热将热量传递到冷却水管上,冷却水将热量带走。Dr.K.C.Chen^[52]等人提出做光伏电池散热器时,将散热器作成8块,然后围绕辐射器,这种做法的效

果比将散热器做成一个整体好。

国内目前有关热光伏发电技术的研究报道还比较少^[7],我国这方面起步的比较迟,发展也比较缓慢,从事该领域研究的机构和人员也不多。材料和技术问题是限制我国热光伏发展的瓶颈问题,没有得到根本解决,材料主要依靠进口,价格昂贵,我国在这方面发展比较缓慢。

另外国内对热光伏系统的研究更多是针对系统的单个部件,特别主要是对燃烧辐射器的研究,而对整个系统的研究更是缺乏。陈雪^[7]等通过对一热光伏系统的数值模拟,得到不同燃烧工况下的辐射器表面温度以及系统效率,和实验值比较吻合, GaSb 电池的输出电功率可达到 $2.8\text{W}/\text{cm}^2$, 同时计算分析了 GaSb 电池温度的升高对输出功率及效率的影响。潘剑峰^[53]、薛宏^[54]、卫尧^[55]、唐维新^[56]、赵新璞^[57]分别研究了燃烧室结构、燃烧器管径/壁厚、燃气空气当量比、辐射器材料对热光伏系统燃烧器性能及辐射器表面温度分布的影响。另外潘宏亮^[58]、凌忠钱^[59]、岑可法^[60-63]、王恩宇^[64,65]都对多孔介质燃烧器进行了实验研究。结果表明,多孔介质燃烧器可以有效提高燃烧器外表面温度并且可以使温度分布的更加均匀,这种燃烧器有望应用于热光伏系统中。

总体而言,国内外学者对热光伏系统的研究存在以下几个特点:1) 理论研究远多于实验研究,无论在国外还是国内,更多的学者只是进行了 TPV 理论上的设计或数值模拟;2) 理论效率远高于实验效率,理论上热光伏的效率可达 20%~30%,然而到目前为止实验效率大多数不到 5%。3), 整个系统的研究远少于单个部件的研究,更多的学者仅是研究热光伏系统中的两个核心部件:辐射器和光电池,而对热光伏整个系统进行研究的,特别是通过实验研究的学者不多;4) 国内研究远落后于国外研究,许多发达国家早已开始研究 TPV,早在 1996 年,美国 JX Crystal 公司已经制造了一种基于 GaSb 电池的便携式壁炉,而我国仅仅刚开始研究。随着 2006 年 1 月 1 日《可再生能源法》的正式实施,相信 TPV 将会越来越受到欢迎。因而在国内尽快系统的实验研究热光伏发电技术,提高整个系统的总效率,弥补国内外的差异,不仅是很有必要,并且也是大有前景。

1.3 课题主要研究内容

热光伏发电技术具有热源广泛、理论效率高、无运动部件、易于维护、高功率密度、无噪声运行与低辐射等优点,具有良好的发展前景。热光伏发电系统的总效率为辐射燃烧器效率、光谱效率以及电池效率的乘积,即单个部件效率的乘积。本课题依托科研项目的进行,在已有的热光伏系统上,通过实验和理论分析对整个系统及其单个部件进行深入研究,完善热光伏发电装置的结构,使热光伏系统发电效率得到提高。本文的研究内容主要包括以下几部分:

第一章：简要介绍了热光伏系统的背景和意义，并对热光伏系统国内外研究现状进行了综述，由此引出本文研究的主要内容。

第二章：热光伏系统实验装置介绍及辐射燃烧系统特性研究。

第三章：回热系统特性研究。

第四章：冷却系统特性研究。

第五章：热光伏系统电能输出特性研究。

第六章：结论与展望。

2 热光伏系统实验装置及辐射燃烧系统特性研究

热光伏发电技术(TPV)是将高温热辐射体的能量通过半导体 $p-n$ 结直接转换成电能的技术。由于其的诸多优点,近几年国内外学者对热光伏发电技术进行了大量研究,但更多的只限于理论研究,热光伏发电技术的实验效率远低于理论效率。

本章首先对一热光伏发电系统实验装置进行较为系统的介绍,为下文对热光伏系统单个部件的实验研究奠定基础。然后对热光伏系统的核心部件—辐射燃烧系统进行详细的研究讨论。

2.1 热光伏系统实验装置

图 2.1.1 和图 2.1.2 分别为热光伏实验装置示意图和实物图。装置系统主要包括供气系统、热光伏系统和数据采集系统。

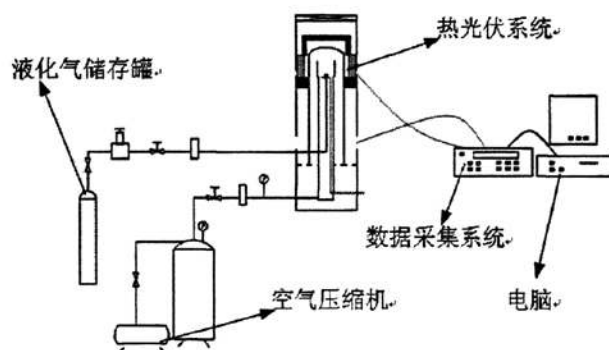


图 2.1.1 热光伏实验装置示意图

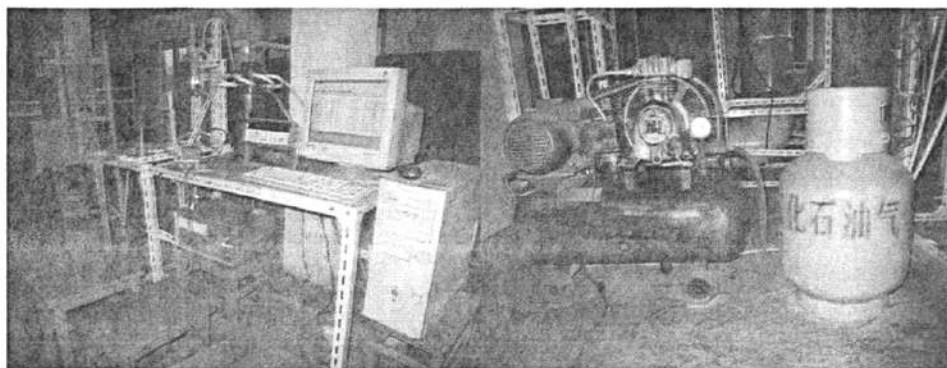


图 2.1.2 热光伏实验装置实物图

图 2.1.3 供气装置实物图

2.1.1 供气系统

图 2.1.3 为供气系统实物图,实验通过空压机和液化石油气罐分别提供空气

和燃气。空气为室温，燃气成分为丙烷和丁烷，丙烷的体积分数为 36%，丁烷的体积分数为 64%。空气和燃气流量各自通过玻璃转子流量计控制（一般空气流量为 $0.8\text{m}^3/\text{h} \sim 2.0\text{m}^3/\text{h}$ ，燃气流量为 $30\text{L}/\text{h} \sim 70\text{L}/\text{h}$ ）。

2.1.2 热光伏系统

典型的热光伏系统包括以下几个部分：热源、热辐射器、光学滤波器、热光伏电池。其他子系统是为了提高系统的转换效率或者为能量的回收循环利用所适当增加的，如控制电池工作温度的散热系统、尾气热量回收的回热系统。

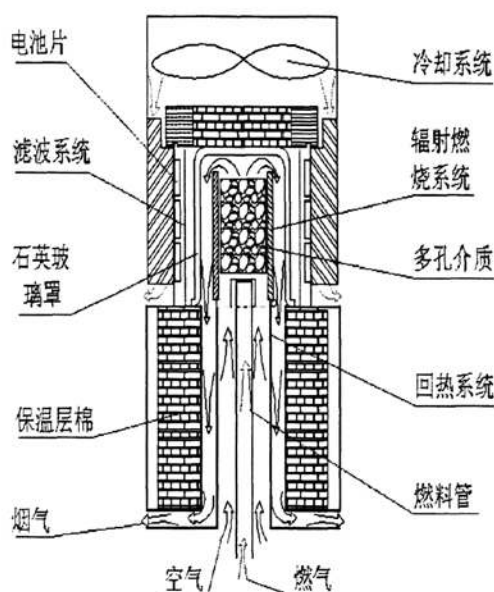


图 2.1.4 热光伏系统示意图



图 2.1.5 热光伏系统实物图

本文的热光伏系统主要包括热源、辐射燃烧系统、滤波系统、光伏电池、回热系统及冷却系统，图 2.1.4 和 2.1.5 分别为热光伏系统示意图与实物图。燃料经由燃料管送入辐射燃烧系统，空气经由燃料管与空气管所形成的环形通道到达燃烧系统。空气与燃料在由碳化硅管与多孔介质组成的燃烧室中燃烧，形成的高温烟气进入回热系统，流经空气管与进入燃烧室的冷空气进行换热后排入大气。

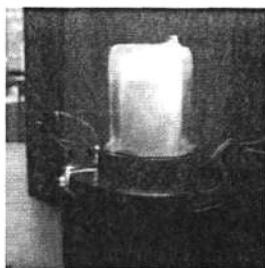


图 2.1.6 真空石英玻璃罩实物图

高温的碳化硅管发出的热辐射透过真空石英玻璃罩到达滤波器,真空石英玻璃罩一方面是作为燃烧器的外壳,防止燃烧产生的高温烟气对滤波器和光伏电池的污染,并可以透过热辐射(如图 2.1.6);另一方面可以使从燃烧系统中出来的烟气回流进入回热系统。

滤波器是一种光谱选择性透过器件,本文所用的光谱过滤器(如图 2.1.7)是针对碲化镓(GaSb)光伏电池所设计的多层介质干涉式滤波器,图 2.1.8 是滤波器在不同波段的光谱透射率曲线,对波长小于 $1.78\mu\text{m}$ 的辐射能(电池可以利用的波段)具有较高的透射率,大于 $1.78\mu\text{m}$ (电池不可转换的波段)的辐射能有较高的反射率。实验中针对不同冷却系统共设计了两套滤波器,每套共 8 片,两套滤波器的光谱特性相同,仅尺寸不同,第一套单片滤波器厚度为 2mm,宽 26mm,长 50mm;第二套单片厚 1.5mm,宽 26mm,长 97mm。八片滤光片成八边形分布在辐射器四周,布置在光伏电池前方,固定在散热器内壁上。

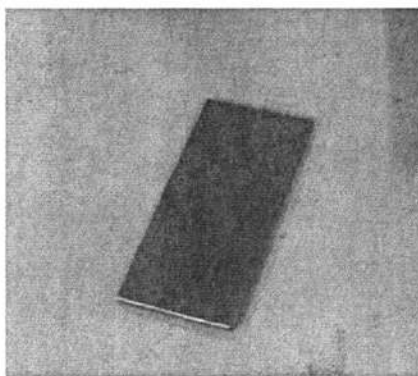


图 2.1.7 滤波器实物图

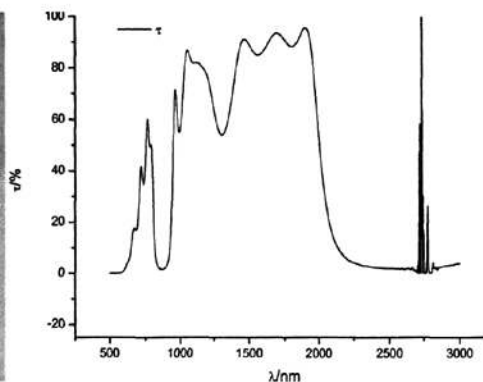


图 2.1.8 滤波器在不同波段的光谱透射率曲线

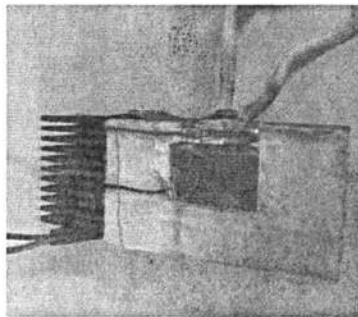


图 2.1.9 光伏电池实物图

本文采用美国 JX Crystals 公司生产的碲化镓(GaSb)光伏电池,电池均匀分布在辐射燃烧器四周,通过导热绝缘胶粘结在冷却系统内壁,冷却系统的作用是降低电池片的运行温度。由于光电池价格昂贵,并且容易老化,所以在优化热光伏发电系统的过程中仅用面积为 $1.13 \times 1.65\text{mm}$ 的单片电池进行实验研究。图 2.1.9 是一片贴在风冷散热翅片上的光伏电池。

2.1.3 测试系统

试验测试系统由热电偶、万用表、辐射热流计、U 型管压力计、数据采集仪和电脑组成。测试的物理参数主要有：辐射器表面温度、回热器烟气/空气进出口温度、散热器热流面温度（电池温度）、光伏电池输出开路电压及短路电流、辐射器表面辐射功率、水冷系统冷却水进出口压力损失等。图 2.1.10 是测试系统实物图。

温度的测量是通过在所需测温的点布置 K 型热电偶来实现的。热电偶引出热光伏系统然后进入 HP 数据采集仪，通过电脑可以显示和记录温度值。辐射器表面温度是通过将热电偶用 C-2 高温胶粘在其表面来测量的；空气出口温度是通过在回热器顶端打孔（孔径和陶瓷管外径相同），然后将热电偶穿过陶瓷管并进入回热器对其进行测定；烟气入口温度也是通过将热电偶穿入陶瓷管，然后固定于回热器烟入口处进行测量。烟气出口温度是通过把热电偶布置在下地座烟气出口处测定；用导热绝缘胶在热流面上粘贴热电偶来测量热流面温度。



图 2.1.10 测试系统实物图

光伏电池的输出短路电流和开路电压用 FLUCK 15B 万用表来测量。初始实验中仅用了一块 GaSb 电池,工作状态下光电池的内阻在 10^{-1} 量级上,测量短路电流时外部电路稍大的电阻便会引起较大的误差,万用表的量程越大,表内阻就越小(10A 时表内阻在 10^{-2} 量级上,400mA 档表内阻在 10^0 量级上),所以选用较高的电流档来测量电池短路电流。辐射器辐射热流密度用 TRHFS-10C 型辐射热流计来测量,信号通过 HP 数据采集仪和电脑来显示及记录。测试水冷散热器性能时,冷却水进出口压力用 U 型压力计测量。

2.2 辐射燃烧系统特性研究

辐射燃烧器是将热源的热能转化为光能的装置,是热光伏发电系统的核心部件。图 2.2.1 为本文的一组辐射燃烧系统实物图,主要由石英玻璃管(或碳化硅

管)、多孔介质、预混室及石英玻璃环组成。石英玻璃管或碳化硅管内腔便是燃气燃烧的空间,即燃烧室,燃气可以直接在空的碳化硅中燃烧来加热辐射器(碳化硅管外表面),但这种方式燃烧效率不高,辐射器很难被达到较高的温度。改进的措施是通过在燃烧室中加入 10ppi 的碳化硅多孔介质来提高燃烧效率。多孔介质具有强化燃烧的特性,能够保证燃料充分燃烧以最大限度的获得高温,同时碳化硅多孔介质能够发挥其导热和辐射特性好的特点而使得燃烧器外壁温度分布均匀,均匀的燃烧器温度使得电池组件接受的辐射能也是相对均匀的,可以减少电池之间由于辐射能不均所带来的电能内耗损失。石英玻璃环用于连接石英玻璃管(或碳化硅管)和回热器,并支撑多孔介质。



图 2.2.1 辐射燃烧系统实物图

辐射燃烧器的效率直接关系到整个热光伏系统的总体效率。针对不同的燃料和系统结构,如何设计燃烧器以使得燃料的能量能够最大限度的转换为光伏电池能够利用的辐射能,是燃烧器设计的核心问题。评价辐射燃烧器性能好坏的主要指标有辐射器表面的温度高低、温度分布均匀性、辐射功率大小、热辐射效率、辐射特性与光伏电池的匹配性、燃烧的稳定性及充分性等。以往实验数据显示,通过在燃烧室中添加多孔介质使辐射器表面温度分布均匀性和燃烧的稳定性得到了保证,本章所讨论的是黑体辐射器,其表面辐射特性符合布朗克定律,所以不存在和光伏电池的匹配性问题。

本文采用的燃料为液化石油气(36%丙烷和 64%丁烷的体积比),先后共设计了 4 组辐射燃烧系统,分别为碳化硅管辐射燃烧系统、多孔介质辐射燃烧系统、预混辐射燃烧系统、石英玻璃管辐射燃烧系统。本章首先比较了几组辐射燃烧系统的结构,然后通过实验研究,从燃烧充分性及辐射器表面的温度、辐射功率、热辐射效率等方面分析评价几组辐射燃烧系统的性能,为选择一组最优辐射燃烧器结构提供依据。

2.2.1 辐射燃烧系统结构

图 2.2.2 为 4 组辐射燃烧系统示意图。碳化硅管辐射燃烧系统是以 2.5mm 厚

的碳化硅管作为辐射面，碳化硅管直接和回热器顶端连接，其内部的多孔介质依靠燃料管支撑；在多孔介质辐射燃烧系统中，采用 95% 纳米级 SiC 粉和 5% 粘土混合物均匀涂在多孔介质侧表面，经过高温烧制而形成封闭的外表面以防止燃气从侧面露出，多孔介质通过石英玻璃环和回热器顶端连接。

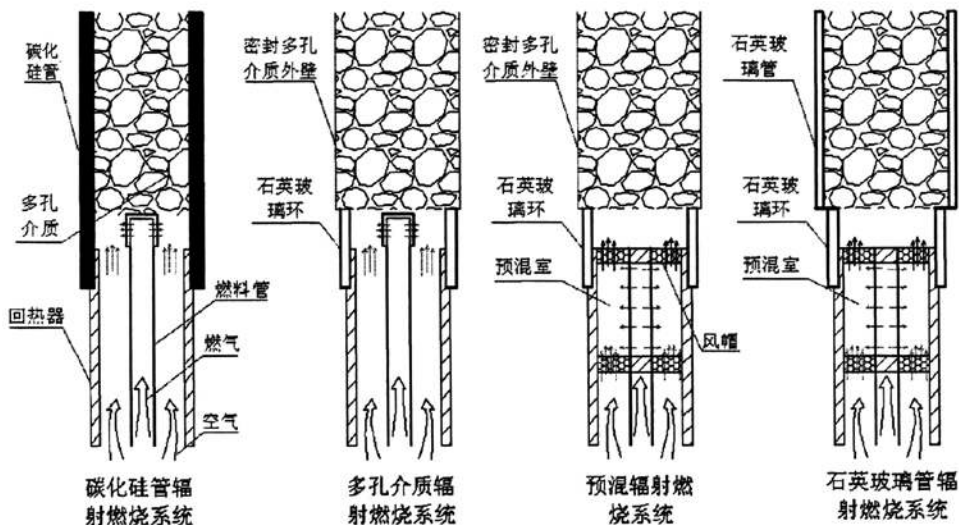


图 2.2.2 四组辐射燃烧系统示意图

预混辐射燃烧系统是在多孔介质燃烧系统的基础上添加了预混室，预混室是通过在回热器顶端内部添加一风帽（实物图见图 2.2.3）而形成的。风帽高 35mm，上面和下面两个凸起的钻有小孔的圆片外径为 21mm（和回热器顶部内径相同），风帽通过中间圆柱内部的内螺纹与燃料管顶端连接。将原来的燃料管缩短，使它的顶端低于回热器顶端 25mm。风帽沿着燃料管向下旋转的同时其也进入回热器，当风帽顶端与回热器顶端平齐时停止旋转，这时风帽上下两个凸起将恰好和回热器内壁紧密结合。如此风帽和回热器之间便形成一个高 35mm 的环形预混室，空气由风帽下部凸起圆片的小孔进入预混室，燃气从风帽中间圆柱壁的小孔进入预混室，燃气和空气在预混室中混合后然后穿过上面凸起圆片的小孔进入燃烧室。

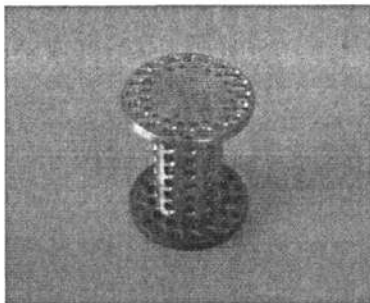


图 2.2.3 风帽实物图

石英玻璃辐射燃烧系统也是依靠多孔介质外壁作为辐射面,不同于多孔介质辐射燃烧系统中用碳化硅和粘土混合物来封闭多孔介质外壁的孔,它是通过将多孔介质装入石英玻璃管中来防止燃气露出,同时可以透过辐射。石英玻璃管的内径稍微大于多孔介质的外径 0.5mm-1mm,为防止高温的多孔介质膨胀。石英玻璃环连接石英玻璃管和回热器,且支撑多孔介质。4 组辐射燃烧系统的辐射面外径为 32mm,多孔介质高 50mm。

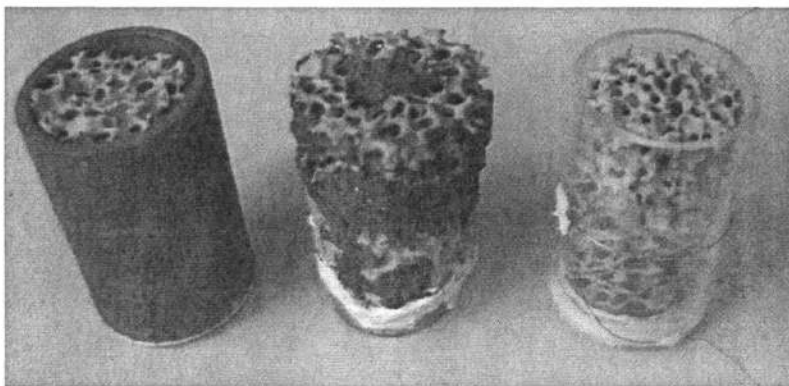
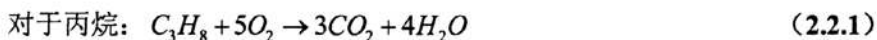


图 2.2.4 碳化硅管辐射燃烧系统 (左)、多孔介质辐射燃烧系统 (中)、石英玻璃管辐射燃烧系统 (右)

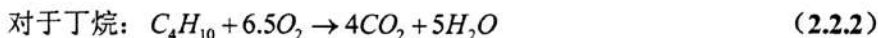
2.2.2 辐射燃烧系统实验研究

2.2.2.1 燃料燃烧的化学反应模型及所需理论空气量的确定

实验中燃料为由体积分数占 36%的丙烷和 64%的丁烷组成的液化石油气,氧化剂为空气,燃气和空气流量由玻璃转子流量计测量。常温常压下 1L 燃料完全燃烧所需的理论空气量可由下面化学方程式确定。对于理想气体,摩尔比可以看作体积比。所以有:



$$\begin{array}{ccc} 1 & & 5 \\ 0.36L & & 1.80L \end{array}$$



$$\begin{array}{ccc} 1 & & 6.5 \\ 0.64L & & 4.16L \end{array}$$

由以上两式可知 1L 燃气完全燃烧所需的氧气体积为 $1.80 + 4.16 = 5.96L$, 设氧气占空气的体积比为 21%, 则 1L 燃气完全燃烧所需空气体积量为:

$$V_a = \frac{5.96}{21\%} = 28.381L = 0.0284m^3。$$

实验中测量燃气流量的流量计是用空气标定的流量计,所以需要对其进行修

正。取在常温常压下，空气的密度为 1.20Kg/m^3 ，丙烷的密度为 1.86 Kg/m^3 ，正丁烷的密度为 2.509 Kg/m^3 。所以混合密度就为：

$1.86\times0.36+2.509\times0.64=2.275\text{ (Kg/m}^3\text{)}$

忽略其他因素对标度的影响，采用流量计修正公式^[66]可得：

$$q_{fuel} = q'_{fuel} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho}} = q'_{fuel} \cdot \sqrt{\frac{1.20}{2.275}} = 0.726 \cdot q'_{fuel} \tag{2.2.3}$$

现以燃气测量值 30L/h 时为例进行计算：

实际燃气流量： $q_{fuel} = 0.726 \cdot q'_{fuel} = 0.726 \times 30 = 21.78\text{ L/h}$

完全燃烧需要空气量： $q_{air} = V_a \cdot q_{fuel} = 0.0284 \times 21.78 = 0.62\text{ m}^3/\text{h}$

其他燃气量对应的空气量的计算结果如见表 2.2.1。

表 2.2.1 不同燃料量下燃料完全燃烧对应的理论空气量

燃气流量测量值	燃气流量实际值	完全燃烧理论空气量
$q'_{fuel}/\text{L/h}$	$q_{fuel}/\text{L/h}$	$q_{air}/\text{m}^3/\text{h}$
30	21.78	0.62
40	29.04	0.82
50	36.30	1.03
60	43.56	1.24
70	50.82	1.44

另外在实验中，由于空气在各个管道的接口处可能会漏气，所以使燃气完全燃烧所需的空气量会比理论所需空气量偏大。

2.2.2.2 实验测试装置及方法

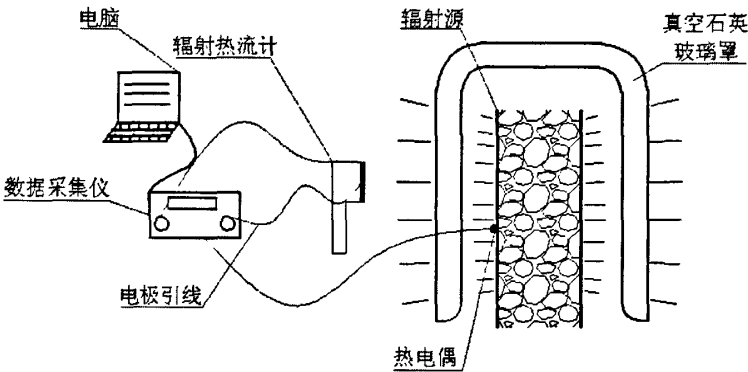


图 2.2.5 实验测试系统

由于本节的主要目的是实验分析比较 4 组辐射燃烧系统的性能,为了便于实验操作,实验时没有装配冷却系统和滤波系统。实验测试系统如图 2.2.5 所示,被燃料燃烧后释放的热量加热到高温的辐射器发出红外辐射,红外辐射经过透明的真空石英玻璃罩到达环境。实验主要是在不同燃料量及空气量下,对每组辐射燃烧系统的辐射面温度和辐射功率进行测试。

试验首先控制燃料量和空气量为一特定值(空气量为 $1.0\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.4\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.8\text{m}^3/\text{h}$ 、 $2.0\text{m}^3/\text{h}$,燃气量为 $29\text{L}/\text{h}$ 、 $36\text{L}/\text{h}$ 、 $44\text{L}/\text{h}$),当辐射器温度稳定后,对辐射面辐射功率进行测量。辐射面辐射功率的测量方法为,将辐射热流计的探头正对辐射源并逐渐靠近,直到探头距辐射体中心的距离为 37mm 处停止,在此位置停留 2-3 秒马上撤走,以防止探头温度过高而影响精度。辐射器温度和热流计输出信号通过数据采集系统记录。

本文先后对 4 组辐射燃烧系统进行了实验研究。需要说明的是,在碳化硅管辐射燃烧器进行实验研究时还没有购买热流密度计,因此文中没有其辐射功率的数据,在对石英玻璃管辐射系统实验研究时,因其表面光滑,热电偶易脱落,没有对其辐射面温度进行测量,但由于 4 组辐射器都是黑体辐射器,辐射面的温度和辐射功率两者符合斯忒藩-波耳兹曼定律,所以只需要确定两者中的任何一个即可,即上述问题不会影响对辐射燃烧系统性能的分析。为了表述方便,下文比较分析实验数据时,分别称碳化硅管辐射燃烧系统、多孔介质辐射燃烧系统、预混辐射燃烧系统、石英玻璃管辐射燃烧系统为燃烧系统 1、燃烧系统 2、燃烧系统 3、燃烧系统 4。

2.2.2.3 实验结果分析

1) 辐射燃烧系统辐射器表面温度的比较

图 2.2.6、2.2.7、2.2.8 分别示出了一定燃料量下几组辐射燃烧系统辐射器表面温度随空气流量变化的对比曲线。从图中可以看出,辐射表面温度基本随空气量的增加逐渐下降,随着空气量的逐步增加,过量的冷空气对燃烧室有冷却作用,燃烧器外壁温度逐步降低。相同空气量下,燃烧系统 3 的辐射器表面温度 $T_{\text{rad}3}$ 最高,燃烧系统 2 的辐射器表面温度 $T_{\text{rad}2}$ 次之,燃烧系统 1 的辐射器表面温度 $T_{\text{rad}1}$ 最小。另外在燃烧系统 1 和 2 实验过程中发现,系统排出的尾气总有发黑的现象,说明燃气燃烧不够充分。燃烧系统 1 的辐射器是壁厚为 2.5mm 的圆柱 SiC 管,理论上管壁越薄越有利于提高其外壁面温度^[36],但由于加工条件的限制很难加工出管壁更薄的 SiC 管。燃烧系统 2 直接用碳化硅和粘土混合物来封闭多孔介质外壁的孔,去除燃烧系统 1 中的 SiC 管,相当于减小了辐射器外壁的厚度,有

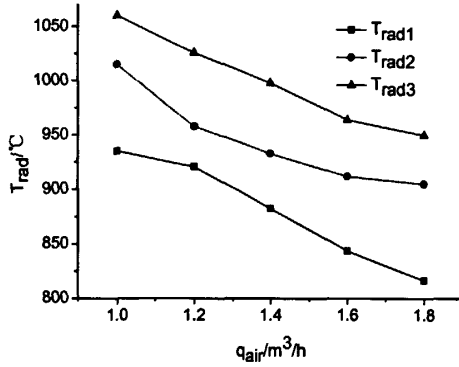


图 2.2.6 辐射燃烧系统辐射面温度随空气流量变化（燃料量为 29L/h）

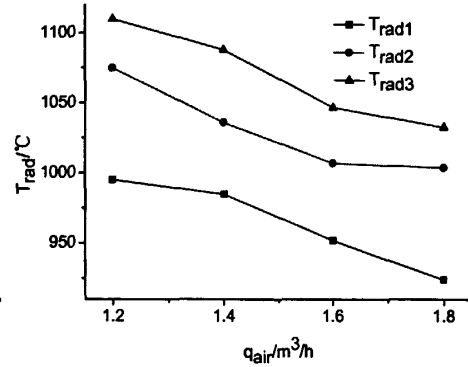


图 2.2.7 辐射燃烧系统辐射面温度随空气流量变化（燃料量为 36L/h）

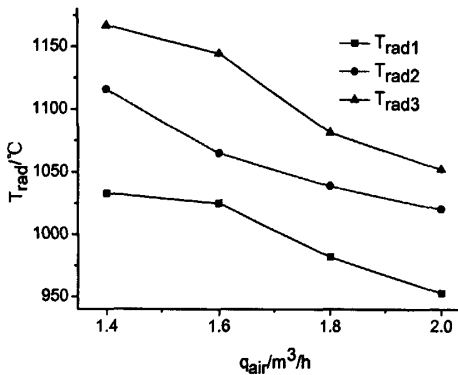


图 2.2.8 辐射燃烧系统辐射面温度随空气流量变化（燃料量为 44L/h）

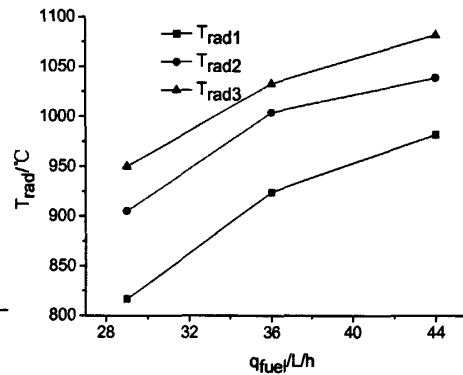


图 2.2.9 辐射燃烧系统辐射面温度随燃气流量变化

利于提高辐射器表面温度。同时燃烧系统 2 通过用导热较差石英玻璃环连接燃烧室和回热器，减少了燃烧室向回热器传递的热量。所以相同工况下， T_{rad2} 高出 T_{rad1} 约 $40^{\circ}C$ ~ $80^{\circ}C$ 。燃烧系统 3 在燃烧系统 2 的基础上添加了预混室，使燃气和空气在预混室中混合之后再进入燃烧室。预混合燃烧的特点是燃烧充分，火焰传播速度大，火焰温度高，因此系统排出尾气发黑的现象已经消失，说明燃烧更加充分，并且在相同工况下， T_{rad3} 高出 T_{rad2} $30^{\circ}C$ ~ $70^{\circ}C$ ，高出 T_{rad1} $100^{\circ}C$ ~ $135^{\circ}C$ 。

图 2.2.9 给出了空气流量为 $1.8m^3/h$ ，燃料量分别为 29、36、44L/h 时，几组辐射燃烧系统辐射器表面的温度值。从图中可以看出，任一燃烧系统的辐射器表面温度都随燃料量的增大而升高，燃料量增大，热流密度增大，燃料燃烧后释放给辐射器更多的热量，辐射器表面温度逐步提高；但同时发现，燃料量从 36L/h 增大到 44L/h 时辐射器表面温度的增大幅度小于当燃料量从 29L/h 增大到 36L/h 时的，燃料量与燃料充分燃烧后所放出的热能的一次方成正比，燃料在燃烧室燃烧所释放热能转换成了辐射器的辐射能，碳化硅辐射器表面的辐射特性符合斯忒

藩-波耳兹曼定律，即辐射功率与温度的四次方成正比，因此辐射器温度增大的趋势会随着燃料量的增加逐渐变缓。与上文所分析的原因相同，辐射器 2 的性能优于辐射器 1 的，在燃料量分别为 29、36、44L/h 时， T_{rad2} 总是高出 T_{rad1} 88.5℃、80℃、57℃；添加预混室的燃烧系统 3 的辐射器表面温度 T_{rad3} 最高，依次在三组燃料量下，分别高出 T_{rad2} 45℃、29℃、43℃，高出 T_{rad1} 133.5℃、109℃、100℃。

2) 辐射燃烧系统辐射器表面辐射功率的比较

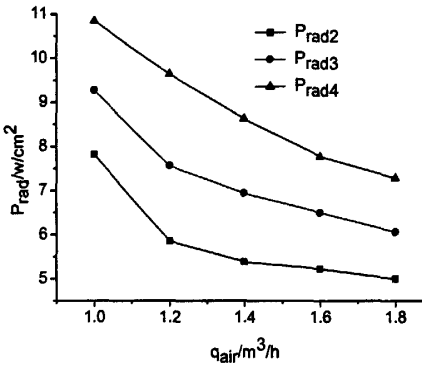


图 2.2.10 辐射燃烧系统辐射面辐射功率随空气流量变化 (燃料量为 29L/h)

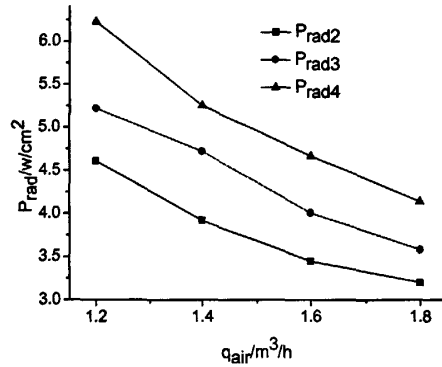


图 2.2.11 辐射燃烧系统辐射面辐射功率随空气流量变化 (燃料量为 36L/h)

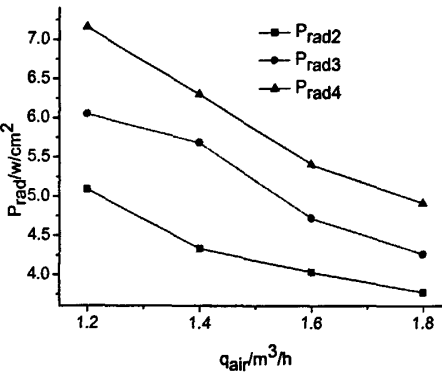


图 2.2.12 辐射燃烧系统辐射面辐射功率随空气流量变化 (燃料量为 44L/h)

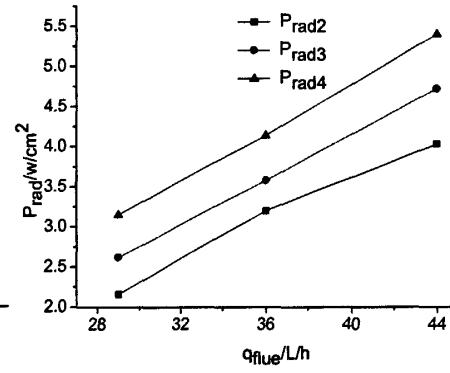


图 2.2.13 辐射燃烧系统辐射功随燃气流量变化

图 2.2.10、2.2.11、2.2.12 分别给出了一定燃料量下几组辐射燃烧系统辐射器表面辐射功率 P_{rad} 随空气流量变化的对比曲线。辐射器表面辐射功率 P_{rad} ，是在实验测点所得的原始值，实验测点在外径为 74mm 的圆周上，辐射器外径为 32mm，所以辐射器表面实际发射功率大约应为 P_{rad} 的 2.31 倍。从图中可以看出，对任一燃烧系统，辐射器表面的辐射功率 P_{rad} 随空气量 q_{air} 的增加逐渐下降，产生这种趋势的原因与上节中分析辐射器表面温度随空气量增加的变化规律的原因相同，两者的变化趋势也一致，这是由于黑体辐射器表面的辐射功率与辐射面温度的四

次方成正比。同样与辐射器表面温度的相对大小相同，任何一副图中， P_{rad3} 所对应的曲线总是高于 P_{rad2} 的，相同工况下， P_{rad3} 总高出 P_{rad2} $0.38 \sim 0.96 \text{ W/cm}^2$ 。

燃烧系统 4 与燃烧系统 3 的不同之处在于，后者是用碳化硅和粘土混合物来封闭多孔介质外壁的孔，而前者是通过将碳化硅装入石英玻璃管中。虽然燃烧系统 3 比起用碳化硅来做辐射器它可以有效的减小辐射器厚度，但封糊的过程中难免会有部分区域会封糊的较厚或部分混合物进入多孔介质而影响其特性，燃烧系统 4 采用石英玻璃管来密封多孔介质外壁的方法有效的避免了上述缺点，另外石英玻璃对波长小于 $4.5 \mu\text{m}$ 的辐射能几乎全透，不影响电池可利用的辐射能的透过，且会吸收或反射部分波长大于 $4.5 \mu\text{m}$ 的辐射能，有利于辐射器表面温度的提高。因此在图中，燃烧系统 4 的辐射器表面辐射功率 P_{rad4} 最高，相同工况下，分别高出 P_{rad3} 和 P_{rad2} $0.53 \sim 1.11 \text{ W/cm}^2$ 和 $0.99 \sim 2.07 \text{ W/cm}^2$ 。由于石英玻璃管表面不易布置热电偶，上节中没有燃烧系统 4 的辐射器表面温度数据，但从本节几组燃烧系统辐射器表面的辐射功率的对比结果可以断定，燃烧系统 4 的辐射器辐射器表面温度也必定是在 4 组燃烧系统中最高的。

图 2.2.13 给出了空气流量为 $1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ ，不同燃料量下几组辐射燃烧系统辐射器表面的辐射功率。正如上文所分析，燃料量增加，燃料在燃烧室中燃烧后释放的热量增加，所以图 2.23 中的三条曲线都是沿横坐标增长方向近似线性的升高。同样，燃烧系统 4 所对应的曲线最高，次之是燃烧系统 3，最后是燃烧系统 2，空气流量为 $1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 时， P_{rad4} 分别高出 P_{rad3} 和 P_{rad2} $0.53 \sim 0.58 \text{ W/cm}^2$ 和 $0.99 \sim 1.37 \text{ W/cm}^2$ 。

3) 辐射燃烧系统热辐射效率的比较

辐射燃烧器的热辐射效率是辐射器表面所发出的总辐射能与燃料热值之比。实验中用辐射热流计测量辐射器辐射功率时，测点布置在距辐射器中心为 37 mm 之处，即外径 D 为 7.4 cm 的圆柱面上，由于辐射器高度 H 为 5 cm ，且本节只是比较几组辐射燃烧系统的热辐射效率的相对大小，可以不计辐射器顶端和底端的辐射能，因此假设辐射器所发出的辐射能在外径 D 为 7.4 cm 、高 H 为 5 cm 的圆周面上分布均匀。由此燃料热值 Q_{fuel} 、辐射燃烧器的总辐射能 Q_{rad} 及热辐射效率 η_{rad} 可用以下式计算：

$$Q_{fuel} = \frac{\overline{Q_{fuel}} \times q_{fuel}}{3600} \quad (2.2.4)$$

$$Q_{rad} = P_{rad} \times A = P_{rad} \times \pi \times D \times H \quad (2.2.5)$$

$$\eta_{rad} = \frac{Q_{rad}}{Q_{fuel}} \quad (2.2.6)$$

其中 $\overline{Q_{fuel}}$ 为每升燃气的热值,实验中的燃气为液化石油气,其 $\overline{Q_{fuel}}$ 为 112.76KJ/L, A 为辐射热流计所在圆周面的面积。

图 2.2.14、2.2.15、2.2.16 分别给出了燃料量为 29L/h、36L/h、44L/h 时,辐射燃烧系统热辐射效率 η_{rad} 随空气流量变化的对比曲线。从图中可以看出,任一曲线都沿横坐标的增长方向逐渐下降;任相同工况下,燃烧系统 4 所对应的热辐射效率 η_{rad4} 最大,燃烧系统 3 所对应的 η_{rad3} 次之,燃烧系统 2 对应的 η_{rad2} 最小。同一燃料量下,燃料总热值不变,从公式 2.2.6 可知,热辐射效率取决于总辐射能,因此这种变化趋势及相对大小与上文几组燃烧系统对应的辐射功率 P_{rad} 的一致,原因也相同。相同工况下, η_{rad4} 比 η_{rad3} 和 η_{rad2} 分别高出 5.3%~11.5%和 9.6~21.0%。

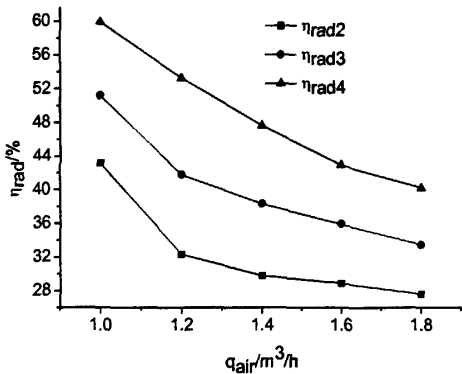


图 2.2.14 辐射燃烧系统热辐射效率随空气流量变化 (燃料量为 29L/h)

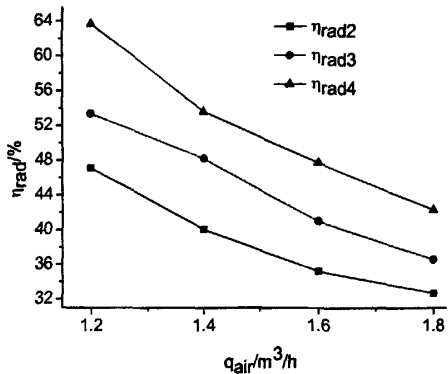


图 2.2.15 辐射燃烧系统热辐射效率随空气流量变化 (燃料量为 36L/h)

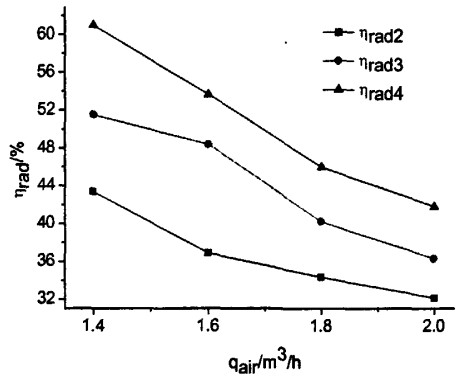
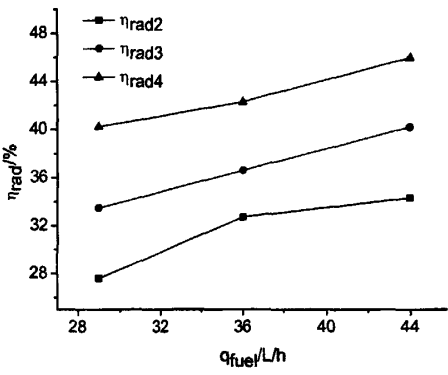


图 2.2.16 辐射燃烧系统热辐射效率随空气流量变化 (燃料量为 44L/h)



2.2.17 辐射燃烧系统热辐射效率随燃气流量变化

图 2.2.17 给出了空气流量为 1.8m³/h, 燃料量分别为 29L/h、36L/h、44L/h 时辐射燃烧系统的热辐射效率。随燃料量的增大,辐射燃烧系统的热辐射效率 η_{rad} 有所增加;同样,任相同工况下,燃烧系统 4 所对应的热辐射效率 η_{rad4} 最大,

燃烧系统3所对应的 η_{rad3} 次之,燃烧系统2对应的 η_{rad2} 最小。燃料量分别为29L/h、36L/h、44L/h时, η_{rad4} 比 η_{rad3} 分别高出6.7%、5.7%、5.8%,比 η_{rad2} 分别高出12.6%、9.6%、11.6%。

2.3 本章小结

本章首先对热光伏系统实验装置及热光伏主要部件做了简单介绍,设计了4组辐射燃烧系统,分别为碳化硅管辐射燃烧系统、多孔介质辐射燃烧系统、预混辐射燃烧系统、石英玻璃管辐射燃烧系统,对4组辐射燃烧系统进行了实验研究,比较了燃烧的充分性及辐射面温度、辐射面辐射功率、热辐射效率的大小。结果表明,石英玻璃管辐射燃烧系统燃料燃烧较充分,且其辐射器表面的温度、辐射功率及热辐射效率是几组辐射燃烧系统中最高的。所以本文中热光伏发电装置应选用石英玻璃管辐射燃烧系统。

3 回热系统特性研究

热光伏系统的燃料燃烧后产生大量的高温烟气,如果这些高温气体直接排放,会造成较大的热损失,从而使热光伏系统的总效率降低。Mark Goldstein^[24]等人在一套热光伏系统中研究了回热器对燃烧效率的影响,研究表明在热光伏系统中加入回热器可以使燃烧效率提高 30%-50%。

为使热光伏系统效率得到进一步提高,本章在原回热系统 1 的基础上提出改进方案,并采用 FLUENT 分析了肋片结构对回热器回热性能和阻力特性影响,结合机械加工可行性及经济性,设计新的回热系统—回热系统 2,最后通过实验研究分析改进后回热系统 2 的性能及其对热光伏系统总输出电能及系统发电效率的贡献。

3.1 回热系统优化设计

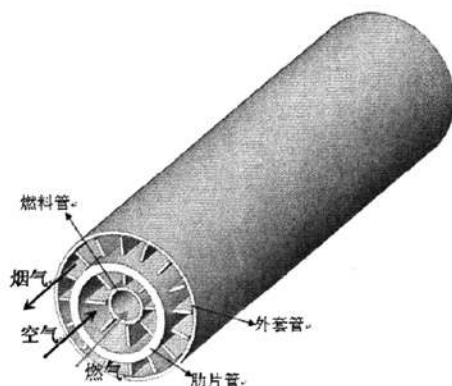


图3.1.1 肋片管套管式回热器几何模型及其流动示意图

根据热光伏发电装置的结构特点,本课题选用肋片管套管式回热器。肋片管套管式回热器由肋片管、燃气管和外套管构成,结构如图3.1.1所示。肋片管内外分别沿轴向布置数片矩形肋片,燃气管和外套管均是空套管。三个组件构成三个气流通道,肋片管和燃气管之间是空气通道,肋片管和外套管之间是烟气通道,燃气管内部是燃气管道。高温烟气从烟气通道流过(图3.1.1中所标烟气的箭头方向),空气和燃气分别从空气通道和燃气通道逆向流过(图3.1.1中的空气箭头方向和燃气箭头方向)。高温烟气通过肋片管和空气换热,温度较高的空气通过燃气管将部分热量传递给燃气。外套管外部用保温棉包裹以隔绝高温烟气与环境的换热。

图3.1.2为改进前和改进后回热系统的基本结构示意图。结合图3.1.2,本文对原回热系统1的改进途径主要是:1),充分利用内部闲置的空间加长加粗肋片,利用系统底部的闲置空间增加回热器长度,鉴于保温棉和机壳之间的闲置空间,同时又考虑回热器肋片管和燃烧室的配合,将回热器分为顶端和底端两段,回热器的顶端肋片管和顶

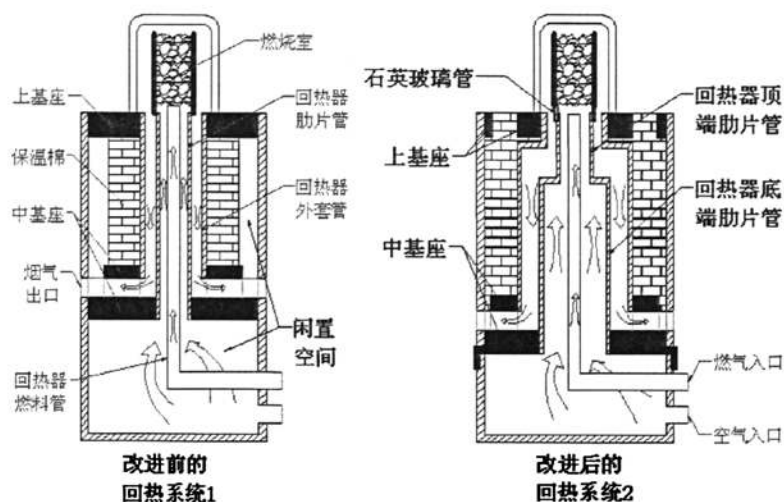


图 3.1.2 改进前后回热系统的基本结构示意图

外套管的结构尺寸和原回热器的相同，回热器的底端肋片管和底端外套管占用保温棉和机壳之间的闲置空间将其外径扩大。2)，利用 FLUENT 模拟肋片结构对回热器传热阻力特性的影响，为设计一组最优回热器结构提供指导。3)，用石英玻璃环将回热器肋片管和燃烧室隔开，并沿轴向将肋片管上的肋片断开，减少燃烧室通过回热器轴向散失的热量。4) 由于原系统中的回热器和散热器依靠上基座来固定，上基座与外壳用螺纹连接，而上基座的很大一部分暴露在辐射器的辐射范围内，导致一部分辐射能通过上基座导向外壳并散失到环境中去。对此进行如下改进：沿径向方向将上基座分为独立的两个圆环，外圆环固定于机壳用于固定散热系统，内圆环固定于回热器外套管上，用于支撑真空玻璃罩；中基座改为用螺纹与机壳连接（原系统中中基座与外壳仅用密封圈紧配合防止漏气，不能承受竖直方向的力），螺纹连接时在螺纹之间填充生料带来密封以防止漏气，这样便可将回热系统固定在中基座上；在中基座分成的两个圆环中间添加保温棉来削弱内圆环向机壳的散热。

下面根据上述改进方案建立回热器肋片管几何模型并利用 Fluent 仿真分析讨论回热器肋片管内外肋片数目、肋片厚度及内外肋片高度比对回热器回热性能和阻力特性的影响，最后综合考虑数值分析结果、机械加工可行性、经济性及实用性确定回热器具体结构尺寸。

3.1.1 回热器肋片管结构 FLUENT 数值分析

本节用 Fluent 数值模拟对回热器肋片管结构尺寸进行优化。在基准回热器结构尺寸（结构尺寸见下文）的基础上，通过改变外部肋片数目 N_1 、内部肋片数目 N_2 、肋

片厚度 d 及内外肋片高度比 w ($w=\frac{H_2}{H_1}$, H_1 为外肋高, H_2 为内肋高) 来分别讨论上

述单个参数对回热器传热阻力性能的影响,进而为回热器的结构优化设计提供参考思路。根据以往实验经验,选用空气入口温度为 25°C ,空气质量流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$,燃料量为 $29\text{L}/\text{h}$,烟气入口温度为 850°C 为典型的计算工况。

1) 基准肋片管几何模型的建立

在三维制图软件SolidWorks中生成基准肋片管几何模型,如图3.1.3所示。正如上文所提到的改进回热系统基本途径的第一条(充分利用系统内部闲置空间增大换热器面积),设计新肋片管的最基本方法是在原有肋片管的基础上增大总长度及外径,但同时考虑到现有热光伏系统装置尺寸的限制,肋片管长度增大到最长的 257mm ,外径(外肋顶端外径)增大到最大的 53mm 。为了减小燃烧室通过回热器轴向导热散失的热量,在肋片管外部肋片上,沿轴向方向分别在两处开 2mm 宽的槽来将其断开。考虑到肋片管顶端与燃烧室的配合,设计肋片管为顶端和底端两部分,两部分用螺纹配合。顶端总长为 70mm ,底端总长 187mm ,肋片管最上端与最下端用于配合,不布置肋片,因此顶端内外肋片长均为 26mm ,底端内外肋片长均为 177mm 。由于底端肋片长度远大于顶端,肋片结构对回热器性能的影响主要取决于底端肋片管,下文对肋片结构尺寸的优化设计仅针对底端肋片管,基准肋片管底端具体结构尺寸见表3.1.1。顶端肋片管结构尺寸固定不变,管壁内径为 22mm ,壁厚 2.5mm ,内肋高 5.5mm ,共8片,外肋高 5mm ,共16片,肋片厚 1mm 。另外在不特别说明的情况下,下文所提到回热器肋片结构均指底端肋片管。

表3.1.1 基准回热器底端结构尺寸

外肋长 L_1/mm	177
内肋长 L_2/mm	177
外肋数目 N_1	30
内肋数目 N_2	12
肋厚度 d/mm	1
外肋高 H_1/mm	8
内肋高 H_2/mm	10
内外肋高比 w (H_2/H_1)	1.25
肋片管管壁外径 $\Phi_{\text{out}}/\text{mm}$	36
肋片管管壁内径 $\Phi_{\text{in}}/\text{mm}$	31
燃料管外径 Φ_1/mm	10
外套管内径 Φ_2/mm	53

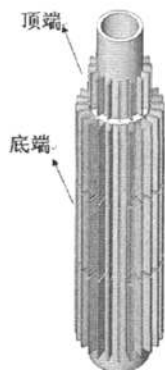


图3.1.3 基准肋片管几何模型

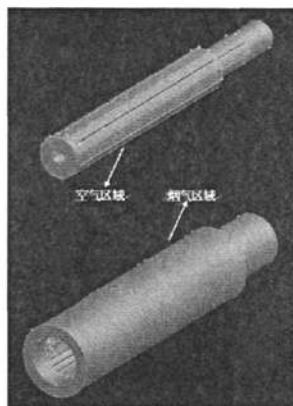


图3.1.4 空气计算区域与烟气计算区域

2) 计算区域的建立

为了简化模型，计算区域仅包括回热系统，回热器和燃烧室的连接处通过设置为空气侧的出口压力边界条件和烟气侧的质量入口边界条件来代替。在 SolidWorks 和 Gambit 中生成如图 3.1.1 中空气通道、烟气通道和肋片管三个连接的区域，空气与烟气计算区域见图 3.1.4。模型基本尺寸见表 3.1.1 和上文顶端回热器尺寸。三个区域中均采用 Tet/Hybrid/Tgrid 网格划分方法，肋片管网格间距设为 1mm，空气通道和烟气通道设为 2mm。

3) Fluent 参数设置

(1) 设置计算模型。计算工况下流体流动的雷诺数 Re 不超过 500，设置计算模型为 Laminar 模型，打开能量方程。(2) 操作压力。设置操作压力为 101325Pa (3) 边界条件。肋片管设置为不锈钢，空气通道设置为空气，烟气通道设为烟气。不锈钢的导热系数 λ 及空气和烟气的物理属性设为分段线性函数，从 0℃ 到 1000℃ 每隔 100℃ 取一个值，具体参数值见参考文献【68】。空气通道入口设置为质量入口，质量流量为 0.0004017kg/s，入口气温为 298K，出口设为压力出口，回流温度 1273K；烟气通道入口设为质量入口，质量流量设为 0.0004296kg/s，入口气温设为 1133K，烟气通道出口设为压力出口，回流温度设为 500K；由于实验中外套管外包有保温层，燃气的质量流量远小于空气质量流量，所以烟气通道外侧和空气通道内侧均设为绝热边界条件，肋片管顶端和底部面积很小，设为绝热边界条件。其余的面设置为流固耦合边界条件。(4) 设置求解器参数。采用 Simple 模型。(5) 收敛条件。规定计算中能量的残差小于 10^{-6} ，其他残差小于 10^{-3} 。

4) 数值计算结果分析

图 3.1.5 为分别给出了回热器在高度为 0mm、80mm、160mm、200mm、247mm 处所取得截面的温度分布图（左）及轴面温度分布图（右），外侧高温烟气从上往下流经肋片管对内部从下往上流动空气进行预热，同一高度上的截面上从外往内温度逐

步降低，轴面上温度分布从上往下逐步降低。图 3.1.6 为分别给出了回热器在高度为 0mm、80mm、160mm、200mm、247mm 处所取得截面的压力分布图（左）及轴面压力分布图（右），空气侧气流通道截面面积较小，流速较大，压力损失大于烟气侧，回热器顶端截面面积较小，烟气侧和空气侧的压降都较大，另外回热器顶端与低端连接处由于结构突变，气流受到强烈扰动，在此拐角处内外两侧都有较大的压力损失。

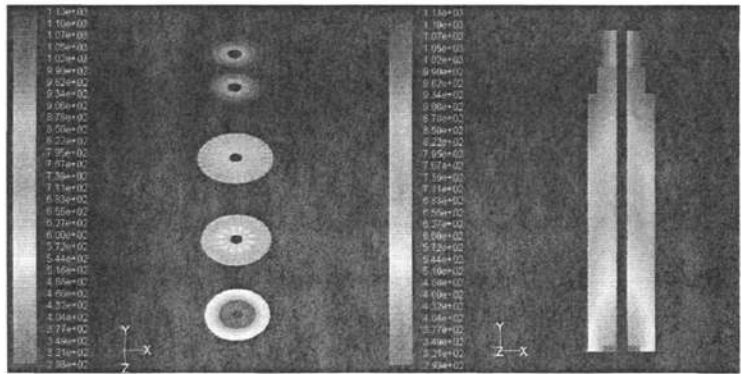
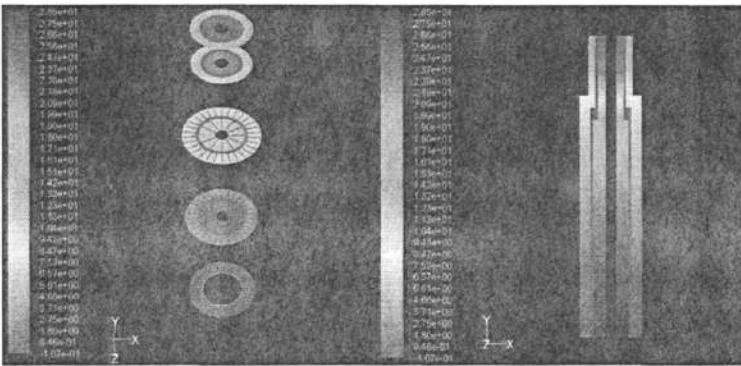


图 3.1.5 截面温度分布图



3.1.6 截面压力分布图

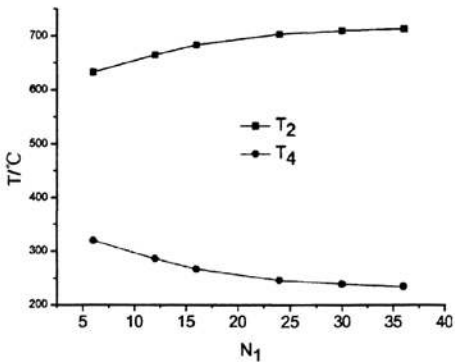


图3.1.7 空气出口温度 T_2 和烟气出口温度 T_4 随外肋数目的变化

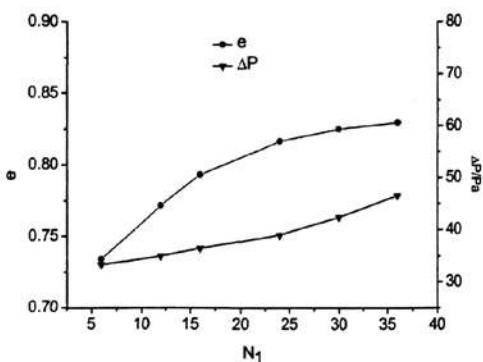


图3.1.8 回热器回热有效度 e 和压力损失 ΔP 随外肋数目的变化

文献【68】中提到回热有效度 e ($e = \frac{T_4 - 25}{T_2 - 25}$) 可以有效的反应回热器的回热性能。图 3.1.7 和图 3.1.8 分别给出了外部肋数目 N_1 的变化对回热器空气出口温度 T_2 、烟气出口温度 T_4 和回热有效度 e 、压力损失 ΔP 的影响规律。从图中可以看出, 肋片数目增大, 换热面积增大, 总热阻减小, 换热量增大, 空气从烟气中获得了更多的热量, 从而 T_4 逐渐降低, T_2 逐渐上升。回热器回热有效度 e 也随之逐渐增大; 当 N_1 从 6 片增大到 30 片时, e 从 0.73 增大到 0.82; 但 e 增大的趋势逐渐减缓, 当 N_1 增大到 30 片, 继续增大外肋片数目换热性能变化很小。另外从图 3.1.8 中可以发现, 压力特性曲线都呈上升趋势且趋势越来越明显。随肋片数目增多, 一方面引起气流通道中扇形通道增多, 扇形通道当量直径减小, 沿程阻力损失与通道的当量直径成反比, 引起压差增大; 另一方面导致气流通道有效截面积减小, 气流流速增大, 沿程阻力损失与流速的二次方成正比, 所以压差增大的趋势会逐渐增大。

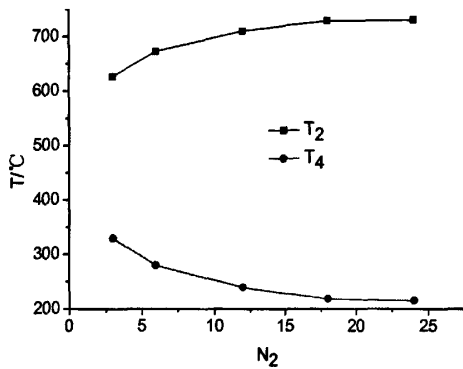


图3.1.9 空气出口温度 T_2 和烟气出口温度 T_4 随内部肋数目的变化

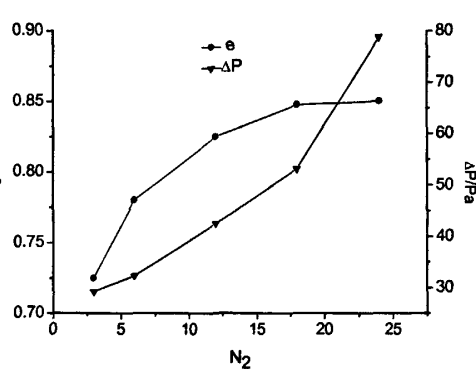


图3.1.10 回热器回热有效度 e 和压力损失 ΔP 随内部肋数目的变化

图 3.1.9 和图 3.1.10 分别给出随内部肋数目 N_2 的增加, 回热器空气出口温度 T_2 、烟气出口温度 T_4 和回热有效度 e 、压力损失 ΔP 的变化曲线。从图中可以发现, 随肋片数目的增加, 空气出口温度 T_2 逐渐上升, 烟气出口温度 T_4 逐渐下降, 回热有效度 e 逐渐上升但趋势变小, N_2 从 3 片增大到 18 片时, e 从 0.72 增大到 0.85, 但 N_2 从 12 片增大到 24 片时, 回热有效度几乎不变; 压力损失逐渐增加且趋势越来越明显。几组参数的这种变化趋势与上文外肋数目增多时所引起的相同, 其原因也相同。因此, 通过增加内外肋片数目来增加换热面积, 在一定范围内可以有效的增强回热器传热性能, 但到一定程度后效果将不明显, 并且压力损失随之增大的趋势也越来越明显, 若要进一步提高回热器换热性能, 应该更着眼于提高烟气侧和空气侧的对流换热系数。

图3.1.11和3.1.12中是肋片厚度 d 分别为1mm、1.5mm、2mm时，回热器的空气出口温度 T_2 、烟气出口温度 T_4 、回热有效度 e 和压力损失 ΔP 。从图中可以看出，空气出口温度、烟气出口温度及回热器有效度在三组肋厚度下几乎相等。另外肋厚的增加会使气流通道有效截面积减小，气流流速增大，引起图中压力曲线升高且趋势增强。因此，较小的肋片厚度不会影响回热器换热效果，并且压力损失也较小。

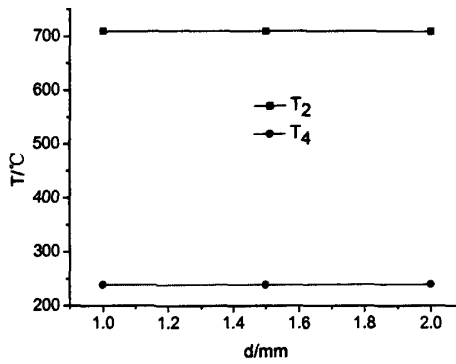


图3.1.11 空气出口温度 T_2 和烟气出口温度 T_4 随肋厚度 d 的变化

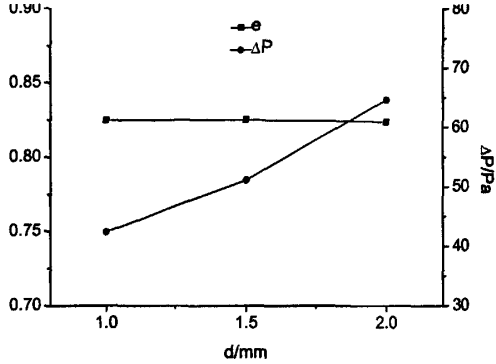


图3.1.12 回热器回热有效度 e 和压力损失 ΔP 随肋厚度 d 的变化

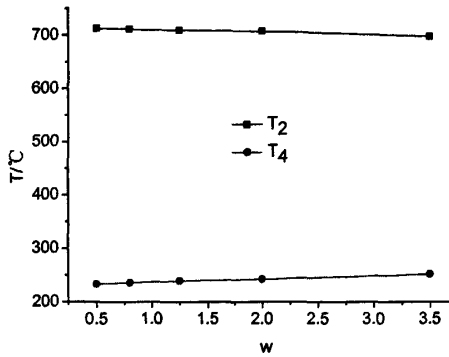


图3.1.13 空气出口温度 T_2 和烟气出口温度 T_4 随内外肋片厚度比 w 的变化

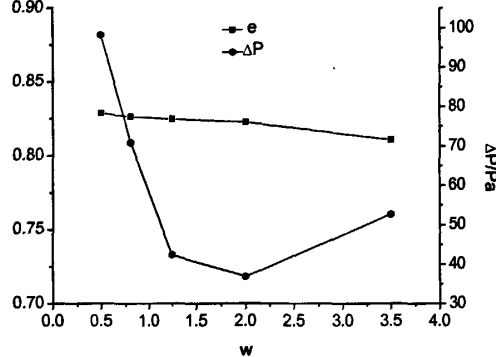


图3.1.14 回热器回热有效度 e 和压力损失 ΔP 随内外肋片厚度比 w 的变化

图3.1.13和图3.1.14给出了当内外肋片高度比 w 从0.5增大到3.5时，回热器空气出口温度 T_2 、烟气出口温度 T_4 、回热有效度 e 和压力损失 ΔP 的变化曲线。随 w 的增大，烟气出口温度有所升高但不明显，空气出口温度和回热有效度虽有所下降但同样趋势也很小。而当 w 从0.5上升到1.25时，压力损失急剧下降，从2增大到3时，压力损失也开始较快的增长。过小和过大的 w 分别意味着过窄的空气通道和烟气通道，导致气流速度在空气通道或烟气通道中过快，引起较大的压力损失。当 w 在1.25到2之间压力损失最低，且换热效果也较好。

3.1.2 回热器结构尺寸的确定

根据上文数值计算的分析结果,肋片管外肋数目 N_1 增大到 24、内肋数目 N_2 增大到 12 时,继续增大肋片数目,回热器回热有效度增大不多,并且压力损失增大变快;较薄的肋片不会影响回热器换热效果,并且压力损失也较小;内外肋片高度比 w 在 1.25 到 2 之间压力损失最低,且换热效果也较好。从经济性和机械加工可行性方面考虑,过多、过薄的肋片会增加费用及较难加工。从应用方面讲,在长期使用情况下,若外部烟气通道肋片数目过多、高度过小,将会容易被烟气中不完全燃烧产物阻塞,且不易清洗。综合考虑,确定外部肋片数目为 24 片,高为 8mm,内部肋片数目为 12 片,高 10mm,肋片厚度 1mm,其他参数与上文基准肋片管相同。另外,为了减小燃烧室通过回热器轴向导热散热的热量,在翅片管外部肋片上,沿轴向方向分别在两处开 2mm 宽的槽来将其断开。图 3.1.15 为两套回热系统肋片管实物图。原来的回热系统 1 的肋片管总长 180mm,管壁内径为 22mm,壁厚 2.5mm,内外肋片长 124mm,内肋高 5.5mm,共 8 片,外肋高 5mm,共 16 片,肋片厚 1mm。

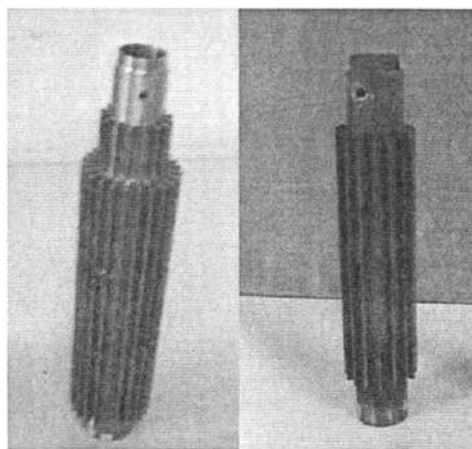


图 3.1.15 新回热系统(左)与原回热系统(右)回热器的肋片管实物图

3.2 回热系统实验研究

3.2.1 实验测试方法

实验系统如图 3.2.1 所示,主要包括供气系统(图中未绘出)、热光伏系统和测试系统三部分。实验对回热器空气进出口温度、烟气进出口温度及光伏电池开路电压和短路电流进行测量。通过在回热器空气出口处、烟气进出口处各布置一根 K 型热电偶来测量空气出口温度和烟气进出口温度,空气进口温度为实验室气温,用水银标准温度计测量。热电偶接入惠普数据采集仪,通过电脑监测和记录数据。电池的输短路电流和开路电压通过 FLUKE 万用表来测量。

实验进行时, 通过玻璃转子流量计调节燃气及空气到某一特定值 (空气量为 $0.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $1.8 \text{ m}^3/\text{h}$, 燃气量分别为 22 L/h 、 29 L/h 、 36 L/h), 当测点的温度变化小于 $1^\circ\text{C}/\text{min}$, 并且持续 5 min 温度无明显变化时, 工况达到稳定, 对各实验参数进行测定。

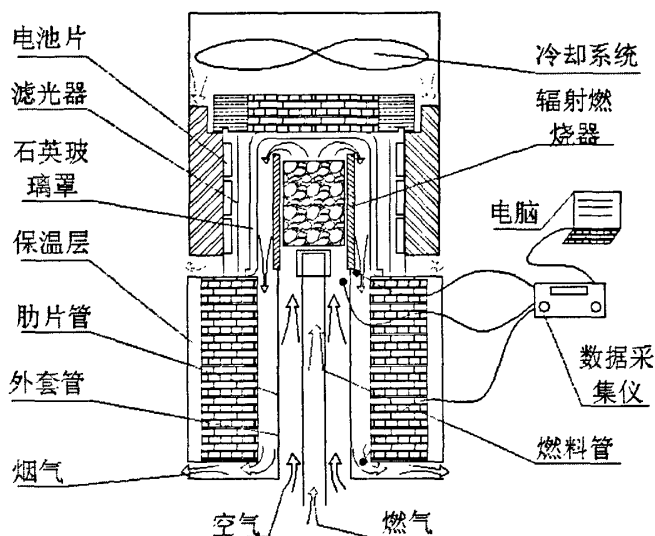


图3.2.1 实验测试系统示意图

3.2.2 实验结果分析

1) 回热系统2实验结果与数值仿真结果的对比

结合实验数据, 在空气入口温度 25°C , 流速为 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$, 分别对烟气入口温度为 790°C 、 856°C 、 925°C (对应燃气流量为 22 L/h 、 29 L/h 、 36 L/h) 三种工况下对回热系统2进行数值仿真, 数值计算方法同上文。

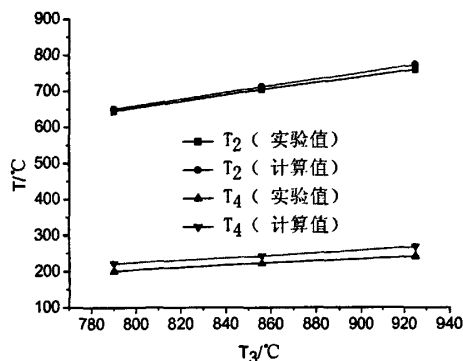


图3.2.2 空气出口和烟气出口温度的实验与仿真对比曲线

图 3.2.2 给出了不同烟气进口温度下实验和数值计算所得的空气出口温度和烟气出口温度的对比曲线。随烟气入口温度的上升, 空气侧和烟气侧的温差加大, 换热量

增大, 空气出口温度有所上升, 烟气出口温度也有所上升但趋势相对较缓。实验所得的空气出口温度 T_2 比数值计算所得的分别小 5.8°C 、 7.3°C 、 13.6°C , 误差

($\frac{T_{2,\text{cal}} - T_{2,\text{exp}}}{T_{2,\text{cal}}}$, $T_{2,\text{cal}}$ 与 $T_{2,\text{exp}}$ 分别为空气出口温度计算值和实验值) 分别为 0.9%、1.0%、

1.8%; 实验所得的烟气出口温度 T_4 比数值计算所得的分别小 20.6、19.4、17.2, 误差

($\frac{T_{4,\text{cal}} - T_{4,\text{exp}}}{T_{4,\text{cal}}}$, $T_{4,\text{cal}}$ 与 $T_{4,\text{exp}}$ 分别为空气出口温度计算值和实验值) 分别为 9.3%、8.0%、

10.1%。烟气出口温度误差较大的原因是主要数值计算假设烟气通道外壁为绝热边界条件, 实际中虽然外套管包有保温棉, 但仍会有一部分热量传递到环境, 因此数值计算结果会比实验结果高一些, 此外产生误差的原因还有模拟假设误差、计算误差及测量误差等。

总体而言, 实验结果和数值计算结果误差不超过 11%, 两者基本符合, 验证了计算方法的正确性。

2) 回热系统 2 烟气入口温度、空气出口温度和烟气出口温度随空气流量的变化

图 3.2.3、3.2.4、3.2.5 分别是不同燃料下, 烟气进口温度 T_3 、烟气出口温度 T_4 、空气进口温度 T_2 随空气量的变化曲线。从图 3.2.3 中可以发现在同一燃气流量下, 随着空气流量的增加, 烟气入口温度 T_3 开始都呈上升趋势。在同一燃料量下, 空气流量增大, 一方面会使燃烧火焰峰面向燃烧室的下游移动 (向燃烧室顶端出口处移动), 即燃烧发生在靠近燃烧室顶端出口处, 使燃烧产生的烟气仅对火焰锋面上部的较少部分的燃烧室进行加热, 较早离开燃烧室; 另一方面空气量的增大使得燃烧室中的烟气

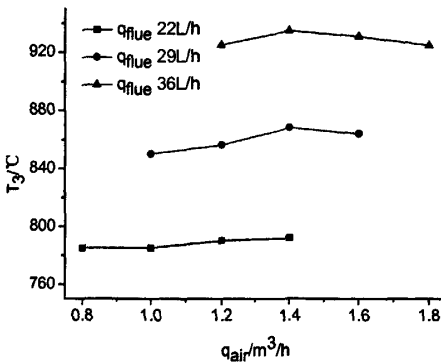


图 3.2.3 烟气进口温度 T_3 随空气量的变化曲线

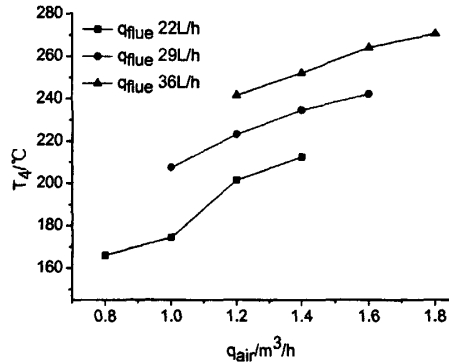


图 3.2.4 烟气出口温度 T_4 随空气量的变化曲线

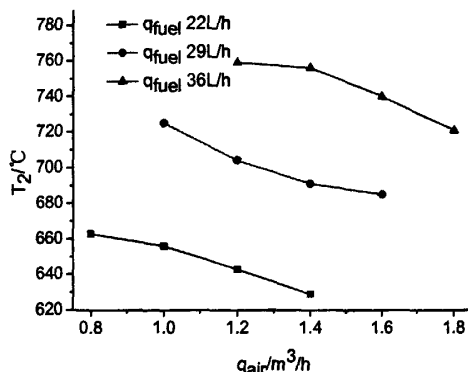


图 3.2.5 空气进口温度 T_2 随空气量的变化曲线

流速加快, 高温烟气更快的离开辐射燃烧系统, 从而单位质量的高温烟气传递给辐射燃烧器的热量将会减小, 到达回热器入口时自身温度降低的较少。因此, 在一开始增大空气量时, 烟气进口温度会出现上升趋势。但同时加大空气量, 燃料燃烧释放的热量分配给过剩的冷空气, 也会降低烟气自身的温度, 正如图中所示, 燃料量为 29L/h 和 36L/h 时, 当空气量增大到 $1.4m^3/h$ 后, 继续增大空气量, 烟气进口温度反而下降。

从图 3.2.4 中可以发现, 烟气出口温度 T_4 会随空气量的增加逐渐升高, 这一方面是由于烟气进口温度有所增加, 更主要的原因是空气量的增加使烟气流经肋片管时的速度增加, 单位质量的烟气传递给空气的热量减小, 所以就是在图 3.2.3 中烟气进口温度曲线下降之处, 对应图 3.2.4 中的烟气出口温度的曲线依然呈上升趋势。

如图 3.2.5 所示, 随空气量的增加, 空气进口温度 T_2 不断降低。空气量增加, 烟气通过回热器传给空气的热量分配给更多的空气, 单位体积的冷空气分配的热量随之减少, 导致空气进口温度不断降低。但空气出口温度的降低趋势也不会很大, 因为烟气和空气侧的温差不断拉大, 随空气量的增加烟气会传递更多的热量给空气, 同时随着空气量的增加, 空气烟气侧的雷诺数增大, 入口段越来越长, 对流换热系数会增大, 空气烟气两侧的热阻会减小, 换热量也会增大, 这点会在下文的热阻分析中着重讨论。

另外从三幅图中可以看出, 回热器的烟气入口、空气出口和烟气出口温度都随燃气流量的增大而增大, 这是由于随着燃气量的增加, 燃气燃烧后释放的热量将增加, 即热流密度增加, 所以燃烧后烟气吸收的热量也将增加, 烟气温度上升。烟气温度上升, 而气体导热系数会随温度的升高而上升, 对流换热系数随之增大, 所以烟气侧的对流换热系数随之增大, 从燃气到空气的传热系数增大, 回热器换热量增大, 空气出口温度也将随燃气量的增大而上升。另一方面, 烟气侧和空气侧的温差加大, 这样也导致烟气传给空气的热量增多, 也会引起空气温度的上升。

3) 回热器传热量 ΔQ 、平均温差 ΔT_m 及热阻 R 的对比分析

表 3.2.1 不同工况下回热器的传热量、平均温差及热阻

$Q_{fuel}/L/h$	$q_{air}/m^3/h$	烟气传热量 $\Delta Q_{fg}/W$	空气传热量 $\Delta Q_{air}/W$	误差 $\delta/\%$	平均传热量 $\Delta Q/W$	平均温差 $\Delta T_m/^\circ C$	热阻 $R/^\circ C/W$
22	0.8	206.2	177.2	12.0	189.4	131.5	0.741902
	1	246.0	219.1	10.9	232.6	139.25	0.635474
	1.2	282.7	257.5	8.9	270.1	161.75	0.628067
	1.4	323.2	293.6	9.1	308.4	175.25	0.596794
29	1	266.8	244.7	8.2	255.7	153.75	0.628314
	1.2	312.6	284.8	8.8	298.7	175	0.614394
	1.4	362.7	325.9	10.1	344.3	193.25	0.592894
	1.6	405.0	369.1	8.8	387.1	198	0.536366
36	1.2	342.6	308.4	9.9	325.5	191.25	0.619964
	1.4	396.3	358.4	9.5	377.3	203	0.566361
	1.6	439.7	400.6	8.8	420.2	215	0.536605
	1.8	483.2	438.7	9.1	460.9	224.75	0.512225

表 3.2.1 给出了不同空气燃气量下，回热器的烟气侧传热量 ΔQ_{fg} 、空气侧传热量 ΔQ_{air} 、烟气和空气两侧传热量的误差 δ 、平均传热量 ΔQ 、平均温差 ΔT_m 及总热阻 R 。其中 $\Delta Q_{fg} = C_p^{fg} \rho_{fg} (q_{air} / 3.6 \times 10^{-3} + q_{fuel} / 3.6 \times 10^{-6})(T_3 - T_4)$ ，

$$\Delta Q_{air} = C_p^{air} \rho_{air} (q_{air} / 3.6 \times 10^{-3})(T_2 - 25)，\quad \delta = \frac{Q_{fg} - Q_{air}}{Q_{fg}} \times 100\%，\quad \Delta Q = \frac{\Delta Q_{air} + \Delta Q_{fg}}{2}，$$

$$\Delta T_m = \frac{T_3 + T_4}{2} - \frac{T_2 + 25}{2}，\quad R = \frac{\Delta T_m}{\Delta Q}，\quad C_p^{fg} \text{ 和 } C_p^{air} \text{ 分别是烟气和空气的比热容，分别通过}$$

烟气和空气进出口平均温度确定，单位为 $J/(kg.K)$ ， ρ_{fg} 和 ρ_{air} 分别是烟气和空气的密度，分别通过烟气和空气进出口平均温度确定，单位为 kg/m^3 。

从表中可以看出，烟气侧传热量 ΔQ_{fg} 总高于空气侧传热量 ΔQ_{air} ，误差为 8%~12%，分析原因，一方面是由于烟气外侧外套管用保温棉进行隔热，但仍会有部分热量流失，导致通过烟气进出口温度计算出的 ΔQ_{fg} 过大；另一方面空气也会将部分热量通过燃料管传递给温度较低的燃气，导致通过空气进出口温度计算出的 ΔQ_{air} 偏小。

图 3.2.6 和图 3.2.7 分别给出了不同燃料量下，烟气空气两侧的平均温差和回热器平均换热量随空气流量的变化。从两幅图中可以看出，任一燃料量下，随空气流量的增加，平均温差和平均换热量都逐步增大。这和上文的温度变化相辅相成，空气量增

加, 烟气侧温度不断上升, 空气侧温度不断下降, 两侧温差不断增大, 并且空气侧和烟气侧的热阻也会减小, 即传热系数会不断提高, 传热量随之上升。另外, 相同空气量下, 随燃气流量的增大, 燃烧释放更多的热量给烟气, 烟气进出口温度上升, 虽然空气出口温度也会上升, 但空气侧平均温度的上升幅度小于烟气侧的平均温度上升的幅度, 烟气空气两侧平均温差仍会增大, 换热量也会增大。

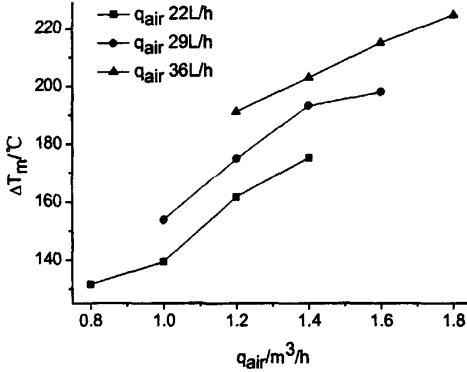


图 3.2.6 回热器平均温差随空气

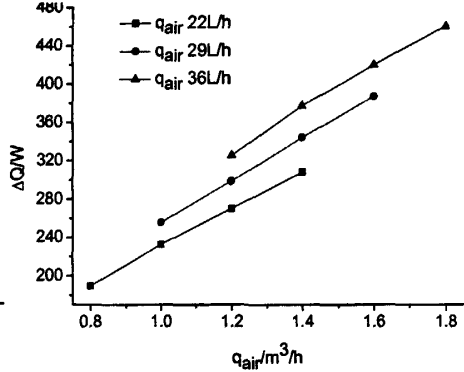


图 3.2.7 回热器平均传热量随空气

流量的变化

流量的变化

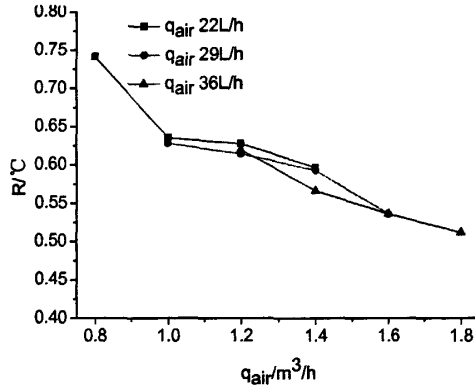


图 3.2.8 不同燃料量下, 回热器热阻随空气量的变化

图 3.2.8 给出了燃料量分别为 22L/h、29L/h、36L/h 时, 回热器热阻随空气流量的变化。从图中可以看出任一燃料量下, 回热器热阻随空气的增大逐渐减小, 分析原因, 根据管内层流入口段长度公式 $\frac{l}{d} \approx 0.05 \text{RePr}^{[67]}$, 当空气量从 $0.6 \text{m}^3/\text{h}$ 提高到 $2.2 \text{m}^3/\text{h}$ 时, 空气侧雷诺数 Re 从 70 增加到 200, 入口段长度从 15mm 增加到 42mm, 同理烟气侧入口段长度也从 9mm 增加到 22mm, 而回热器轴向长度为 247mm, 因此空气侧和烟气侧入口段仍然占总流道的很大一部分, 入口效应很大程度上影响了两侧的平均对流换热系数。随着空气流量的增加入口段的长度越来越长, 占总流道长度的比例越来越

大，对流换热系数随之增大，因此回热器热阻越来越小。

4) 不同燃气空气流量下，回热器的回热有效度

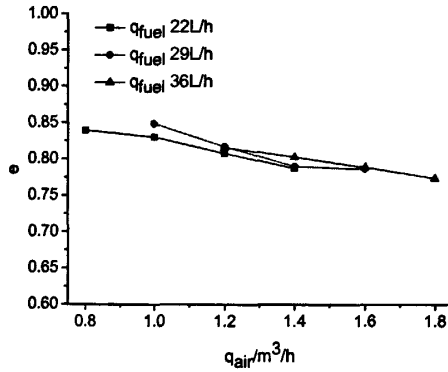


图 3.2.9 不同工况下回热器的回热有效度

图 3.2.9 是在不同燃气空气流量下回热器的回热有效度 e 。从图中可以看出，不同燃料量对应的三条曲线几乎重合，且随空气量的增加没有明显的变化，回热器回热有效度维持在 0.78~0.84 间，说明实验环境下回热器工作比较稳定，并且效率较高。

5) 回热系统 1 和回热系统 2 的烟气进口温度 T_3 、空气出口温度 T_2 及烟气出口温度 T_4 的比较

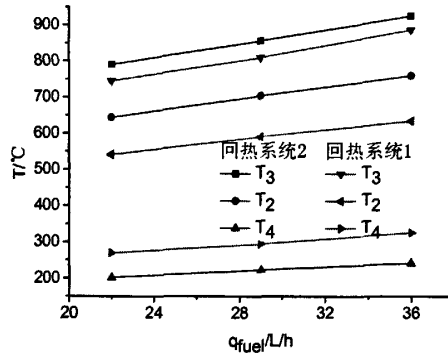


图 3.2.10 烟气进口温度 T_3 、空气出口温度 T_2 及烟气出口温度 T_4 的对比曲线

图 3.2.10 给出了空气量为 $1.2 m^3/h$ ，空气进口温度为 $25^{\circ}C$ ，燃料量分别为 22L/h、29L/h、36L/h 时，回热系统 1 和回热系统 2 的烟气进口温度 T_3 、空气出口温度 T_2 及烟气出口温度 T_4 的对比。可以发现，不同燃料量下，回热系统 2 比回热系统 1 的烟气进口温度 T_3 高出 $40^{\circ}C \sim 60^{\circ}C$ ，而烟气出口温度 T_4 却低了 $70^{\circ}C \sim 85^{\circ}C$ ，进一步减少了尾气带走的热量，提高了系统的能量利用率；并且前者比后者的空气进口温度 T_2 也高了 $100^{\circ}C \sim 120^{\circ}C$ ，更加有效的预热了进入燃烧室前的空气，提高了燃烧效率。如此看来改进后的回热系统 2 通过增高内外肋片高度、增多肋片数目、加长回热器及肋长、优化内外肋片高度比，有效的提高了回热器的回热性能。

6) 回热系统 1 和回热系统 2 的平均换热量 ΔQ 、热阻 R 及回热效率 e 的比较

表 3.2.2 两套回热系统的平均换热量 ΔQ 、热阻 R 及回热效率 e

$Q_{fuel}/L/h$	$\Delta Q/W$		$R/^{\circ}C/W$		e	
	回热系统 1	回热系统 2	回热系统 1	回热系统 2	回热系统 1	回热系统 2
22	270.1	221.5	0.63	1.04	0.807	0.716
29	298.7	245.8	0.61	1.03	0.817	0.721
36	325.5	268.6	0.62	1.08	0.816	0.706

表 3.2.2 列出了空气量为 $1.2\text{ m}^3/\text{h}$ ，空气进口温度为 25°C ，燃料量分别为 22L/h 、 29L/h 、 36L/h 时，回热系统 1 和回热系统 2 的平均换热量 ΔQ 、热阻 R 及回热效率 e 。可以发现，改进后新回热系统 2 的换热量和回热有效度都明显得到提高，热阻明显得到降低。燃料量为 22L/h 、 29L/h 、 36L/h 时，换热量分别提高了 48.6W 、 52.9W 、 56.9W ，任一燃料量下，热阻降低了 $39\%\sim 43\%$ ，回热有效度提高了 $0.092\sim 0.109$ 。

7) 两套回热系统时光伏电池输出电能的比较

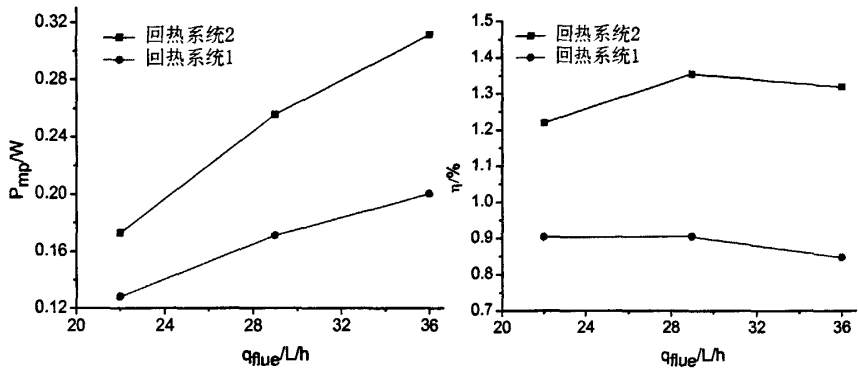


图3.2.11 系统输出电功率的对比曲线 图3.2.12 系统发电效率的对比曲线

电池最大输出功率 P_{mp} 为开路电压 V_{oc} 、短路电流 I_{sc} 和填充因子 FF 的乘积，开路电压 V_{oc} 和短路电流 I_{sc} 均可在实验中测得， FF 的计算公式见参考文献[1]。假设系统布满 48 片电池，系统发电效率 η 为单片电池最大输出功率 P_{mp} 的 48 倍与燃料热值之比。图 3.2.11 给出了在不同燃料量下，热光伏发电系统在分别装配回热系统 1 和回热系统 2 时，光伏电池输出最大功率 P_{mp} 的对比曲线，随燃料量的增加，两条曲线均呈上升趋势，燃料量增加，热流密度增大，辐射器表面温度上升，电池接收到辐射能量增大，电池的最大输出功率随之增大。但同时可以发现，由于回热系统 2 的回热性能较好，空气进入燃烧室时温度较高，燃烧火焰传播速度和火焰温度较高，提高了辐射器表面温度。因此回热系统 2 所对应的曲线总高于回热器 1 的，燃料量分别为 22L/h 、 29L/h 、 36L/h 时，前者所对应的最大输出功率 P_{mp} 高出后者 34.8% 、 34.9% 、 55.6% 。

图 3.2.12 是假设热光伏装置布满 48 片电池，在不同燃料量下，分别装配回热系统

1 和回热系统 2 时系统发电效率 η 的对比曲线。性能较好的回热系统 2 有效减少了尾气排出的热量,提高了热能利用率,进而提高了系统效率,以燃料量为 29L/h 为例,装配回热回热系统 2 时系统发电效率大约为 1.3%,而装配回热系统 1 时约为 0.9%。

3.3 本章小节

为使热光伏发电系统效率得到进一步提高,本章在原回热系统 1 的基础上提出了改进方法,并结合 Fluent 的数值模拟设计新的回热系统 2,然后通过实验研究比较两套回热系统的性能,结论如下:

1) 利用 Fluent 仿真分析了回热器肋片管内外肋片数目、肋片厚度及内外肋片高度比对回热器回热性能和阻力特性的影响,结合机械加工可行性、经济性及实用性确定了一组性能最优的回热器肋片管结构。

2) 总结了回热系统 2 的烟气入口温度、烟气出口温度、空气出口温度、回热有效度、换热量、热阻等参数随燃烧工况的变化规律。

3) 相比回热系统 1,回热系统 2 的空气入口温度、回热有效度及换热量都较高,烟气出口温度和热阻较小,使热光伏系统效率提高了 30%~50%。

4) 利用上述模拟方法对回热系统 2 进行仿真,仿真结果与实验结果对比,符合的较好,验证了本章模拟方法的正确性。

4 冷却系统特性研究

热光伏发电系统中光伏电池运行温度是电池光电转换效率的影响因素之一。Murray 等^[25]生产并测试了 InPAs/InGaAs/InPAs/InP 电池 (0.65ev)，结果表明，在辐射源温度为 1227℃ 时，电池温度为 25℃ 情况下电池转换效率为 25%，而当电池温度为 130℃ 时，电池的转换效率则降低为 17%，因此可见电池运行温度对于电池光电转换效率影响非常大。热光伏电池是热光伏发电系统的核心部件，电池稳定高效的工作是系统高效输出的前提，光伏电池属于电子器件，因此其自身所能承受的温度通常不能超过 70~100℃，且在该温度范围内，电子器件的可靠性随温度的升高急剧下降，55% 以上的电子器件故障与冷却系统设计不良有直接关系，若不采用合理的热控制技术，必将严重影响热光伏电池的可靠性，影响整个系统的正常运行^[68,69]。

本文针对热光伏发电装置进行了多项优化改进，辐射器温度得到了很大的提高，但同时也带了电池冷却方面的问题，原有的直流道式水冷系统和直肋风冷系统已经很难有效的维持电池在较低的温度下工作，需要针对冷却系统进行优化。

为了保证热光伏系统及其光伏电池的工作稳定性和可靠性，本章对直流道式水冷系统和直肋风冷系统进行理论分析，找出其不足之处。在此基础上结合商业热分析软件 FLUENT 的数值模拟，重新设计新的水冷系统和风冷系统；通过实验研究比较几组冷却系统的性能，评价改进后冷却系统对热光伏系统电能输出的贡献。另外，借助 FLUENT 分析水冷散热器的导流片及肋片结构对其散热和阻力特性的影响，为以后设计性能更优的水冷散热器提供参考。

4.1 水冷系统特性研究

4.1.1 水冷系统优化设计

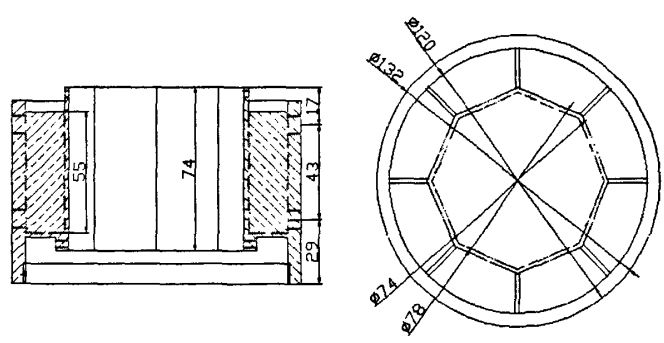


图 4.1.1 直流道式水冷装置剖面图和俯视图

最初本实验设计的直通道式水冷系统如图 4.1.1 所示，设计为沿周向分布的八个竖直水流通道的。直通道式水冷系统的有效水流通路过短，而通道当量直径较大，且每个通道的入水口和出水口都在散热器侧壁，导致冷却水会在水流通道顶端和底端靠近散热器内壁的较大一部分区域产生涡流，形成死区，此处冷却水与通道壁面换热效果较差，冷却水与水流壁面换热量减小，降低了散热效果；另外直通道水冷系统中，光伏电池用导热绝缘胶贴在 1mm 厚的紫铜板上，紫铜板的另一个面和散热器内壁配合，然而紫铜较软，1mm 厚的紫铜板易变形，其与散热器内壁配合时，两者中间易形成较多空隙，增大了接触热阻。

鉴于原直通道式水冷系统的不足，本节对水冷系统进行了优化设计。优化水冷散热器主要方案：改变水流通道的结构及加厚紫铜板。

4.1.1.1 盘旋流道式水冷系统几何模型的建立

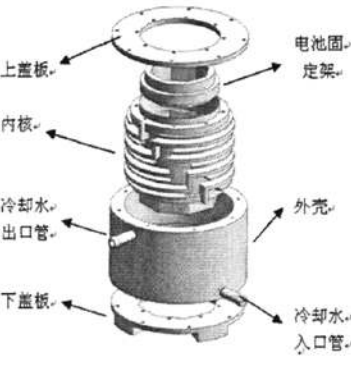


图 4.1.2 盘旋流道式水冷系统几何模型示意图

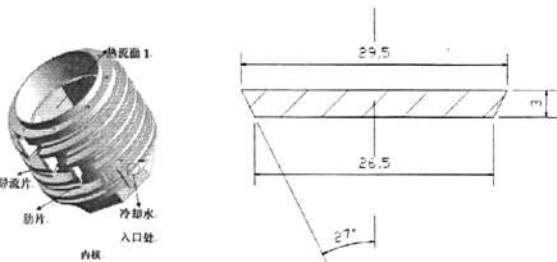


图 4.1.3 改进后紫铜片截面图

图 4.1.1 是原直通道式水冷装置的正剖图和俯剖图；图 4.1.2 是改进的盘旋流道式水冷系统的几何模型示意图，同时对安装电池的铜片进行改进，如图 4.1.3 所示。表 4.1.1 是两套水冷系统基本结构的比较。结合图和表可以看出两套水冷系统的结构和主要区别。

表 4.1.1 新水冷系统和原水冷系统的结构比较

	盘旋流道式水冷系统几何模型	直流道式水冷系统
水流通道的结构	由内核、外壳、上盖板和下盖板组成。内核外壁上有阶梯螺旋结构的导流片，通过内核上导流片的顶部与外壳内壁、内核顶部和外壳顶部与上盖板、内核底部和外壳底部与上盖板之间的紧密配合形成螺旋向上的水流通道的。导流片根部外径为 90mm，导流片高 12mm，厚 4mm，共 5 片，间距	由八个沿周向对称分布的扇形通道及外部软管组成。每个扇形通道底部和顶部有一个入口和出口，用外部软管链接相邻的两个扇形通道顶部出口和底部入口，最终使八个扇形通道连接成通路，即水流通道的。主要结构尺

	12mm; 肋片高 10mm, 厚 2mm, 共 4 片, 间距 12mm。	寸见图 5.3。
内表面结构	主要由上部的圆柱面和下部的 8 个长方形面组成。上部的圆柱面直径为 82mm, 高 22mm, 主要用于装配电池固定架; 下部为 8 个相等长方形平面, 高 76mm, 8 个平面所围成的柱体的轴向截面为一等边 8 边形, 其内切圆直径为 74mm, 用于装配光伏电池。	主要由 8 个相等长方形平面, 高 76mm, 8 个平面所围成的柱体的轴向截面为一等边 8 边形, 其内切圆直径为 74mm, 用于装配光伏电池。
紫铜片结构	铜片沿长度方向的截面为一梯形, 如图 5.2, 上表面宽 29.5mm, 和散热器内壁配合, 下表面宽 26.5mm, 用于贴光伏电池, 铜片厚 3mm, 长 76mm	沿长度方向的截面为 1×27mm 的长方形, 长 76mm
与机壳连接方式	通过底端 4 个立柱插入中基座中来定位和固定	通过螺纹和机壳连接
所装配滤波系统结构	长 93.5mm, 宽 24mm, 厚 1.5mm	长 50mm, 宽 24mm, 厚 2mm
其他结构	散热器内腔体壁面不用于布置电池的区域贴有反射率较高的铝箔	散热器内腔体壁面不用于布置电池的区域直接暴露于辐射器的辐射之下。

4.1.1.2 盘旋流道式水冷系统的 FLUENT 仿真校核

在本文研究的热光伏系统中, 辐射器表面温度一般不超过 1200℃, 夏季自来水温度一般不超过 35℃, 即最恶劣的冷却环境: 辐射器温度为 1200℃, 冷却水入口温度为 35℃。本节借助 FLUENT 软件对盘旋流道式水冷系统模型进行仿真校核, 判断其是否可以在上述最恶劣的冷却环境下, 只需较少的水流量, 且不必消耗过多的泵功, 便可使热流面温度维持在较低的水平。

1) 计算区域的建立

为了简化模型, 模拟时忽略辐射器、滤波器及光电池, 计算区域仅包括散热器自身的固体部分和水流通道, 通过在散热器内表面设置均匀热流密度边界条件来等效辐射器照射到散热器上的辐射热流。在 SolidWorks 和 Gambit 中生成如图 4.1.2 中将内核、上盖板、下盖板及进出口水管装配起来的固体区及其内部构成的流体区(水流通道的, 如图 4.1.4)。两个区域中均采用 Tet/Hybrid/Tgrid 网格划分方法, 流体区网格间距设为 1.5mm, 固体区设为 2mm。

2) Fluent 参数设置

(1)设置计算模型: 当流量小于等于 25mL/s 时, 选择计算模型为 Laminar 模型, 大于 25mL/s 时, 选择 $k-\varepsilon$ 湍流模型; (2)操作压力: 设置操作压力为 101325Pa, 同时设置 y 方向的重力加速度为 -9.81m/s^2 , 操作温度为 308.1K; (3)边界条件: 固体区设置为金属铜, 流体区设置为液态水。流区体冷却水入口面设置为速度入口, 入口水温分别设置为 308.1K, 速度通过水流量计算, 如果湍流模型选择为 $k-\varepsilon$ 模型, 用湍流强度和水力直径定义湍流, 水利直径 D_H 是入口面的当量直径, 湍流强度 $I = 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-1/8}$, Re_{D_H} 根据水利直径 D_H 计算^[70]。流体区冷却水出口面设置为压力出口, 回流温度设为 340K, 如果采用的是 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 回流湍流强度和水力直径定义方法如同上文。固体区内壁的 8 个相等的平面设置为恒定热流密度, 热流密度大小通过辐射器温度来计算, 辐射器温度为 1473K 时, 热流密度大小为 70095W/m^2 。固体区中除过 8 个热流面, 其它未与流体区接触的面均设为绝热边界条件。其余的面设置为流固耦合边界条件; (4)设置求解器参数: 采用 Simple 模型; (5)收敛条件: 规定计算中能量的残差小于 10^{-6} , 其他残差小于 10^{-3} 。

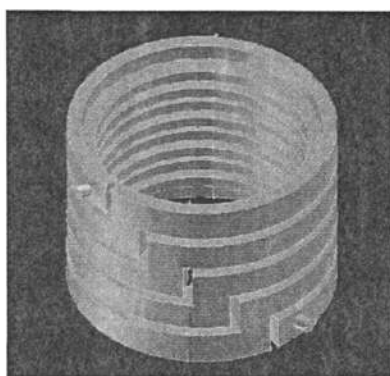


图 4.1.4 流体计算区域示意图

3) 数值计算结果分析

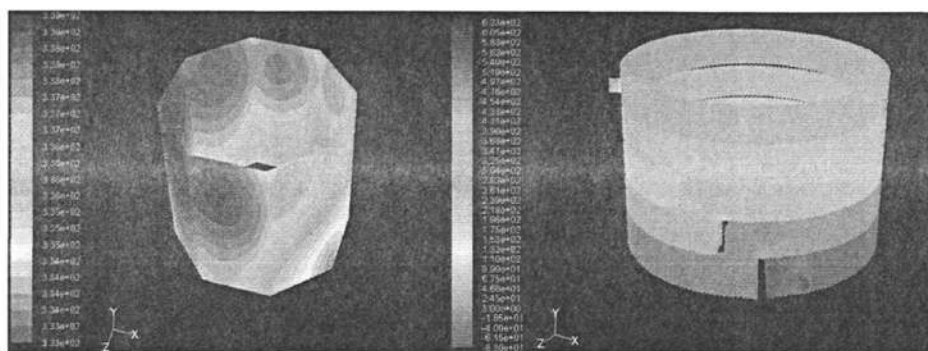


图 4.1.5 热流面温度分布图

图 4.1.6 冷却水净压分布图

图 4.1.5、图 4.1.6 分别是辐射器温度 1473K、入口水温为 308.1K (35℃)、

水流量 $Q_v=25\text{mL/s}$ 时的热流面温度分布图和冷却水压力分布图。热流面温度分布最大温差不超过 4K ，靠近冷却水入口处部分的温度稍微低于远离冷却水入口处的部分。冷却水绕着热流面盘旋往上流动的同时温度逐渐上升，热流面温度也沿着高度方向上升，到达总高度大约 $4/5$ 处温度又开始下降，这是由于水流通道的高度要高于热流面高度。随着沿程阻力损失和局部阻力损失的增加，冷却水的压降不断增大。冷却水进出口和水流通道有较大的结构突变，因此有较大的局部阻力损失。

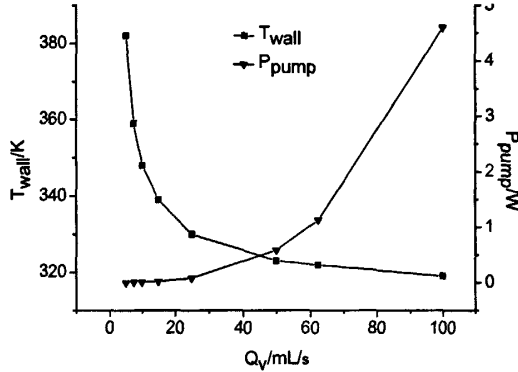


图 4.1.7 热流面温度与水泵理论耗功随水流量的变化

$$\text{水泵理论耗功}^{[71]} P_{\text{pump}} = \frac{Q_v \times P_{\text{inlet, total}}}{\eta_{\text{pump}} \times 1000000}, \text{ 其中 } Q_v \text{ 为冷却水流量, 单位为}$$

mL/s , $P_{\text{inlet, total}}$ 为冷却水入口总压, 可以由 FLUENT 仿真方法给出, η_{pump} 为水泵效率, 假设为 60%。图 4.1.7 示出了热流面温度与水泵理论耗功的计算值随水流量的变化。从图中可以看出, 一开始在水流量增加时, 热流面温度急剧下降, 当水流量增大到 15mL/h , 热流面温度已经可以维持在 343K (70°C) 一下, 此时水泵耗功仅为 0.019W , 当水流量增大到 50mL/h 时, 热流面温度已经可以维持在 323K (50°C) 一下, 此时水泵耗功为 0.58W ; 继续增大水流量, 热流面温度下降很少, 而水泵耗功急剧增加, 水流量增大到 100mL/s 时, 热流面温度仅下降到 319K (46°C), 水泵耗功却增加到 4.60W 。总体而言, 当水流量维持在 $15\text{mL/s} \sim 50\text{mL/s}$ 时, 盘旋流道式水冷系统模型在实验最恶劣的冷却环境下, 可以较好的控制热流面温度, 且不消耗过多的泵功。

4.1.1.3 盘旋流道式水冷系统结构的确定

从上文计算结果可知, 当水流量维持在 $15\text{mL/s} \sim 50\text{mL/s}$ 时, 在实验可能出现的最恶劣的冷却环境下, 盘旋流道式水冷系统可使热流面温度控制在 50°C 左右, 泵耗功最大不超过 0.58W 。由此看来, 上文所设计的盘旋流道式水冷系统可

以满足本文热光伏系统中光伏电池的散热要求。对此本节结合上述模型的结构尺寸加工了盘旋流道式水冷散热器。图 4.1.8 为盘旋流道式水冷散热器和直通道式水冷散热器实物图。

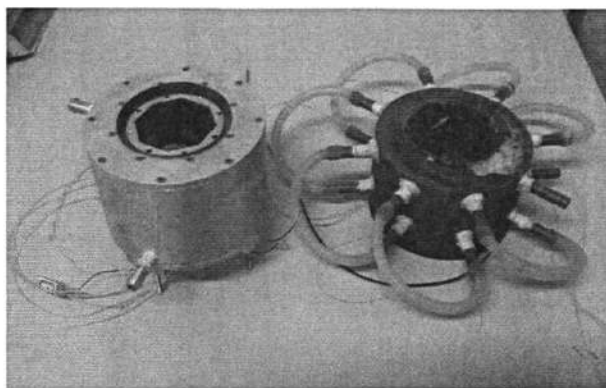


图 4.1.8 盘旋流道式水冷散热器（左）和直通道式水冷散热器（右）实物图

4.1.2 水冷系统实验研究

4.1.2.1 实验测试方法

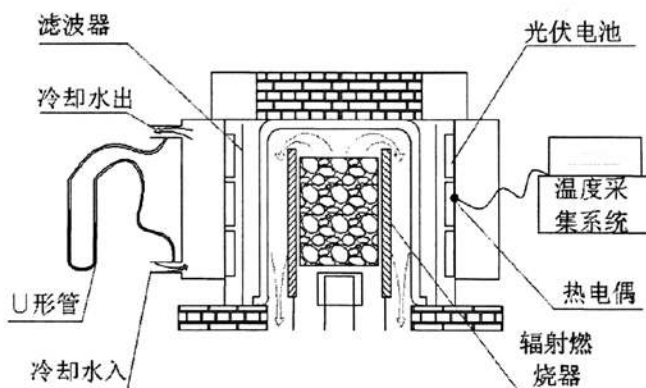


图 4.1.9 实验系统示意图

图 4.1.9 为实验系统示意图，散热器内壁温度通过分别在热流面 1（距冷却水入口最远的面，如图 4.1.2）和热流面 2（距冷却水入口最近的面，正对热流面 1）上贴一热电偶来测量。在热流面 1 上贴一片 GaSb 电池，电池温度用热流面 1 温度代替，电池输出开路电压和短路电流通过 FLUCK 万用表测量（图 4.1.9 中未绘制）。辐射器温度通过调节燃气流量和空气流量来控制（图 4.1.9 中未绘制供气系统），在其表面布置热电偶来测量。热电偶均是 K 型，并且接到 HP 数据采集仪上。实验冷却水流量通过量筒测量，散热器冷却水进出口布置一水银 U 形管来测量进出口压差（压差较少时，通过在进出口处布置单管式压力计来测量）。

4.1.2.2 实验结果分析

1) 盘旋流道式水冷系统实验结果与数值仿真结果的对比

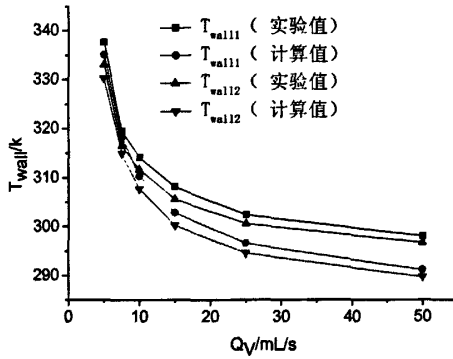


图 4.1.10 热流面温度的计算和实验结果
的对比曲线

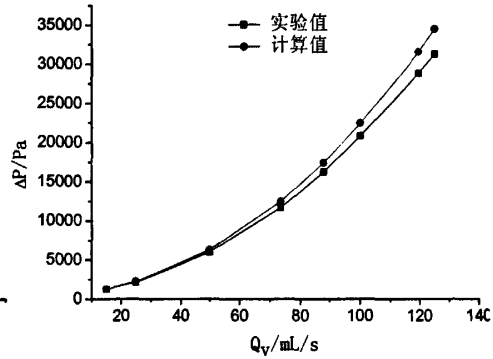


图 4.1.11 压力损失的计算和实验结果
的对比曲线

图 4.1.10、图 4.1.11 分别示出了在辐射器温度为 1373K 下，入口水温为 279.7K，不同水流量下热流面温度、散热器压力损失的实验结果和通过上文模拟方法所得数值仿真结果的对比曲线。在一定水流量下，实验所得的热流面 1 温度 T_{wall1} 比计算值高 2.6K ~ 6.9K，随水流量的增大两者之间的误差

$$\sigma_T (\sigma_T = \frac{T_{wall,exp} - T_{wall,cal}}{T_{wall,exp} - T_0}, T_{wall,exp} \text{ 为热流面温度实验值, } T_{wall,cal} \text{ 为热流面温度计$$

算值)也逐渐增大，水流量为 5mL/s 时，误差为 4.4%，当水流量增大到 50mL/s 时，误差为 37.7%。热流面 2 温度 T_{wall2} 的实验值和计算值与热流面 1 温度 T_{wall1} 变化近似。同样实验所得压力损失 ΔP 低于计算值，并且随水流量的增大误差

$$\sigma_p (\sigma_p = \frac{\Delta P_{cal} - \Delta P_{exp}}{\Delta P_{exp}}, \Delta P_{exp} \text{ 为压力损失实验值, } \Delta P_{cal} \text{ 为压力损失计算值)随之增$$

大，水流量从 15mL/s 上升到 125mL/s 时，误差从 3.9%增大到 10.4%。产生这种现象的主要原因是实际散热器内核外部的导流片和外壳密封不够好，部分冷却水会直接从导流片和外壳之间的缝隙流过，减小了水流通道中水的流速，降低了换热系数，同时也减小了压力损失，水流量越大，散热器内部压力越大，这种状况将更容易发生，所以实验和数值计算结果的误差越大。另外产生误差的原因还有模拟假设误差、计算误差及测量误差。图 4.1.10 中还可以发现无论是实验值还是计算值，热流面 1 和热流面 2 温度差值都很小。

分析认为，计算结果和实验结果基本相符，如果去除上述所分析的主要原因

的影响, 计算结果将与实验结果吻合的更好, 这反映了计算方法的正确性。

2) 盘旋流道式水冷系统热流面 1 测点温度、水流压力损失、电池输出短路电流和开路电压随水流量的变化

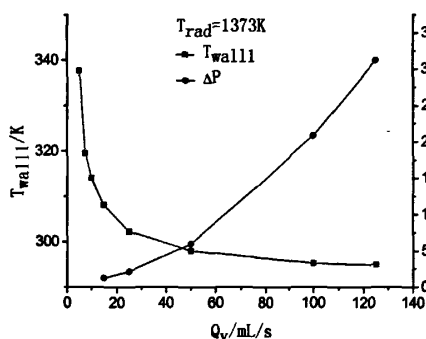


图 4.1.12 不同水流量下热流面温度及散热器压力损失的变化曲线

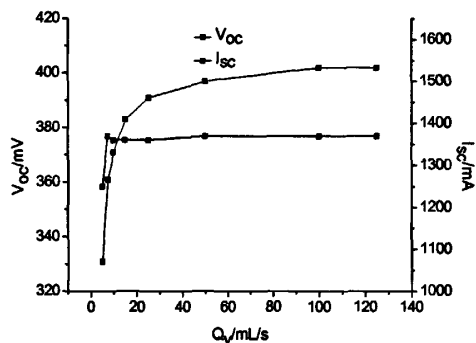


图 4.1.13 不同水流量下电池开路电压和短路电流的变化曲线

图 4.1.12 示出了当辐射器温度 T_{rad} 为 1373K, 冷却水进口温度为 T_0 为 279.7K 时, 热流面 1 温度测点 T_{wall1} 和水流压力损失 ΔP 随水流量的变化。随水流量的增加, T_{wall1} 不断降低, 从冷却水流量为 5mL/s 时的 337K 降低到冷却水流量为 25mL/s 时的 302K; 但降低的趋势逐渐变缓, 当水流量 Q_v 大于 25mL/s 时, 继续增大水流量, T_{wall1} 变化很小。水流量的增大, 对流换热系数不断增大, 但增大的趋势逐渐减小。另外从图 4.1.16 中可以发现水流压力损失随冷却水流量的增大而增大, 并且增大的趋势逐渐明显。压力损失与水流速的二次方成正比, 所以压力损失随速度的增加趋势会不断增强。通过增大水流量降低热流面温度的同时也增加了压力损失, 要用尽可能小的压力损失使热流面温度控制在一定范围内, 更多的应该从优化散热器结构方面考虑, 在一定水流量下, 最大限度的提高水与散热器的换热量。

图 4.1.13 给出了辐射器温度为 1373K 时, 电池开路电压 V_{oc} 和短路电流 I_{sc} 随冷却水水流量的变化曲线, 开路电压随水流量的增加呈上升趋势, 但上升的幅度逐渐减小, 这与图 4.1.12 中热流面温度的变化趋势一致, 水流量从 5mL/s 增加到 25mL/s, 热流面 1 温度下降较快, 引起开路电压上升较快, 相反当水流量从 25mL/s 继续增加到 125mL/s 时, 由于热流面温度变化不大, 所以电池的开路电压也没有多大提高。当水流量不低于 7.5mL/s 时, 对应温度不超过 319.5K, 电池短路电流变化很小, 基本维持在 1360mA。当水流量从 7.5mL/s 降低到 5mL/s, 对应热流面温度 T_{wall1} 从 319.5K 增加到 337.7K 时, 短路电流从 1360mA 降低为 1250mA。

3) 两套水冷系统对应的辐射器温度、热流面温度及电池输出特性的比较

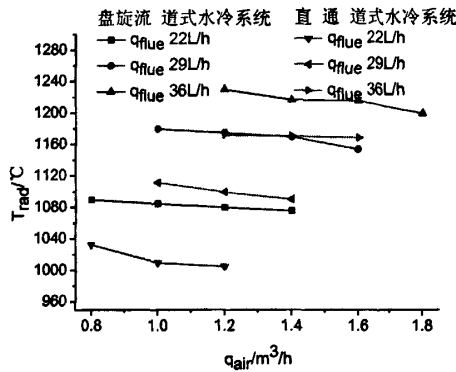


图 4.1.14 不同工况下辐射器温度的比较

图 4.1.14 是冷却水进口温度为 $10^{\circ}C$ ，水流量为 $0.0625L/h$ ，不同燃气空气流量下，分别装配盘旋流道式水冷系统和直流道式水冷系统时辐射器温度的对比曲线。可以发现同一相同燃料量下，盘旋流道式水冷系统所对应的曲线高于直流道式水冷系统的，分析原因，辐射器向散热器内腔顶壁和侧壁上端和下端未布置电池的区域会有辐射，在设计盘旋流道式水冷系统时，同时加工了一组新的滤波器，新的滤波器的长度从原来的 $50mm$ 增长到 $94mm$ ，这样一来散热器内腔的侧壁可以完全被滤波器覆盖，所以辐射到侧壁上端和下端多余的辐射能量将会被反射到辐射器；同时盘旋流道式散热器内腔顶壁贴有光谱反射率较高的铝箔，它能够有效的将照射到顶部的辐射能返回辐射器，有利于辐射器温度的提高，所以相同工况下装配盘旋流道式水冷系统时辐射器表面温度总是高一些，燃料量分别为 $22L/h$ 、 $26L/h$ 、 $36L/h$ 时，盘旋流道式水冷系统对应的辐射器温度比直流道式水冷系统的分别平均高约 $75^{\circ}C$ 、 $70^{\circ}C$ 、 $60^{\circ}C$ 。

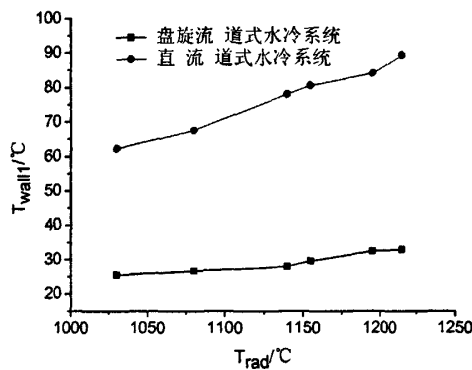


图 4.1.15 不同辐射器温度下热流面 1 温度的对比曲线

图 4.1.15 给出了冷却水进口温度为 $10^{\circ}C$ ，水流量为 $0.0625L/s$ 时，两组水冷系统热流面 1 温度测点 T_{wall1} 的比较。随着辐射器温度的上升，辐射功率增大，散热器热流面及电池将接收到更多的辐射能，两组水冷系统下的热流面温度均呈

上升趋势,但直流道式水冷系统中的热流面温度上升更快。在实验工况下,盘旋流道式水冷系统的热流面 1 的温度总能维持在 40°C 以下,而直流道式水冷系统热的流面温度总是高于 60°C ,并且当辐射器温度超过 1080°C 时,热流面温度已经不能控制在 70°C 以下。辐射器温度从 1030°C 升高到 1215°C ,盘旋流道式水冷系统热流面 1 的温度总比直流道式水冷系统的低 $35^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ 。实验时入口水温为 10°C 时,盘旋水冷系统可以将热流面温度控制在 40°C 以下,当夏季入口水温提高的 35°C 时,仍然可以将热流面温度控制在 70°C 以下。实验结果说明,改进后的盘旋流道式水冷系统散热性能得到了很大的提高,可以有效的使电池维持在较低的温度下工作。

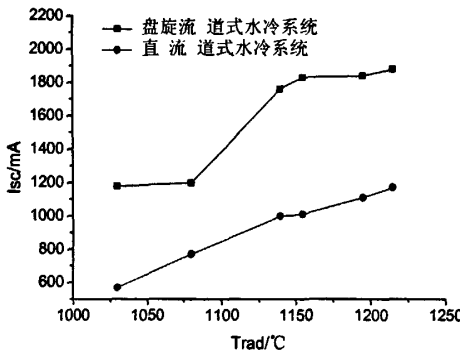


图 4.1.16 不同辐射器温度下电池输出
短路电流的比较

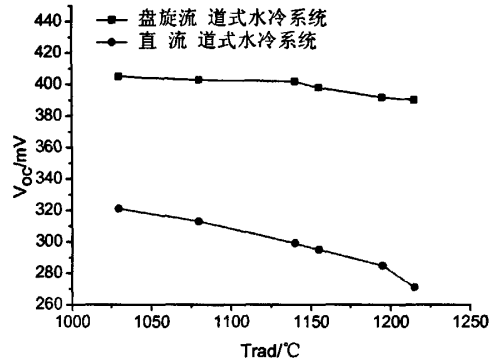


图 4.1.17 不同辐射器温度下电池输出
开路电压的比较

图 4.1.16、4.1.17 分别示了水进口温度为 10°C , 水流量为 0.0625L/h , 不同辐射器温度下分别装配两组水冷系统时光伏电池的短路电流 I_{sc} 和开路电压 V_{oc} 。从图 4.1.16 可以看出,随着辐射器温度的提高,辐射功率增大,电池接收到的辐射能增大,两组水冷系统中光伏电池输出短路电流均会上升。同时由于盘旋流道式水冷系统对应的辐射器表面温度较高,因此其对应的短路电流也较高。盘旋流道式水冷散热系统中电池的短路电流比直流道式水冷系统提高了 $600\text{mA}\sim 700\text{mA}$ 。

当辐射功率增大到一定程度时,决定电池开路电压的主要参数不在是辐射功率,而是电池自身温度,辐射器温度的增加会使电池温度增加,这反而引起电池输出开路电压的降低,所以图 4.1.17 中显示两组水冷系统中的电池开路电压均有所降低。并且可以发现直流道式水冷散热系统中的开路电压降低的更快一些,这与图 4.1.15 中所示的直流道式水冷系统中的热流面温度升温较快一致。同时盘旋流道式水冷系统对应的热流面温度较低,因此其对应的开路电压也较高,盘旋流道式水冷散热系统中电池的开路电压比直流道式水冷系统提高了 $80\text{mV}\sim 120\text{mV}$ 。有关电池输出短路电流和开路电压与辐射器温度的关系在第 5 章会详细

讨论。

从上面实验数据的对比可以看,实验工况下,盘旋流道式水冷系统的热流面温度可以维持在 40°C 一下,远比原直流道式水冷系统的热流面温度低。并且比起后者,前者所对应的辐射器温度、电池输出短路电流、开路电压都得到了较大的提高。分析原因,1) 采用 3 毫米厚的紫铜片来装配电池,一方面使电池更加靠近辐射器,这样使内部结构更加紧凑,减少了电池之间及紫铜片之间多余缝隙,相当于提高了光电池对辐射器辐射范围的覆盖率,电池接收到的辐射密度大,发电量会提高。2) 较长的滤波片和散热器内腔顶部贴反射铝箔的方法使辐射器温度得到提高,辐射功率增大,电池输出随之增大。3) 盘旋流道式水冷系统通过改变了水冷通道结构,使冷却水能更好的与内核的外壁面换热,增强了对流换热系数;另外盘旋流道式水冷系统采用长度方向截面为梯形的 3mm 厚的紫铜板,它比起原水冷系统中 1mm 后的紫铜板,不易变形,可以减少其与散热器内表面配合时两者之间的缝隙,有效减少了接触热阻,并且由于它沿长度方向的截面为梯形,紫铜片和散热器内表面配合的面可以设计的更大,同样减少了两者之间的接触热阻。

总体而言,本文所设计的盘旋流道式水冷系统性能明显优于直流道式水冷系统,可以在合适的冷却水流量下保证光伏电池的正常稳定的运行,有效的提高了光伏电池的输出特性。

4.1.3 盘旋流道式水冷散热器结构性能分析

本节采用前文所述的数值模拟方法,并且选用水流量 15mL/s ,入口水温为 279.7K ,辐射器温度为 1373K 为典型的计算工况,讨论导流片高度 H 、导流片数目 N 及是否添加肋片对散热器传热阻力性能的影响,进而为散热器的结构的进一步优化提供参考思路。为了更明显的反映结构对散热器阻力特性得影响,下文计算所得的压力损失去除了散热器进出口液位差所引起的部分。

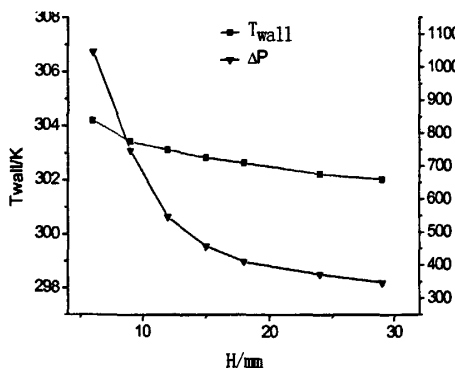


图 4.1.18 热流面温度和压力损失随导流片高度的变化

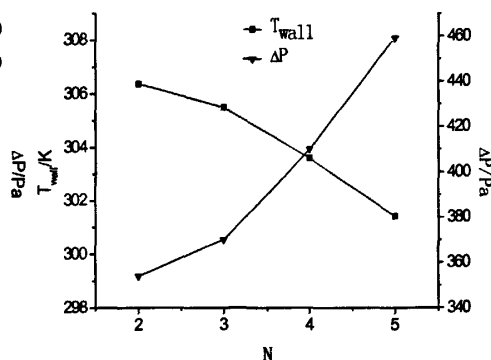


图 4.1.19 热流面温度和压力损失随导流片数目的变化

图 4.1.18 示出了 4 片导流片下热流面温度 T_{wall} 与散热器压力损失 ΔP 随导流片高度 H 的变化规律。导流片高度增加, 热流面温度和压力损失都有所下降, 但热流面温度降低幅度较小, 压力损失减小的幅度也逐渐变缓。导流片的增高可以有有效的减小压力损失, 但同时也意味着增大散热器体积, 并且随导流片高度的增加, 压力损失减小的幅度也变小。

图 4.1.19 是在导流片高度为 18mm 时热流面温度 T_{wall} 和散热器压力损失 ΔP 随导流片数目 N 的变化曲线。随导流片数目增加, 热流面温度下降较快且趋势更加明显, 但压力损失增大同样趋势也越来越明显。导流片数目增加, 导流片之间的间距减小, 水流速增大, 有助于强化换热, 但同时水流通道变长, 增加了沿程阻力损失和局部阻力损失。

另外数值模拟结果显示, 在导流片高度 H 为 12mm, 数目 N 为 4 根时, 在导流片之间添加高为 10mm、厚度为 2mm 的肋片时热流面温度仅下降了 1.7K, 但压力损失却增大了 88Pa; 将冷却水进出口管径从 6mm 增大到 10mm, 热流面温度几乎不变, 压力损失从 633Pa 降低到 302Pa。可见添加肋片并不能有效的加强换热, 反而增大了压力损失, 增大冷却水进出口管径可以有效的降低压力损失而不影响散热效果。

综上所述, 增加导流片高度可以有效减小压力损失, 但效果逐步减缓; 增加导流片数目可以有效降低热流面温度, 但同时也增大了压力损失; 添加肋片不能有效的加强换热, 反而增大了压力损失; 冷却水进出口管径增大可以有效的降低散热器出口和进口处的局部阻力损失。因此, 在条件允许下应该尽可能的增大进出口管径; 设计水冷散热器增大换热面对其散热效果影响不大, 而应该注重从优化流道结构和增大对流换热系数的角度出发, 使得在低压降条件下具有较好的散热能力。

4.2 风冷系统特性研究

4.2.1 风冷系统优化设计

从上文可知盘旋流道式水冷系统可有效控制电池温度, 但水冷散热器有依赖水源的缺点, 使热光伏发电系统失去独立便携的优点。原直肋风冷系统由 8 个独立的翅片围成, 对原直肋风冷系统进行实验研究发现, 当辐射器温度为 1000℃ 时, 将风扇功率提高到 18.69W, 电池温度也很难降低到 70℃ 一下。分析原直肋风冷系统达不到电池温控要求的原因: 1), 翅片不够高, 翅片数量少, 散热面积小, 难以达到散热需求; 2) 直肋风冷散热器和风扇不够匹配, 致使风扇吹下来的风有一部分直接撞击到燃烧室上的保温层上, 产生了较大的局部阻力损失; 3) 每两个相邻翅片之间有很大一部分空隙没有布置肋片。

对此设计风冷散热器的总体思路是：增加翅片数量，增长翅片有效高度，必要时在肋端分叉，增大换热面积；并考虑到风扇吹出的风有旋转的特性，设计肋片为弯曲型肋，以减少风由于旋转而引起的过多的阻力损失；代替原直肋风冷系统由8个单独翅片组成，新散热系统设计成一个独立整体，内腔结构和盘旋流道式水冷系统相同；结构尺寸要结合风扇，尽量使两者匹配，必要时在散热器和风扇之间增加光滑流道，减小局部阻力损失。另外，为设计一组即能满足电池散热要求，又不过多耗功的散热器结构，本节首先借助热分析软件FLUENT模拟讨论不同肋高、肋数目、肋厚度、肋片分叉与否及材料对散热器散热性能及阻力特性的影响，最后综合考虑数值分析结果、机械加工可行性、经济性及实用性确定散热器具体结构尺寸。

4.2.1.1 肋片结构的数值分析

首先讨论用仅模拟散热器结构的1/8来代替模拟整体散热器的可行性；然后通过数值模拟讨论不同肋高 H 、肋片数目 N 、肋片厚度 d 、肋片分叉与否及材料对散热器散热性能及阻力特性的影响。

1) 几何模型的建立

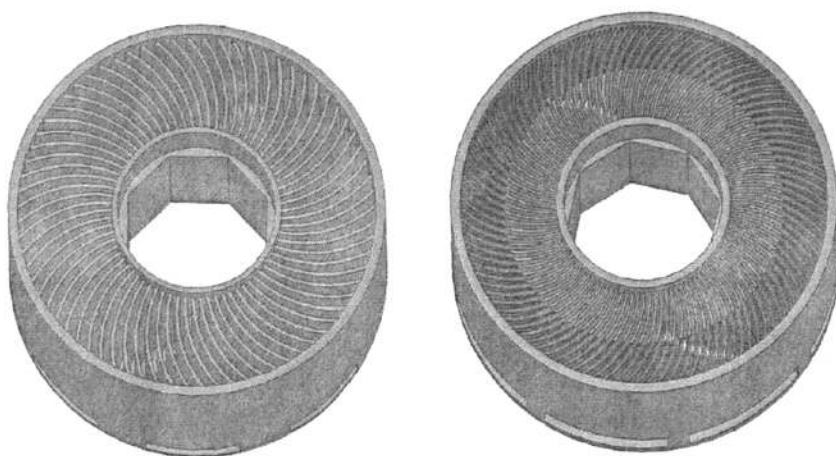


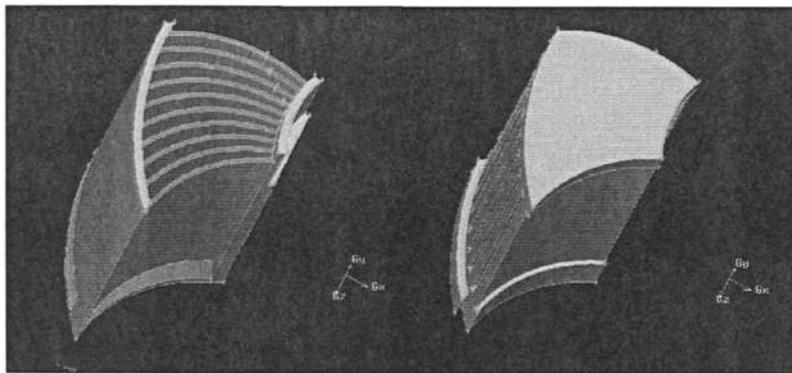
图 4.2.1 弯曲直型肋片发射状散热器（左图为不分叉肋，右图为分叉肋）

借助于造型软件SolidWorks，运用草绘、扫描混合、拉伸、实体化、阵列等功能，可分别建立各种散热器结构的实体几何模型。图4.2.1左弯曲型肋片发射状散热器实体模型，共76片肋，单个肋片厚度为1.5mm，肋片曲线半径为60mm，肋高50mm，肋长80mm。图4.2.1右为肋尾端分叉的弯曲型肋片发射状散热器实体模型，共112片肋，单片肋根部厚度为1.5mm，肋片曲线半径为60mm，肋片在距根部25mm处分叉，分叉后肋片厚度均为0.5mm，肋片总高度为50mm，长度为80mm。

2)、计算区域的建立

将在 SolidWorks 中生成的几何模型保存为 step 格式导入 Gambit 中进行前处

理。在 Gambit 中将模型分成两个计算区域：流体区和固体区，图 4.2.2 为散热器 1/8 结构计算区域，左边为固体区，右边为流体区。两个区域中均采用 Tet/Hybrid/Tgrid 网格划分方法，流体区网格间距设为 1.5mm，固体区设为 1mm。



4.2.2 散热器 1/8 结构固体计算区域（左）与流体计算区域（右）

3), 设置边界条件和计算参数

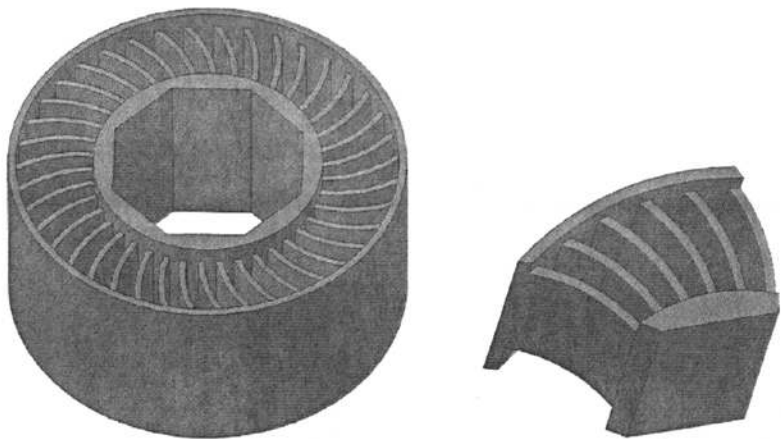
(1) 设置计算模型。选择计算模型为 $k-\varepsilon$ 湍流模型；(2) 操作压力。设置操作压力为 101325Pa，不计重力影响；(3) 边界条件。固体区材料设置为紫铜，流体区设置为空气。将固体区贴电池的平面设置为等热流面，热流密度为 70095W/m^2 （对应辐射器表面温度为 1200°C ）。固体区外侧面设为对流传热面，换热系数为 $3\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ，来流温度为 300K。流体区入口处（图 4.2.2 流体区最上端的面）设置为压力入口边界条件，入口总压设置为一定值（50Pa、100Pa、200Pa、300Pa、500Pa），总温设置为 300K，并用湍流强度和水力直径定义湍流，水利直径 D_H 是入口面的当量直径，湍流强度 $I = 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-1/8}$ ， Re_{D_H} 根据水利直径 D_H 计算^[70]。出口（图 4.2.2 流体区侧面和下面的突起面）设置为压力出口，回流温度设为 300K，湍流强度定义方式同上。所有固体区和流体区接触的面设为流固耦合边界条件，其余未说明的边界条件计算中均设置绝热边界条件。(4) 设置求解器参数。采用 Simple 模型；(5) 收敛条件。规定计算中能量的残差小于 10^{-6} ，其他残差小于 10^{-3} 。

3) 计算结果分析

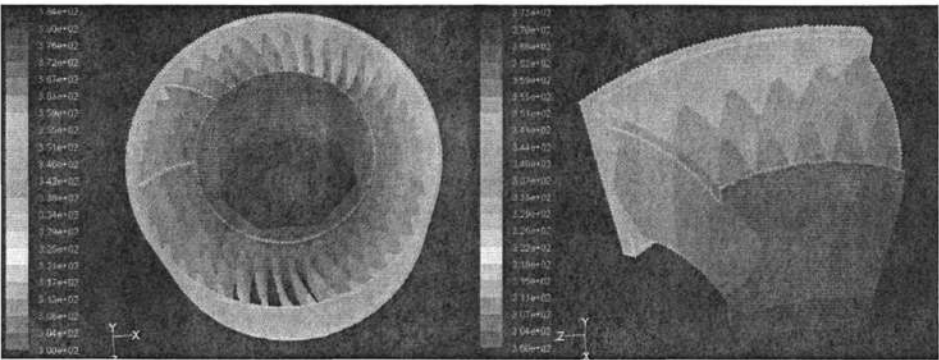
(1) 散热器 1/8 结构与散热器结构数值模拟对比

由于散热器体积较大且结构较复杂，整体模拟时计算量达，且网格不易生成，然而散热器结构呈周期性变化，所以本节首先建立体积较小、肋片数目较少、结构较简单的散热器模型，对其及其 1/8 结构进行模拟，对比分析模拟结果，讨论用仅模拟散热器 1/8 结构来代替模拟散热器整体结构的可行性，期待以此来简化模型。如图 4.2.3，左边为散热器整体结构，右边为散热器 1/8 结构，整体散热器结构为，肋高 30mm，肋厚 4mm，肋长为 80mm，肋片数目为 40 片；散热器 1/8 是通

过切取散热器整体结构的1/8所得，肋片数目为6片。



4.2.3 散热器整体结构（左）和散热器 1/8 结构（右）



4.2.4 散热器固体骨架温度分布图

表4.2.1 散热器整体结构与1/8结构的热流面平均温度与功耗对比

工况	功耗 P_{fan}/W	热流面平均温度 T_{wall}/K
散热器整体结构	19.01	370
散热器 1/8 结构	2.36	367
误差	$\frac{19.01/8 - 2.36}{2.36} = 0.7\%$	$\frac{370 - 367}{370 - 300} = 4.3\%$

图4.2.4是模拟所得的散热器整体结构（左）与1/8结构的固体骨架温度分布图。风扇耗功 P_{fan} 是入口总压、冷却风体积流量的乘积与风扇效率之比^[71]，假设风扇效率为60%。表4.2.1是入口总压为100时，散热器整体结构与1/8结构的热流面平均温度与功耗计算值的对比。用散热器整体1/8结构模拟值计算所得到的功耗应该是整体结构的1/8。从表中可以看出，散热器整体结构功耗和1/8结构的误差只有0.7%，两者的热流面平均温度误差（分母上的300是空气进口温度）也仅

有4.3%。这说明在用Fluent模拟散热器性能时，用1/8散热器结构来代替整体散热器结构是可行的。所以下面的模拟都用散热器1/8结构模型来实现。

(2) 紫铜散热器与纯铝散热器数值模拟对比

表 4.2.2 紫铜散热器与纯铝散热器数值模拟结果对比

材料	功耗 P_{fan}/W	热流面平均温度 T_{wall}/K
紫铜	1.59	343.5
纯铝	1.59	357

散热器肋片结构尺寸为，肋数目为 76 片，单片肋厚 1.5mm，肋高 50mm，肋长 80mm。分别设置散热器材料为紫铜和纯铝，对其 1/8 结构进行仿真计算。结果见表 4.2.2，从中可以看出，两种材质的散热器耗功相同，但纯铝导热系数低于紫铜，紫铜散热器的热流面平均温度比纯铝散热器低 15℃。并且纯铝较软，翅片容易变形，所以应选择紫铜为材料来加工散热器。

(3) 不同肋高 H 对散热器性能的影响

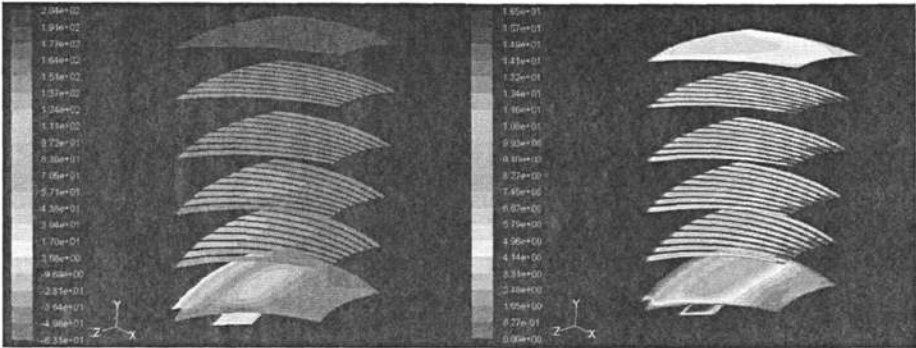


图 4.2.5 截面压力（左）分布和截面速度（右）分布图

固定肋数目为 76 片，单片肋厚为 1.5mm，肋长为 80mm，分别对肋高为 30mm、50mm、75mm、100mm、125mm 的散热器的 1/8 结构进行模拟计算。图 4.2.5 给出了肋高为 50mm 的散热器在高度为 0mm、8mm、28mm、48mm、68mm、88mm、105mm 处所取得流道截面上的压力分布图（左）和速度分布图。从图中可以看出，从上往下压力逐渐减小，肋片结构沿高度方向不变，所以中间三个截面的速度场分布度几乎相同，越靠近散热器内壁，肋片间的流道越窄，气体流动阻力越大，速度越小。由于下部和侧面出口处结构突然缩小，导致有较大的局部压力损失，此处速度也最大。

图 4.2.6 给出了肋高分别为 50mm 和 125mm 的散热器固体骨架的温度分布图。从图中可以看出，越靠近热流面（即贴电池的内壁），温度越高，肋高为 50mm 的散热器，最外侧温度大约为 323K，肋高为 125mm 的散热器最外侧温度大约仅有 302K，而入口风温为 300K，由此看来其肋片末梢和气流的换热已经很少。另

外可以看出,热流面温度从上往下逐步升高,这是由于外部肋片的长度大于热流面高度。

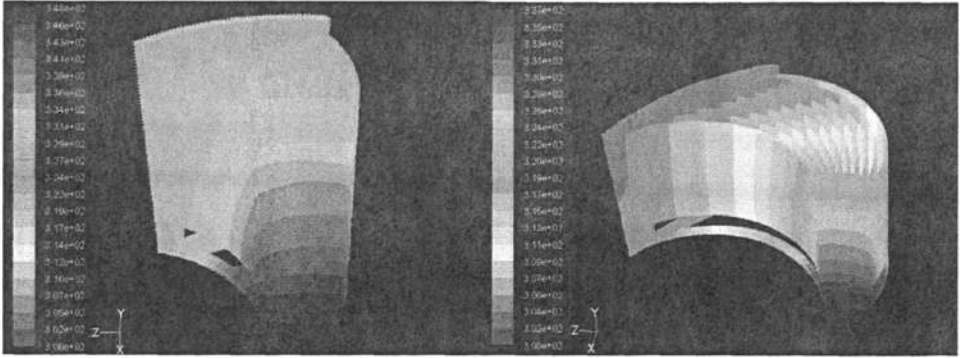


图 4.2.6 散热器温度分布图 (左图肋高 50mm,右图肋高 125mm)

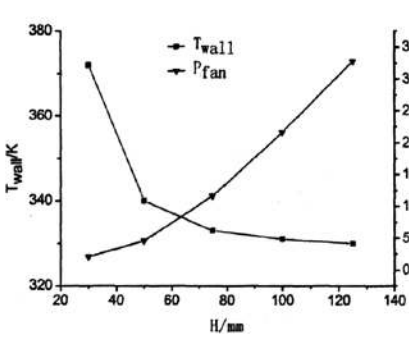


图 4.2.7 热流面温度和耗功随肋高的变化

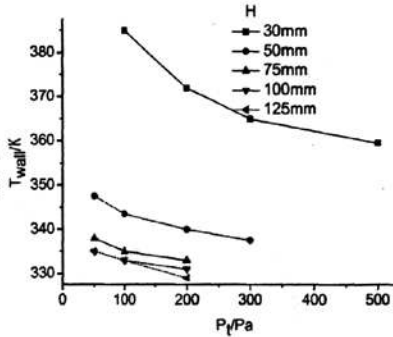


图 4.2.8 热流面温度随风扇入口压力的变化

图 4.2.7 显示了入口总压力为 200Pa 时,热流面温度 T_{wall} 及功耗 P_{fan} 随肋高的变化。从图中可以看出,随肋高的增加,热流面温度逐渐降低但趋势越来越缓慢,功耗逐渐增大且趋势越来越强,当肋高 H 从 30mm 增大到 50mm 时,热流面温度降低了 32℃,功耗仅增加了 2.5W;当肋高从 50mm 增加到 75mm 时,温度降低了 7℃,功耗却增加了 7.1W。这是由于随着肋片高度的增大,肋末端的温度不断接近冷空气温度(如图 4.2.6 右)),温差变小,在肋末端的换热量将越来越小。同时随着肋高的增大,散热器结构增大,冷空气进口面积二次方增大,风量增大的越来越快,功耗增大的趋势也逐渐增强。图 4.2.8 显示了各个肋高下热流面温度随风扇入口总压 P_i 的变化。随风扇入口总压的增大,冷空气的流速增加,相应的冷空气与肋片间的换热系数增大,使热流面温度逐步的降低,但同时也可以看出,热流面温度降低的趋势逐渐变小。

(4) 肋片数目 N 及厚度 d 对散热器性能的影响

固定散热器肋高为 50mm,肋长为 80mm,肋片曲线半径为 60mm,分别对不同肋数目和肋厚度的散热器的 1/8 结构进行模拟。结果见表 4.2.3,肋片数目对风

扇耗功影响不大，而对热流面温度有较大的影响，固定肋厚度分别为 1mm 和 1.5mm，当肋片数目从 76 片增大到 120 片时，热流面温度分别下降了 15℃和 11.5℃；同样肋厚度对风扇耗功影响也不大，随肋厚度的增加热流面温度会有所下降，但效果不明显，固定肋片数目分别为 76 片和 120 片，当肋片厚度从 1mm 增大到 1.5mm 时，热流面温度分别仅下降了 2.6℃和 2.3℃。由此看来，固定肋高为 50mm 时，肋片数目和肋片厚度的变化对风扇耗功均影响不大，而肋片数目的增加可以有效降低热流面温度，肋厚度的增加可以降低热流面温度但效果不明显。

表 4.2.3 不同肋片数目下散热器散热性能和阻力特性的比较

肋片数目 N	肋厚度 d/mm	功耗 P_{fan}/W	热流面平均温度 T_{wall}/K
76	1	1.623	348.6
76	1.5	1.592	345.8
120	1	1.389	336.6
120	1.5	1.425	334.3

（5）肋片尾端是否分叉对散热器性能的影响

散热器 1/8 结构如图 4.2.9（左），肋片高度为 50mm，肋厚 4mm，肋个数 44 跟，肋长 80mm，肋曲线半径为 65mm；肋尾端分叉的散热器 1/8 结构如图 4.2.11（右），肋高 50mm，肋片数目 44 片，肋长 80mm，肋根厚度 4mm，在距肋根 25mm 处分叉成厚 1.5mm 的两根分肋，外肋曲线半径为 65mm，内肋曲线半径为 55mm。分别对两组散热器 1/8 结构进行模拟，结果见表 4.2.4，分叉肋散热器耗功增加了 0.04W，而热流面温度却降低了 12.7℃，如此看来分叉肋散热器的性能远优越于不分叉肋散热器的性能。

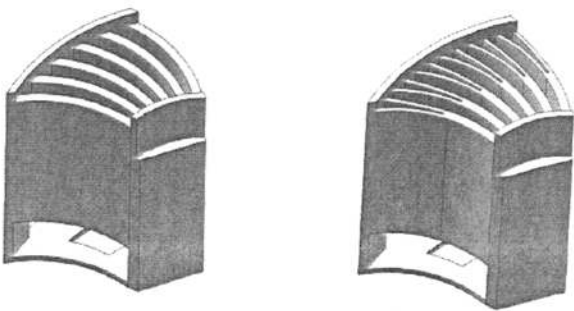


图 4.2.9 不分叉肋散热器（左），分叉肋散热器（右）

表 4.2.4 肋尾端分叉后散热器的散热特性和阻力特性

是否分叉	功耗 P_{fan}/W	热流面平均温度 T_{wall}/K
分叉	2.761	346.5

不分叉

2.721

359.2

4.2.1.2 新风冷散热器结构尺寸的确定

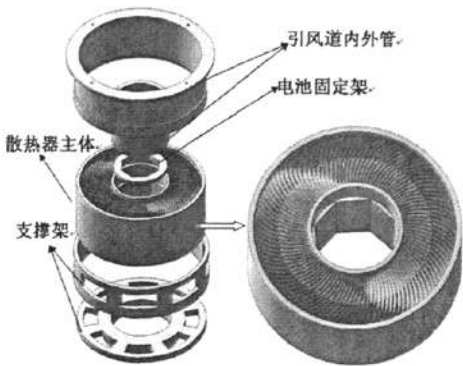


图 4.2.10 弯曲分叉肋风冷系统装配图

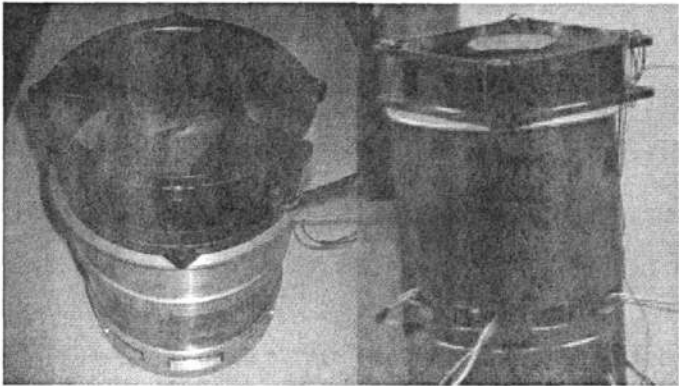


图 4.2.11 弯曲分叉类风冷系统（左）和直肋风冷系统（右）

从上文分析结果可知，比起纯铝，导热系统较高的紫铜可以明显降低散热器热流面温度；增加肋片高度可以降低散热器热流面温度，但当肋高增高到 50mm 后，继续增高肋片，热流面温度降低的不明显，而风扇功耗明显增加；增大肋片数目、肋片尾端分叉可以有效降低热流面温度且对风扇功耗影响不大，但肋片加工工艺复杂，由线切割加工而成，成本较高，并且肋片过密，肋片间的空气流道容易阻塞，也不易清洗；综合考虑数值分析结果、机械加工可行性、实用性及经济性，本文选定散热器肋片结构尺寸为：肋长 80mm，肋高 50mm，肋数目 112 片，肋根厚度 1.5mm，在距肋根 25mm 处分叉，分叉后两根分肋的厚度均为 0.5mm，主肋及两个分肋的曲线半径均为 60mm。除此之外，散热器内部结构和水冷系统相同，散热器底部设计支撑架来与热光伏装置的机壳连接，为了减少局部阻力损失，在散热器顶部设计引风通道，引风通道顶部连接风扇。根据肋片结构的特点，文中命名新设计的风冷系统为弯曲分叉肋风冷系统。图 4.2.10 是弯曲分叉肋风冷系统装配图，图中未示出风扇。图 4.2.11 是两套风冷系统实物图，图

4.2.12 为两套风冷系统肋片结构实物图。

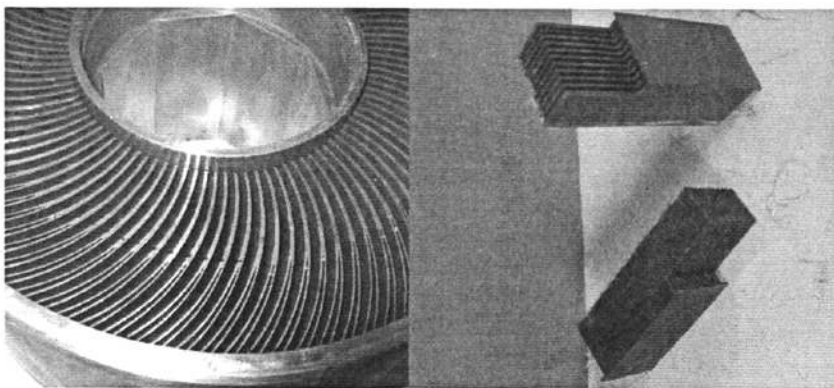
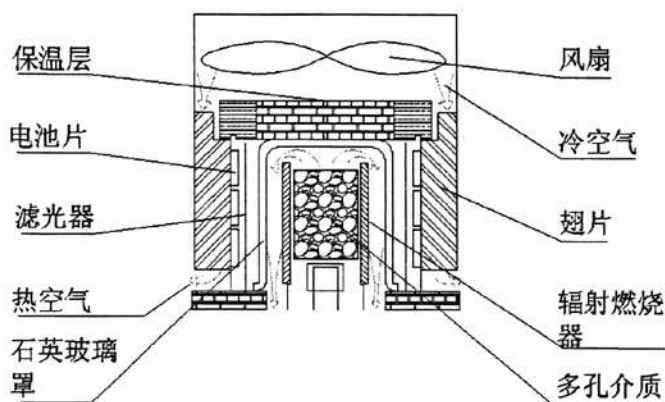


图 4.2.12 弯曲分叉肋风冷系统肋片结构（左）与直肋风冷系统肋片结构（右）

4.2.2 风冷系统实验研究

4.2.2.1 实验测试方法



4.2.13 实验装置示意图

风冷实验装置系统和水冷的相似，如图 4.2.13。不同的是在直肋风冷系统中，八个散热翅片中七个配制滤光片，其中一片散热片上布置 GaSb 电池片，电池片旁边布置热电偶来测量该翅片的热流面温度；另外一个没有配制滤光片的散热片上也布置了热电偶来测量无滤光片的散热肋片热流面温度。弯曲分叉肋风冷系统配备 8 片滤光片，在正对的两个热流面上布置热电偶，其中一个面上布置 GaSb 电池片。

试验通过控制燃料量和空气量来使辐射器平均温度到达一定值，温度稳定后调节冷却风扇功率，测量热流面温度及电池短路电流和开路电压。接着改变风扇功率，重新测量上述参数。完成一组风扇功率后，改变空气量和燃料量，使辐射器的平均温度维持到另一值，再做与上面相同的一组风扇功率实验。对直肋风冷系统总共测出 6 组(800℃、830℃、870℃、900℃、950℃、1000℃)辐射器温度

对应的 5 组（3.50W、5.68W、8.36W、12.86W、18.69W）风扇功率的数据；弯曲分叉肋风冷系统共测出 3 组（1000℃、1100℃、1170℃）辐射器温度对应的 6 组（5.4W、8.94W、13.92W、20.3W、26.46、30.08）风扇功率的数据。

4.2.2.2 实验数据分析

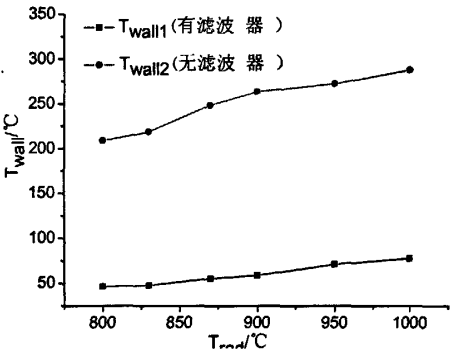


图 4.2.14 热流面上两个温度点—辐射器温度曲线

图 4.2.14 中是电池冷却风扇功率为 12.86W 条件下，直肋风冷系统散热肋片上两个温度测点在不同辐射器温度下的比较，随着辐射器温度的升高，各点的温度值都相应的升高，在辐射器温度为 1000℃条件下，不加滤光片的散热肋片的热流面温度 T_{wall2} 高达 300℃，不利于光伏电池的高效运行，加滤光片的散热肋片的热流面温度 T_{wall1} 比不加滤光片散热肋片的温度 T_{wall2} 平均低 150℃左右，本文所选择的滤光片对于辐射器发出的辐射能中波长小于 1.78um 的辐射能透射率可以达 90%以上，同时能够有效的将波长大于 1.78um 的辐射能反射回辐射器，从而减少了到达热流面和电池的辐射能，对应的热流面温度有所降低。由此看来，添加滤光片可以有效降低热流面温度。

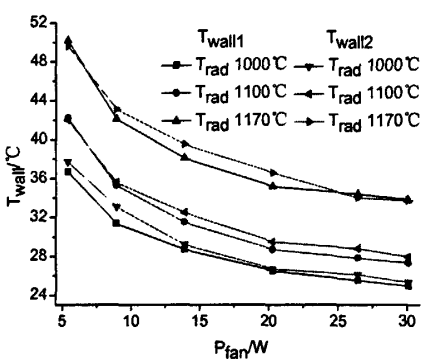


图 4.2.15 不同风扇功率下弯曲分叉肋风冷系统热流面温度—辐射器温度曲线

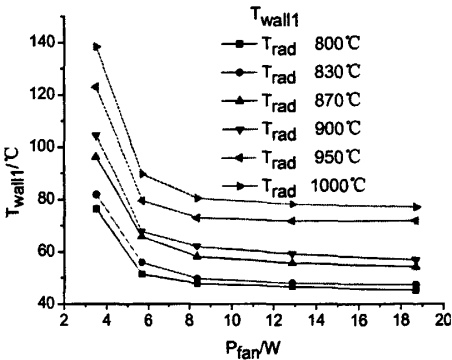


图 4.2.16 不同风扇功率下直肋风冷系统热流面温度—辐射器温度曲线

图 4.2.15 和图 4.2.16 分别示出了当冷却空气入口温度（实验室温度）为 10℃时，不同辐射器温度下，弯曲分叉肋风冷系统和直肋风冷系统热流面温度随风扇

功率的变化规律。任一相同辐射器温度下,随着风扇功率的增大,两套水冷系统的热量面温度均不断下降。随着风扇功率的增加,冷空气的流速增加,相应的冷空气与肋片间的换热系数增大,单位时间冷空气带走的来自肋片的热量越多,热流面温度逐步的降低。但同时也可发现,热流面温度降低的趋势变缓,为了采用风冷方式使热流面温度降低到更低,在不改变肋片结构前提下,就必须将风扇的功率调大,但这种做法的效益很低,提供风冷的效果更多的应该从优化肋片结构方面考虑,在一定风扇的功耗下,最大限度的提高冷空气与肋片的换热量。从图 4.2.15 可以发现,弯曲分叉肋风冷系统中两个正对的热流面的温度非常接近,相差在 2°C 内,说明热流面的温度场沿周向分部比较均匀。辐射器温度为 1170°C ,风扇功率为 5.4W 时,弯曲分叉肋风冷系统的热流面温度仍可维持在 55°C 以下。从图 4.2.16 可以得到,在辐射器温度为 1000°C 时,风扇功率为 18.69W 时,直肋风冷系统中添加滤光片的热流面测点温度 T_{wall} 依然有 78°C ,相对 GaSb 光伏电池而言,温度依然太高。

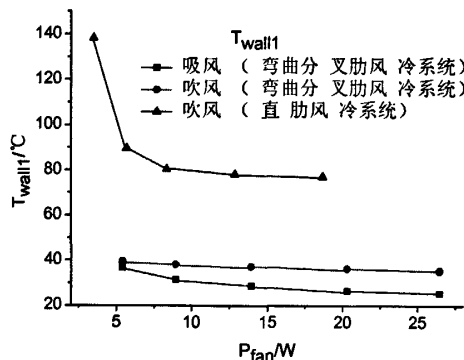


图 4.2.17 不同风扇功率下,吹风和吸风时热流面温度的对比曲线

图 4.2.17 示出了,辐射器温度为 1000°C ,不同风扇功率下,分别在吹风和吸风时弯曲分叉肋风冷系统热流面温度 T_{wall1} 及吹风时直肋风冷系统热流面温度 T_{wall1} 的对比曲线。从图中可以看出,相同风扇功率下,在弯曲分叉肋风冷系统中,吸风所对应的曲线低于于吹风所对应的曲线,并且随风扇功率的增大,吸风时散热器的热流面温度下降的趋势大于吹风时,当风扇功率从 5.4W 增大到 26.46W 时,两者的温差从 2°C 增大到了 10°C ,这一方面是由于弯曲分叉风冷系统中肋片的弯曲方向与风扇吸风时气流的旋转方向一致,另一方面是由于吹风会使气流在气流通道结构突变的区域产生更大的局部阻力损失。吹风时,直肋风冷系统对应的曲线比弯曲分叉肋风冷系统的高出许多,弯曲分叉肋风冷系统中肋片弯曲,肋片高度较高,肋片数目较多,在主肋的 $1/2$ 处分叉成两片分肋,增大了换热面积,提高了换热量,因此在相同风扇功率下,弯曲分叉肋风冷系统的热流面温度 T_{wall1} 低出直肋风冷系统 $40^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ 。

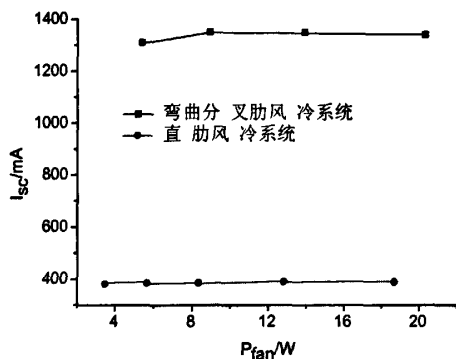


图 4.2.18 不同风扇功率下电池输出短路
电流的对比曲线

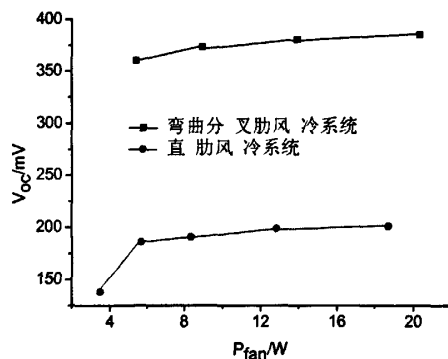


图 4.2.19 不同风扇功率下电池输出开路
电压的对比曲线

图 4.2.18、4.2.19 分别给出了辐射器温度为 1000°C ，不同风扇功率下，配备两套风冷系统时光伏电池输出短路电流 I_{sc} 和开路电压 V_{oc} 的对比曲线。从图中可以看出，同一风扇功率下，弯曲分叉肋风冷系统对应的两个参数总是高于直肋风冷系统的。结合图 4.2.17，弯曲分叉肋风冷系统的热流面温度低于直肋风冷系统的，如上文所述，光伏电池的开路电压主要取决于电池温度，直肋风冷系统的散热性能较差，电池运行温度较高，导致它所对应的电池输出开路电压较小。在光伏电池正常工作状态下，电池运行温度对其输出短路电流影响不大，弯曲分叉肋风冷系统能可以将电池在较低的温度下运行，所以图 4.2.18 中弯曲分叉肋风冷系统所对应的曲线几乎和横坐标平行。但正如上文所述，光伏电池属于电子器件，当温度过高时，其工作状态急剧下降，在辐射器温度为 1000°C 时，实验中风扇功率下，直肋风冷系统不能有效的控制电池温度，导致电池输出特性急剧恶化，直肋风冷系统的输出短路电流明显低于弯曲分叉肋风冷系统的。

从上面分析可知，弯曲分叉肋风冷系统对应的热流面温度远低于直肋风冷系统的，向上吸风的散热效果优于向下吹风。总体而言，本文所设计的弯曲分叉肋风冷系统在实验中辐射器所能达到的温度下，不需过多的耗功，便可使电池维持在较低的温度下工作，保证了光伏电池的稳定运行与高效输出。

4.3 本章小结

本章对直流道式水冷系统和直肋风冷系统进行理论分析，分析其不足之处，在此基础上结合商业热分析软件 FLUENT 的数值模拟，重新设计新的水冷系统和风冷系统；并通过实验研究比较几组冷却系统的性能。结论如下：

1) 盘旋流道式水冷系统的热流面温度较低，可以有效控制光伏电池温度，对应辐射器温度有效的提高，光伏电池短路电流和开路电压分别提高了 $600\text{mA}\sim 850\text{mA}$ 和 $80\text{mV}\sim 120\text{mV}$ ；

2) 实验测试了在装配盘旋流道式水冷系统时, 热流面温度、冷却水进出口压力、电池输出短路电流和开路电压随水流量的变化, 为热光伏应用时选择合适的水流工况提供指导;

3) 利用 FLUENT 对装配盘旋流道式水冷散热器进行了仿真分析, 仿真结果与实验结果对比, 两者符合较好, 验证了计算方法的正确性, 在此计算方法基础上, 讨论了导流片高度 H 、导流片数目 N 、肋片厚度 d 及是否添加肋片对散热器传热阻力性能的影响, 为以后设计性能更优的水冷散热器提供科学依据;

4) 借助 FLUENT 模拟不同肋高、肋数目、肋厚度、肋片分叉与否及材料对散热器散热性能和阻力特性影响, 为设计弯曲分叉肋风冷系统提供了指导;

5) 实验测试了不同辐射器温度下两套风冷系统热流面温度及电池输出特性随风扇功率的变化曲线, 为热光伏应用时选择合适的风扇功率提供指导;

6) 添加滤光片可以有效降低热流面温度, 吸风效果优于吹风, 弯曲分叉肋风冷系统的热流面温度远低于直肋风冷系统的, 相同工况下, 装配弯曲分叉肋风冷系统时, 光伏电池短路电流和开路电压分别提高了 $900\text{mA}\sim 1000\text{mA}$ 和 $180\text{mV}\sim 200\text{mV}$ 。

5 热光伏系统电能输出特性研究

热光伏发电技术是首先通过燃料燃烧释放热能，然后将热能转换为电能的技术，热光伏系统电能输出特性与燃烧工况的变化存在着很大的关系。另外光伏电池和辐射器是热光伏系统的两个核心部件，而光伏电池只能转换辐射器所发射出的某特定波段的辐射能，因此两者之间的光学匹配性是决定热光伏系统效率的重要因素之一。辐射器主要分为黑体辐射器和选择性辐射器，黑体辐射器各个波段的发射率相同、且光谱发射率较高（一般高达 90%），需要结合滤波器来实现与光伏电池之间的光学匹配；选择性辐射器的辐射光谱非常窄且具有单色性，在光伏电池可转化的波段有较高发射率，其它波段发射率较低，Zheng Chen^[38]等的实验结果表明装配以铟为主要材料的选择性辐射器时系统的效率是装配黑体辐射器的 1.8 倍。

本章首先通过实验研究基于黑体辐射器和选择性辐射器的热光伏系统的电能输出特性。分析不同燃烧工况下，配备黑体辐射器时热光伏电池的输出短路电流和开路电压的变化规律，并总结系统输出电功率和系统发电效率的变化规律，给出系统最大输出电功率和最大发电总效率，及其所对应的燃烧工况点。分析讨论黑体辐射器和选择性辐射器对热光伏系统的电能输出特性的影响。最后，给出几次单个部件改进后热光伏系统的最大发电效率及其与之对应的系统输出电功率，评价几次主要改进对热光系统电能输出的贡献。

5.1 实验测试方法

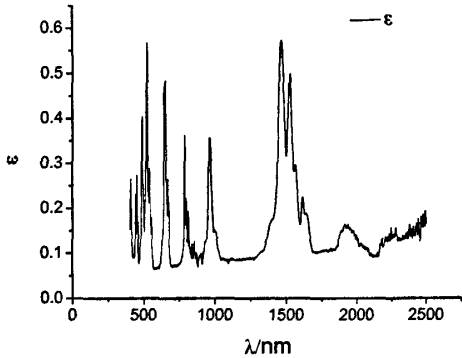


图 5.1.1 选择性辐射器表面光谱特性曲线

实验装置同上文风冷实验装置。实验在系统分别装配黑体辐射器和选择性辐射器时，对辐射器表面温度、散热器热流面温度、光伏电池输出短路电流和开路电压进行测试。其中对选择性辐射器进行了两次实验测试，第一次在辐射器外围配备滤波器，第二次辐射器外围不布置滤波器。实验选用石英玻璃管辐射燃烧系

统、盘旋流道式水冷系统及回热系统 2。其中选择性辐射器是在多孔介质外壁均匀涂抹选择性辐射材料(由 Al_2O_3 和 Er_2O_3 合成), 然后将其装入石英玻璃管形成, 选择性辐射材料光谱曲线如图 5.1.1; 冷却水流量为 0.05L/s, 入口水温为 $10^\circ\text{C} \sim 12^\circ\text{C}$ 。实验进行时首先控制燃气流量和空气流量为某一定值, 待辐射器温度和热流面温度稳定后, 然后对上述参数进行测试, 测试方法同上文。采用的燃气流量分别为 22L/h、29L/h、36L/h; 空气流量为 $0.8\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.00\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.20\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.40\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.60\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1.80\text{m}^3/\text{h}$ 。

5.2 实验结果分析

5.2.1 黑体辐射器电池输出特性

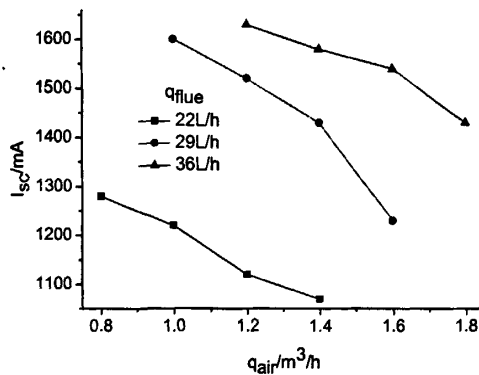


图 5.2.1 电池输出短路电流随空气流量的变化

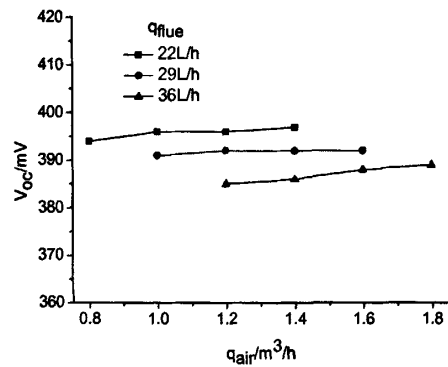


图 5.2.2 电池输出开路电压随空气流量的变化

图 5.2.1 示出电池的短路电流 I_{sc} 随着燃料量和空气量的变化规律。从图中可以发现, 随着燃料量的增加, 电池短路电流的平均值逐步增大, 空气量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ 条件下, 短路电流 I_{sc} 从燃料量为 22L/h 时的 1120mA, 增加到燃料量为 36L/h 时的 1630mA。电池的短路电流主要由电池对辐射光谱的响应来控制, 较高温度的光谱特性将会产生较高的短路电流, 随燃料量的增加, 辐射器表面温度和辐射功率均逐步减小, 光伏电池所接受的红外辐射增多, 并且根据维恩位移定律, 随辐射器表面温度的升高, 其发射光谱逐步向短波方向移动, 即电池所接受到的能量中可以被利用的份额也逐渐增大, 所以随燃料量的增大, 电池输出短路电流会上升。在同一燃料量条件下, 随着空气量的增加, 短路电流逐步的降低, 以燃料量为 29L/h 为例, 空气量为 $1.0\text{m}^3/\text{h}$ 时电池短路电流为 1600mA, 空气量为 $1.8\text{m}^3/\text{h}$ 时则降低为 1230mA。固定燃料量不变, 空气量增大, 过剩的冷空气会带走燃烧室中的热量, 降低辐射器表面温度和辐射功率, 短路电流随之减小。

不同燃料量以及对应的不同空气量条件下的电池的开路电压的分布如图 5.2.2 所示, 可以看出, 在固定燃料量下, 电池的开路电压变化不大, 而随着燃

料量的增大,开路电压略有降低。分析原因,主要是电池的开路电压主要取决于电池的自身材料的特性和电池的运行温度,在同一燃料量下,空气量增大,电池温度下降但下降较少,因而开路电压稍有上升;燃料量增大,如上文所述,辐射器温度增大,电池所接收的辐射能增大,电池温度会上升,引起电池开路电压下降。

总体而言,电池短路电流对辐射器温度反应较强,而受电池运行温度影响不大;相反,辐射器温度对电池开路电压的影响较小,而电池运行温度对电池开路电压的影响较大。所以,随燃料量的增大,电池输出短路电流会随之上升,开路电压随之降低;空气量增大,电池输出短路电流减小,开路电压稍微增大。

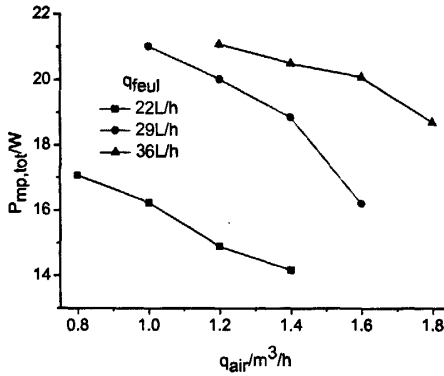


图 5.2.3 系统总输出电功率随空气流量的变化

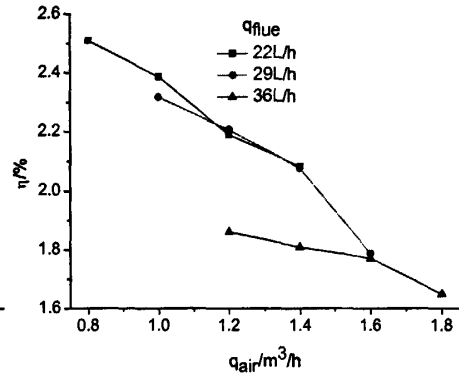


图 5.2.4 热光伏系统发电总效率随空气流量的变化

本文的热光伏系统装置设计为最多可布置 48 片光伏电池,假设系统布满 48 片电池,系统总输出电功率 $P_{mp, total}$ 为单片电池 P_{mp} 的 48 倍, P_{mp} 的计算方法同上文 ($P_{mp} = V_{oc} \times I_{sc} \times FF$), 系统总发电效率 η 为系统总输出电功率 $P_{mp, total}$ 与燃料热值之比。图 5.2.3 给出了不同燃烧工况下的系统总输出电功率 $P_{mp, total}$ 。从图中可以看出, 燃料量为 22L/h、29L/h、36L/h 时, 系统总输出电功率 $P_{mp, total}$ 最大分别为 17.07W、21.02W、21.09W。试验结果说明, 随着空气量的增大, $P_{mp, total}$ 逐步降低, 随燃料量的增大, $P_{mp, total}$ 逐步升高, 这与上文图 5.2.1 和图 5.2.2 所示的电池短路电流和开路电压变化的趋势一致, 燃料量一定, 空气量增加, 电池短路电流逐渐下降, 而开路电压几乎不变, 引起 $P_{mp, total}$ 降低; 空气量不变, 燃料量增加, 电池短路电流明显增加, 但开路电压下降较少, 因此 $P_{mp, total}$ 会增大; 但同时可以发现, 燃料量从 22L/h 增加到 29L/h 时, $P_{mp, total}$ 增加比较明显, 而从 29L/h 增加到 36L/h 时则增加趋势减缓, 因为随着燃料量的增加, 燃烧器的温度升高获得了更大的短路电流, 但同时电池温度升高降低了开路电压, 从而总的增量效果减缓。

图 5.2.4 分别给出了不同燃料量下, 系统总发电效率 η 随空气量的变化。从

图中可以发现,任一燃料量下,随空气流量的增大,系统总发电效率 η 逐步下降,燃料量不变意味着系统总输入燃料热值不变,空气量增大,导致系统总输出功率减小,因此系统总发电效率 η 逐渐降低。空气量不变,随燃料量的增大 η 逐步降低,这是由于燃料量增大,燃烧室温度增大,而由于本文热光伏系统中燃烧室体积的限制,当燃烧室温度到达一定程度后,燃烧系统效率会随燃烧室温度的增大逐渐减小,导致热光伏系统发电效率的减小,这是也上文电池最大输出功率在燃料量增大时其增大趋势逐渐变缓的另一原因。这也表明,单纯的依靠增加燃料量来提高燃烧器温度,从而提高系统输出电能的方法是不可取的,应该考虑进一步的优化燃烧器结构和燃烧条件,使得燃料的化学能能够更加充分的转换为辐射热能,特别是铟化镓电池相匹配的光谱范围的辐射能,同时保持电池在合理温度范围内运行,这样可以更加有效的提高系统的输出功率与总发电系统。

总之,随空气量的增大,系统总输出功率 $P_{mp,total}$ 和总发电效率 η 都会下降;随燃料量增大, $P_{mp,total}$ 会增大但趋势变小, η 不断减小;当燃料量为 36L/h, 空气量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ 时,系统的总输出功率 $P_{mp,total}$ 最大,其值为 21.09W, 此时系统总发电效率为 1.86%; 而系统最大发电效率为 2.51%, 发生在燃料量为 22L/h, 空气量为 $1.0\text{m}^3/\text{h}$, 对应总输出功率 $P_{mp,total}$ 为 17.07W。即在实验燃烧工况下, 电池最大输出功率发生在燃料量最高的时候, 而系统最大发电效率却在燃料量较低的时候。

5.2.2 黑体辐射器和选择性辐射器的实验结果对比

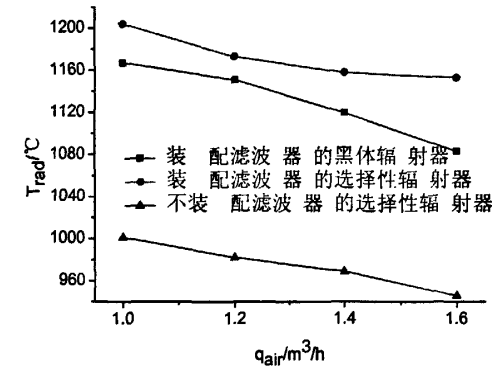


图 5.2.5 几组实验工况下辐射器表面温度的对比曲线

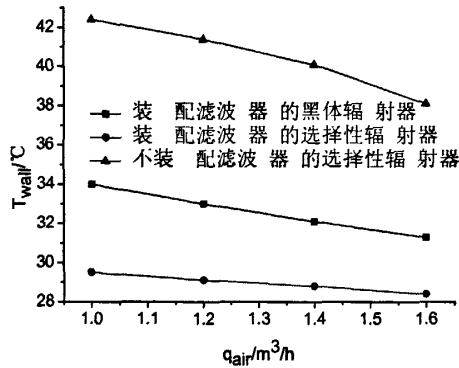


图 5.2.6 几组实验工况下热流面温度的对比曲线

图 5.2.5 是燃料量为 29L/h, 不同空气量下, 三组实验工况下辐射器表面温度的对比曲线。从图中可以看出, 配备滤波器的选择性辐射器对应的辐射器表面温度最高, 黑体辐射器次之, 不配备滤波器的选择性辐射器最低。选择性辐射器由于自身材料的特性, 其表面发射率小于黑体辐射器, 相同辐射面温度下向外界发出的辐射能较少, 所以有利于提高其表面温度, 另外滤波器将大多数波长大于

1.78 μm 的红外辐射返回到辐射器表面，提高了辐射器表面温度，因此三组工况下，配备滤波器的选择性辐射器的辐射器表面温度最高；但如果选择性辐射器外围不配备滤波器，虽然它表面发射率相对较低，向外围发射的辐射能较少，但波长大于 1.78 μm 的辐射能仍占较大一部分，这部份能量将不能被有效的返回辐射器继续被利用，所以不配备滤波器的选择性辐射器表面温度低于配备滤波器的黑体辐射器表面温度。

图 5.2.6 是燃料量为 29L/h，不同空气量下，三组实验工况下散热器热流面温度的对比曲线。从图中可以看出，不配滤波器的选择性辐射器所对应的曲线最高，黑体辐射器次之，配备滤波器的选择性辐射器最低。分析原因，没有滤波器的保护，选择性辐射器释放的辐射能都可以到达热流面，热流面接收到辐射能较多，所以不配备滤波器的选择性辐射器所对应的热流面温度最高。滤波器虽然在波长大于 1.78 μm 的红外辐射波段反射率较高，但仍然会有一部分辐射会透过，黑体辐射器辐射器在整个波长范围内辐射面发射率较高，将会有更多的波长大于 1.78 μm 的红外辐射穿过滤器到达热流面，所以其热流面温度略高于配备滤波器的选择性辐射器所对应的热流面温度，但两者相差很小，仅 1℃~2.5℃。

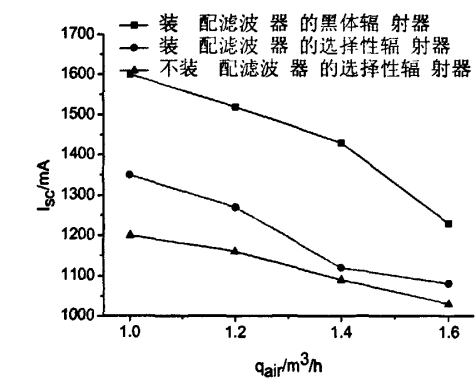


图 5.2.7 几组实验工况下电池输出
短路电流的对比曲线

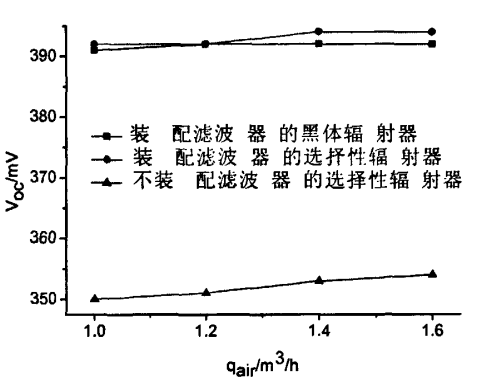


图 5.2.8 几组实验工况下电池输出
开路电压的对比曲线

图 5.2.7 示出了燃料量为 29L/h，不同空气量下，三组实验工况下光伏电池输出短路电流的对比曲线。黑体辐射器在整个波长范围内发射率高达 0.9，相对于选择性辐射器，其在波长小于 1.78 μm 的红外波段内发射率较高，电池接收到可利用的能量较多，所以图中黑体辐射器所对应的电池输出短路电流最大。配备滤波器的选择性辐射器温度较高，并且滤波器对波长小于 1.78 μm 的红外波段有高透过性，所以它所对应的电池输出短路电流大于不配备滤波器的。

图 5.2.8 给出了燃料量为 29L/h，不同空气量下，三组实验工况下光伏电池输出开路电压的对比曲线。从图中可以看出，黑体辐射器所对应的曲线略低于配备滤波器的选择性辐射器对应的曲线，但两条曲线非常接近，这是由于两者所对

应的热流面温度比较接近，结合图 5.2.6，前者只比后者高 1℃~2.5℃，所以前者比后者的电池输出开路电压仅低 1~2mV。而不配备滤波器的选择性辐射器所对应的光伏电池由于温度最高，导致开路电压最低。

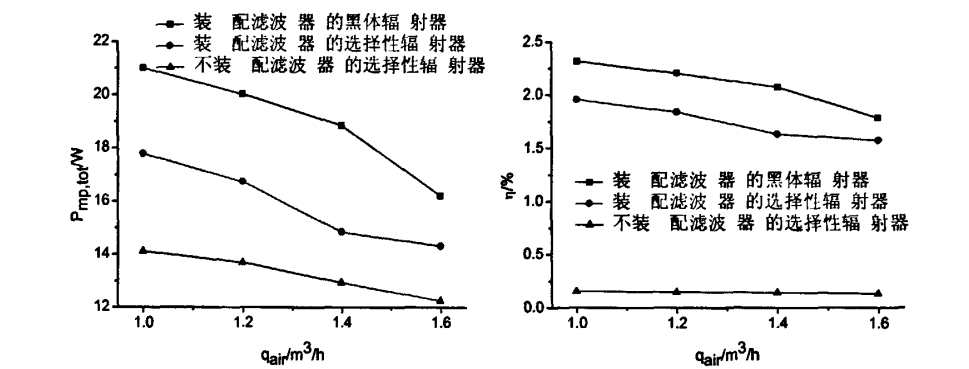


图 5.2.9 几组实验工况下系统总输出

5.2.10 几组实验工况下系统发电

电功率的对比曲线图

效率的对比曲线

图 5.2.9 和 5.2.10 分别给出了燃料量为 29L/h，不同空气量下，三组实验工况下系统总输出功率 $P_{mp, total}$ 和系统发电效率 η 的对比曲线。同电池输出短路电流和开路电压的大小关系一致，黑体辐射器所对应的电池短路电流明显大于配备滤波器的选择性辐射器的，而两者开路电压却相差很小，所以黑体辐射器所对应的系统总输出功率和系统总发电系统都最大。不配备滤波器的选择性辐射器所对应的电池短路电流和开路电压都最小，其对应的系统总输出功率和系统总发电效率也最小。

本文实验结果显示，装配黑体辐射器时热光伏系统发电效率较高，然而许多国外学者的实验研究表明选择性辐射器的性能更优于黑体辐射器。分析原因，本文使用的选择性辐射材料光谱特性见图 5.1.1，在 400nm~2500nm 有较强的选择性，且波峰发生在 1500nm，与 GaSb 电池较匹配，但其在波长 1400nm~1600nm 之间发射率平均不到 0.5，仍然不够理想。Lucian G. Ferguson^[11]等人通过在 MgO 中添加少量 NiO 制成的选择性辐射材料在波长 1400~1600nm 间发射率平均不低于 0.8。因此，如果选用性能更优的选择性辐射材料，本文热光伏系统的效率可以得到进一步的提高。

5.3 几组典型实验工况下热光伏系统的电能输出特性

到目前为止，本文已经对辐射燃烧系统、回热系统、冷却系统进行了多次改进，并取得到了一定的成果。本节主要例举几次单个部件的改进对热光伏系统发电效率的贡献。

表 5.3.1 七组实验工况分别对应的辐射器燃烧系统、回热系统及冷却系统

实验工况	辐射器燃烧系统	回热系统	冷却系统
工况 1 (status 1)	碳化硅管	回热系统 1	直肋风冷系统
工况 2 (status 2)	碳化硅管	回热系统 1	直流道式水冷系统
工况 3 (status 3)	多孔介质	回热系统 1	直流道式水冷系统
工况 4 (status 4)	石英玻璃	回热系统 1	直流道式水冷系统
工况 5 (status 5)	石英玻璃	回热系统 2	直流道式水冷系统
工况 6 (status 6)	石英玻璃	回热系统 2	盘旋流道式水冷系统
工况 7 (status 7)	石英玻璃	回热系统 2	弯曲分叉肋风冷系统

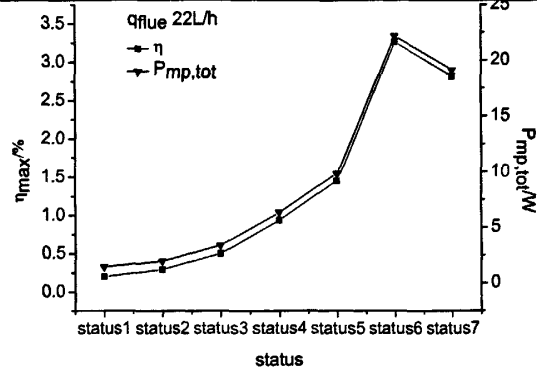


图 5.3.1 不同实验工况下，系统最大发电效率及其与之对应的系统总输出电功率

表 5.3.1 列举了 7 组实验工况分别对应的辐射器燃烧系统、回热系统及散热系统。图 5.3.1 是不同实验工况下，系统最大发电效率 η_{\max} 及其与之对应的系统输出电功率 $P_{\text{mp. total}}$ 的比较。其中燃料流量为 22L/h，直肋式风冷系统风扇功率为 12.86W，盘旋流道式风冷系统风扇功率为 8.94W，水冷系统水流量均为 62.5mL/s。从工况 1 到工况 2，系统将直肋风冷系统换为直流道式水冷系统，直流道式水冷系统比直肋风冷系统散热性能相对较好，降低了电池运行温度，提高了电池转换效率和开路电压，系统最大发电效率 η_{\max} 从 0.2%提高到 0.29%，系统输出电功率 $P_{\text{mp. total}}$ 从 1.45W 提高到 1.96W，两者均提高了 35%。从工况 2 到工况 3，系统将碳化硅管辐射燃烧系统换成多孔介质辐射燃烧系统，从上文分析得知，多孔介质辐射燃烧系统的辐射器表面温度较高，电池的输出短路电流得到提高，进而系统最大发电效率 η_{\max} 从 0.29%提高到 0.5%， $P_{\text{mp. total}}$ 从 1.96W 提高到 3.4W，两者均提高了 73%。同样从工况 3 到工况 4，系统用石英玻璃辐射燃烧系统代替密封多孔介质辐射燃烧系统，辐射器表面温度又有所提高，电池输出短路电流得到相应提高，进一部使 η_{\max} 从 0.5%提高到 0.93%， $P_{\text{mp. total}}$ 从 3.4W 提高到 6.32W，两者均提高了 46%。从工况 4 到工况 5 是将回热系统 1 换为回热系统 2，回热器性能有所提高，引起燃烧效率提高，同样引起辐射器表面温度的提高，同

电池输出短路电流随之提高, η_{\max} 从 0.93% 提高到 1.45%, $P_{\text{mp. total}}$ 从 6.32W 提高到 9.86W, 两者均提高了 56%。从工况 5 到工况 6, 系统用盘旋流道式水冷系统代替直流道式水冷散热器, 正如上文所述, 盘旋流道式水冷散热器不仅散热性能好, 可以使电池在较低的温度下运行, 有效提高了电池转换效率和输出开路电压, 并且其内腔也做了调整, 辐射温度也得到了提高, 使电池的输出短路电流进一步提高, 所以系统最大发电效率和总输出电功率得到了较大的提高, η_{\max} 从 1.45% 提高到 3.26%, $P_{\text{mp. total}}$ 从 9.86W 提高到 22.18W, 两者均提高了 125%。最后是实验工况 7, 工况 7 是将实验工况 6 中的盘旋流道式水冷系统换为弯曲分叉肋风冷系统, 弯曲分叉肋风冷系统仍然可以有效的控制电池温度, 其内腔结构又和盘旋流道式水冷系统相同, 所以两者所对应的 η_{\max} 和 $P_{\text{mp. total}}$ 相差不大, 工况 7 所对应的系统最大发电效率为 2.81%, 对应系统总输出电功率为 19.11W, 低于工况 6 不到 16%, 且风冷系统不依赖水源, 使热光伏系统有独立便携的优点。

另外, 上文的系统发电效率是系统输出电功率与燃料量热值之比, 并未考虑水泵耗功或风扇耗功。下面针对盘旋流道式水冷系统和弯曲分叉肋风冷系统, 给出去除水泵或风扇所消耗的电能后, 系统的最大发电效率和输出电功率。由于实验时并未对水泵的耗功进行测量, 本文用理论计算的方法估计水冷系统所需的功耗。如上文所述, 水泵理论耗功是入口总压、冷却水体积流量的乘积与水泵效率之比, 入口总压可以通过上文水冷系统 FLUENT 仿真方法给出, 当水流量为 62.5mL/s 时, 散热器入口总压为 10896Pa, 假设水泵效率为 60%, 则水泵理论耗功为 1.14W。所以去除泵功, 盘旋流道式水冷系统的在最大发电效率时对应的系统总输出电能 $P_{\text{mp. total}}=22.18-1.14=21.04\text{W}$, 最大发电效率 $\eta_{\max}=19.84/680=3.09\%$ (其中 680 为 22L/H 的燃料热值)。去除风扇耗功, 弯曲分叉肋风冷系统在最大发电效率时对应的系统总输出电能 $P_{\text{mp. total}}=19.11-8.94=10.17\text{W}$, 最大发电效率 $\eta_{\max}=10.17/680=1.50\%$ 。

总之, 经过一系列的改进, 热光伏系统发电效率已经得到了较大的提高。从实验工况为碳化硅管辐射燃烧系统、回热系统 1、直肋风冷系统, 到实验工况为石英玻璃辐射燃烧系统、回热系统 2、盘旋流道式水冷系统, 热光伏发电系统的总发电效率已经从 0.20% 提高到 3.26%, 对应总输出电功率从 1.45W 提高到了 22.18W。去除水泵或风扇耗功, 装配盘旋流道式水冷系统时, 热光伏系统最大发电效率为 3.09%, 对应总输出电功率为 21.04W, 装配弯曲分叉肋风冷系统时热光伏系统最大发电效率为 1.50%, 对应总输出电功率为 10.17W。

5.4 本章小结

本章首先通过实验研究了基于黑体辐射器和选择性辐射器的热光伏系电能

输出特性。给出了不同燃烧工况下,配备黑体辐射器时热光伏电池的输出短路电流和开路电压的变化规律,并总结出了系统最大输出电功率和系统总发电效率的变化规律,给出系统最大输出电功率和最大发电总效率,及其所对应的燃烧工况点;比较讨论了黑体辐射器、配备滤波器的选择性辐射器及不配备滤波器的性能及其对热光伏系统电能输出的影响。最后,本章还给出了在几次单个部件改进后热光伏系统的最大发电效率及其与之对应的系统输出电功率,评价了几次主要改进对热光系统电能输出的贡献。结果表明:

1) 随空气量的增大,系统总输出电功率和总发电效率都会下降;随燃料量增大,总输出电功率会增大但趋势变小,总发电效率不断减小。实验燃烧工况下,电池最大输出功率发生在燃料量最高的时候,而系统最大发电效率却在燃料量较低的时候;

2) 对于本文的热光伏系统发电装置,配备滤波器可以提高选择性辐射器表面温度及其对应的电池输出特性,但由于本文的选择性辐射材料光谱特性不够理想,因此配备滤波器的选择性辐射器对应的系统总输出电功率和总发电效率不及配备滤波器的黑体辐射器所对应的;

3) 从实验工况为碳化硅管辐射燃烧系统、回热系统 1、直肋风冷系统,到实验工况为石英玻璃辐射燃烧系统、回热系统 2、盘旋流道式水冷系统,热光伏发电系统的总发电效率已经从 0.20% 提高到 3.26%,对应总输出电功率从 1.45W 提高到了 22.18W。去除水泵和风扇耗功,装配盘旋流道式水冷系统时,热光伏系统最大发电效率为 3.09%,对应输出电功率为 21.04W,装配弯曲分叉肋风冷系统时热光伏系统最大发电效率为 1.50%,对应输出电功率为 10.17W。

6 结论与展望

6.1 全文总结

为提高热光伏发电系统电能输出和发电效率,本文对辐射燃烧系统、回热系统、冷却系统进行了优化设计,主要研究成果如下:

1) 先后共设计了 4 组辐射燃烧系统,碳化硅管辐射燃烧系统、多孔介质辐射燃烧系统、预混辐射燃烧系统、石英玻璃管辐射燃烧系统,并对其分别进行了实验研究,比较了燃烧的充分性及辐射面温度、辐射面辐射功率、热辐射效率的大小。确定了本文热光伏发电装置的最优辐射燃烧系统—石英玻璃管辐射燃烧系统。

2) 在原回热系统 1 的基础上提出了改进方法,并利用 Fluent 仿真分析了肋片结构对回热器回热性能和阻力特性的影响,结合机械加工可行性、经济性及实用性设计了回热系统 2。对两套回热系统进行实验研究,结论如下:(1) 总结出了回热系统 2 的烟气入口温度、烟气出口温度、空气出口温度、回热有效度、换热量、热阻等参数随燃烧工况的变化规律;(2) 相比回热系统 1,回热系统 2 的空气入口温度、回热有效度及换热量都较高,烟气出口温度和热阻较小,使热光伏系统效率提高了 30%~50%。(3) 利用上述模拟方法对回热系统 2 进行仿真,结果与实验结果符合的较好,验证了本章模拟方法的正确性。

3) 对直流道式水冷系统和直肋风冷系统进行理论分析,分析其不足之处,在此基础上结合商业热分析软件 FLUENT 的数值模拟,重新设计新的水冷系统和风冷系统;对几组冷却系统进行了实验研究,给出了盘旋流道式水冷系统的热流面温度、冷却水进出口压力和电池输出短路电流和开路电压随水流量的变化曲线,及不同辐射器温度下两套风冷系统热流面温度及电池输出特性随风扇功率的变化曲线,为热光伏应用时选择合适的水流工况及风扇工况提供指导;利用 FLUENT 对装配盘旋流道式水冷散热器进行了仿真分析,结果与实验结果符合较好,在此计算方法基础上,讨论导流片和肋片结构对散热器传热阻力性能的影响,为以后设计性能更优的水冷散热器提供科学依据;比较了几组冷却系统的性能,结果表明:(1) 盘旋流道式水冷系统的热流面温度较低,可以有效控制光伏电池温度,对应辐射器温度有效的提高,光伏电池短路电流和开路电压分别提高了 600mA~850mA 和 80mV~120mV;(2) 添加滤光片可以有效降低热流面温度,吸风效果优于吹风,弯曲分叉肋风冷系统的热流面温度远低于直肋风冷系统的,相同工况下,装配弯曲分叉肋风冷系统时,光伏电池短路电流和开路电压分别提高了 900mA~1000mA 和 180mV~200mV。

4) 实验研究了基于黑体辐射器和选择性辐射器的热光伏系统的电能输出特

性。结果表明：(1) 随空气量的增大，系统总输出电功率和总发电效率都会下降；随燃料量增大，总输出电功率会增大但趋势变小，总发电效率不断减小；实验燃烧工况下，电池最大输出功率发生在燃料量最高的时候，而系统最大发电效率却在燃料量较低的时候；(2) 对于本文的热光伏系统发电装置，配备滤波器可以提高选择性辐射器表面温度及其对应的电池输出特性，但由于本文的选择性辐射材料光谱特性不够理想，因此配备滤波器的选择性辐射器对应的系统总输出电功率和总发电效率不及配备滤波器的黑体辐射器所对应的。

总之，经过一系列的改进，热光伏系统总发电效率已经得到了较大的提高。从实验工况为碳化硅管辐射燃烧系统、回热系统 1、直肋风冷系统，到实验工况为石英玻璃辐射燃烧系统、回热系统 2、盘旋流道式水冷散热系统，热光伏发电系统的总发电效率已经从 0.20% 提高到 3.26%，对应总输出电功率从 1.45W 提高到了 22.18W。去除水泵和风扇耗功，装配盘旋流道式水冷系统时，热光伏系统最大发电效率为 3.09%，对应总输出电功率为 21.04W，装配弯曲分叉肋风冷系统时，热光伏系统最大发电效率为 1.50%，对应总输出电功率为 10.17W。

6.2 研究展望

在已有的工作基础上，作者认为应该对以下的几个方面作更深一步地研究和讨论：

1) 寻求更优的碳化硅多孔介质加工工艺。实验中发现，当燃料量上升到 36L/h 时，由于燃烧室温度过高（1200℃ 以上），多孔介质经常出现烧化的现象，阻碍了实验进行及辐射器温度的进一步提高。而理论上碳化硅熔点在 1500℃ 以上，由于便于多孔介质成形，加工碳化硅多孔介质时在其中掺加有粘土，降低了多孔介质的熔点。若能寻求到更好的加工工艺，使碳化硅多孔介质熔点提高，课题中热光伏发电装置的辐射器温度将可进一步提升，进而提高热光伏系统电能总输出；

2) 泡沫金属换热器。对回热器下部温度较低的部分，用泡沫金属来代替内外肋片，可增大换热面积，增大气体扰动，提高气固换热，进而增强回热器换热性能；

3) 在散热器内壁里面或在紫铜板中沿高度方向插入热管，拉平热流面温度，可以使热流面温度分布更均匀，且可以降低热流面平均温度，提高了散热器性能，进而使热光伏电池输出特性提高；在风冷散热器翅片中沿高度方向埋下热管，拉平翅片高度方向的温差，可以减小翅片高度，减少风扇耗功，有望依靠自然对流便可控制光伏电池温度；

4) 借助引射原理送风。利用燃气燃烧后在燃烧室中产生的高温烟气和外界

空气的温差，采用引射原理来引吸空气进入燃烧室，进而减少送风机的功耗。

5) 设计空气旋转式风帽。在回热器顶部设计空气旋转式风帽，使空气沿周向进入燃烧室，然后盘旋向上流动，如此可以加强空气和燃气的扰动，并增长其在燃烧室中的停留时间，使燃烧更加充分，有利于提高辐射器温度；

6) 从文中优化风冷系统肋片结构的时可以看出，增加肋片数目、增厚肋片厚度及在肋片尾端分叉均可以降低散热器热流面温度，但这三者之间又存在冲突，由于计算量较大及时间原因，本文只对其进行了简单的讨论，作者认为，若对其进行详细的计算分析，定可设计出性能更优的散热器结构。

致 谢

几经彷徨求索，论文终于得以完成。回顾这一程求学路，记忆里满是老师的悉心指导和同学的快乐相伴，在此我要向他们表达最诚挚的感谢。

首先，我要感谢我敬爱的导师—韩玉阁教授。从本科毕业设计开始便师从于韩教授，老师给我最大的印象便是待人和蔼可亲、治学严谨。导师深刻的思想，敏捷的思维，坚实的理论功底，以及高尚的品格，为我树立了人生的楷模。在我学习和做论文的过程中，他向我提出了许多宝贵的建设性意见和建议，他积极的精神和随和的态度是我学习的榜样，他耐心细致地解答我的问题让我受益匪浅！同时，导师教会了我许多做人的哲理，使我在学识上和能力上有了很大的提高。

同时衷心的感谢课题组谭洪老师，如果说我在学术上有一点点收获的话，我想这和他的谆谆教导，不厌其烦是分不开的；在我学业和生活中最为困惑和迷茫的时候，是他给予了我前进的动力和方向；在毕业论文的写作过程中，论文结构构思，遣词造句，都倾注了他的悉心指导。很幸运能够成为韩玉阁老师和谭洪老师的一名弟子，感涓师恩，情深意切，铭记于内，没齿难忘！

其次，感谢课题组的宣益民教授、李强教授、任登凤老师在我学习和生活中给予的教诲、关心与帮助。三位老师富有创新的学术思想、雷厉风行的工作作风及亲切的待人风范必将使我受益终身。

感谢陈雪博士、连文磊博士、马伟博士、陈一中、李庆斌和梁欢学长在课题研究阶段给予的建议与帮助。感谢我的同学姚小蕾、范德松、铁鹏、张羽、张平、王新校、丁贤虎、郑志恒、段慧玲、徐兵、樊丽花、于峰、胡乔、王小璐、李建、方全喜，你们有的是我生活中无话不谈、使我摆脱困惑的朋友，有的是和我一起为学生工作而尽心尽力的伙伴，有的是我学业和生活中帮助过我很多的知己，在这里对你们表示深深的谢意。

最后感谢我的父母及家人，在我感到压力和沮丧之时给我的鼓励，对我学习工作上的支持和理解，对我生活上无微不至的关心和爱护。

参考文献

- [1] Coutts T J. A review of progress in thermophotovoltaic generation of electricity. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1999,77-184
- [2] Demichelist F, Minettim, Agnellom ,et al. Evaluation of thermophotovoltaic conversion efficiency. *J Appl. Phys*, 1982, 53(12): 9098-9104
- [3] Ferguson L, Fraas L. Matched infrared emitters for use with GaSb TPV cells. In: Coutts TJ, Allman C, Benner JP, editors. *The Third NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity*. Am Inst Phys Conf Series. New world: American Institute of Physics ,1997, 401: 169-79
- [4] Schubnell M, Benz P, Mayor J C. Design of a thermophotovoltaic residential heating system. *Solar Energy Materials& Solar Cells*, 1998, 52: 1-9
- [5] Matthias Zenker, Andreas Heinzel, Gunther Stollwerck, Jörg Ferber, Joachim Luther. Efficiency and Power Density Potential of Combustion-Driven Thermophotovoltaic Systems. *IEEE TRANSACTIONS ON ELECTRON DEVICES*, VOL,2001,48(2)
- [6] 乔在祥, 陈文浚, 杜邵梅. 热光伏技术的研究进展. *电源技术*, 2005,29(1):57-61
- [7] 陈雪, 韩玉阁, 李强, 宣益民. 热光伏系统基本特征研究. *电工电能新技术*, 2007,26(4):41-46
- [8] Bauer T, Forbes I, Penlington R., Pearsall N. The potential of thermophotovoltaic heat recovery for the glass industry. In: *Proc TPV5 The fifth conference on thermophotovoltaic generation of electricity*, Rome, Italy, 15–19 September 2002
- [9] Fraas LM, Avery JE, Daniels WE, Huang HX, Mafla E, Testi G. TPV tube generators for apartment building and industrial furnace applications. In: *17th European photovoltaic solar energy conference*, Munich, Germany, 22–26 October 2001
- [10] G. Colangelo, A. de Risi, D. Laforgia. Experimental study of a burner with high temperature heat recovery system for TPV applications. *Energy Conversion and Management*, 2006,47:1192-1206
- [11] Lucian G. Ferguson , Fatih Dogan. A highly efficient NiO-Doped MgO matched emitter for thermophotovoltaic energy conversion. *Materials Science and Engineering*, 2001, B83:35-41
- [12] K. Qiu, A.C.S. Hayden. Development of a silicon concentrator solar cell based

- TPV power system. *Energy Conversion and Management*, 2006, 47: 365-376
- [13] W.J. Tobler, W. Durisch. High-performance selective Er-doped YAG emitters for thermophotovoltaics. *Applied Energy*, 2008, 85: 483-493
- [14] M. Ghanashyam Krishna, M. Rajendran, D.R. Pyke, A.K. Bhattacharya. Spectral emissivity of ytterbium oxide-based materials for application as selective emitters in thermophotovoltaic devices. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 1999, 59: 337-348
- [15] B.V. Cockeram, J.L. Hollenbeck. The spectral emittance and long-term thermal stability of coatings for thermophotovoltaic (TPV) radiator applications. *Surface and Coatings Technology*, 2002, 157: 274-281
- [16] Ivan Celanovic, Francis O'Sullivan, Natalija Jovanovic, Minghao Qi and John Kassakian. 1D and 2D Photonic Crystals for Thermophotovoltaic Applications. *Photonic Crystal Materials and Nanostructures*, 2004, 5450: 416-422
- [17] E. Lindberg, L. Broman. Faberge optics and edge filter for a wood powder fuelled thermophotovoltaic system. *Renewable Energy*, 2003, 28: 373-384
- [18] Timothy J. Coutts. An overview of thermophotovoltaic generation of electricity. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 2001, 66: 443-452
- [19] Carsten Rohra, James P. Connolly, Nicholas Ekins-Daukesa, Paul Abbotta, Ian Ballarda, Keith W.J. Barnham, Massimo Mazzerb, Chris Buttonc. InGaAs/InGaAs strain-compensated quantum well cells for thermophotovoltaic applications. *Physica E*, 2002, 14: 158-161
- [20] M.G. Mauk, Z.A. Shellenbarger, A. Cox, O.V. Sulima, A.W. Bett, R.L. Mueller, P.E. Sims, B. McNeely, L.C. DiNetta. Liquid-phase epitaxy of low-bandgap III-V antimonides for thermophotovoltaic devices. *Journal of Crystal Growth*, 2000, 211: 189-193
- [21] V.A. Gevorkyana, V.M. Aroutiouniana, K.M. Gambaryana, M.S. Kazaryana, K.J. Touryanb, M.W. Wanlassb. Liquid-phase electroepitaxial growth of low band-gap p-InAsPSb/In-InAs and p-InAsP/n-InAs diode heterostructures for thermo-photovoltaic application. *Thin Solid Films*, 2004, 451: 124-127
- [22] B.V. Cockeram, J. L. Hollenbeck. The Spectral Emittance and Stability of Coatings and Textured Surfaces for Thermophotovoltaic (TPV) Radiator Applications. *The Minerals, Metals and Materials Society*, 2001, 328-334
- [23] M. K. Hudait, Y. Lin, M. N. Palmisiano, S. A. Ringel. 0.6-eV Bandgap $\text{In}_{0.69}\text{Ga}_{0.31}\text{As}$ Thermophotovoltaic Devices Grown on $\text{InAs}_{1-y}\text{P}_y$

- Step-Graded Buffers by Molecular Beam Epitaxy. IEEE ELECTRON DEVICE LETTERS, 2003, 24: 538-540
- [24] Make Goldstein, K. C. Chen. Man portable TPV Generator system. U.S ARMY RESEARCH OFFICE, 1997: 0704-0188
- [25] Murray S, Murray C, Newman F, Siergiej R. Thermophotovoltaic Energy System Conversion for Use in space power applications manufacturing 20% efficient cells. In proceeding of space technology and applications international forum (STAIF-03) edited by EI-Genk M S. AIP Conference Proceedings 654 Melville, New York, 2003
- [26] 陈雪, 宣益民. 热光伏技术基本原理与研究进展. 半导体光电. 2006, 27(3): 353~365
- [27] Broman L, Marks J. Co-generation of electricity and heat from combustion of wood powder utilizing thermophotovoltaic conversion. In: Coutts TJ Benner JP, editors. The First NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series New York : American Institute of Physics 1994; 321: 133-8
- [28] Schock A, Or C, Kumar V. Small radioisotope thermophotovoltaic (RTPV) generators. In: Benner JP, Coutts TJ, Ginley DS, editors. The Second NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series New York: American Institute of Physics, 1997; 358: 81-97
- [29] Guazzoni G, McAlonan M. Multifuel (liquid hydrocarbons) TPV generator. In Coutts TJ, Allman CS, Benner JP, editors. The Third NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series. New York: American Institute of Physics 1997; 401: 341-54
- [30] Becker FE, Doyle EF, Shukla K. Development of portable thermophotovoltaic power generator. In Coutts TJ, Allman CS, Benner JP, editors. The Third NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series. New York: American Institute of Physics 1997; 401: 329-339
- [31] Fraas LM, Han Xiang H, Hui S, Ferguson L, Samaras J, Ballantyne R, Seal M, West E. Development of a small air-cooled 'Midnight Sun' thermophotovoltaic electric generator. In: Benner JP, Coutts TJ, Ginley DS, editors. The Second NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series. New York: American Institute of Physics 1995; 358: 128-137
- [32] Kushch AS, Skinner SM, Brennan R, Sarmiento PA. Development of a

- cogenerating thermophotovoltaic powered combination hot water heater/hydronic boiler. In: Coutts TJ, Allman CS, Benner JP, editors. The Third NREL Conference on the Thermophotovoltaic Generation of Electricity. Am Inst Phys Conf Series. New York: American Institute of Physics 1997; 401: 373-386
- [33] Edward Doyle, Kailash Shukla. Development and Demonstration of a 25 Watt Thermophotovoltaic Power Source for a Hybrid Power System, NASA/CR-20, 2001-211071
- [34] Yang Wenming, Chou Siawkiang, Shu Chang, Xue Hong, Li Zhiwang. Effect of wall thickness of micro-combustor on the performance of micro-thermophotovoltaic power generators. Sensors and Actuators, A 119 (2005) 441-445
- [35] W.M. Yang, S.K. Chou, C. Shu, Z.W. Li, H. Xue. Combustion in micro-cylindrical combustors with and without a backward facing step. Applied Thermal Engineering. 2002(22): 1777-1787. 101
- [36] Jun Li a, Siaw Kiang Chou a, Zhiwang Li b, Wenming Yang. Development of 1D model for the analysis of heat transport in cylindrical micro combustors. Applied Thermal Engineering. 2009(29): 1854-1863
- [37] J.F. Pan, J. Huang, D.T. Li, W.M. Yang, W.X. Tang, H. Xue. Effects of major parameters on micro-combustion for thermophotovoltaic energy conversion. Applied Thermal Engineering. 2007(27): 1089-1095
- [38] Zheng Chen, Peter L. Adair, M. Frank Rose. INVESTIGATION OF ENERGY CONVERSION IN TPV POWER GENERATION PROTOTYPE USING BLACKBODY/SELECTIVE EMITTERS
- [39] Patrick C. Saxton, Angela L. Moran, Mark J. Harper, Keith W. Lindler. THERMOPHOTOVOLTAIC EMITTER MATERIAL SELECTION AND DESIGN. 1107-1102
- [40] Narihito Nakagawa, Hideki Ohtsubo, Yoshiharu Waku, Hiroo Yugami. Thermal emission properties of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Er}_3\text{Al}_5\text{O}_{12}$ eutectic ceramics. Journal of the European Ceramic Society. 2005(25): 1285-1291
- [41] B. Bitnar, Durisch, J.-C., Mayor, H., Sigg, H.R., Tschudi. Characterisation of rare earth selective emitters for thermophotovoltaic applications. Solar Energy Materials & Solar Cells, 2002, 221-234
- [42] D. Diso, A. Licciulli, A. Bianco, M. Lomascolo, G. Leo, M. Mazzer, S. Tundo, G. Torsello, A. Maffezzoli. Erbium containing ceramic emitters for

- thermophotovoltaic energy conversion. Materials Science and Engineering. 2003(98):144-149
- [43] Takashi Amano,Masafumi Yamaguchi. Analysis of energy balance of electricity and heat generated by TPV generators. Solar Energy Materials & Solar Cells, 2001,579-583
- [44] O.V. Sulima,A.W. Bett. Fabrication and simulation of GaSb thermophotovoltaic cells. Solar Energy Materials & Solar Cells.2001(66):533-540
- [45] K. Qiu,A.C.S. Hayden,M.G. Mauk,O.V. Sulima.Generation of electricity using InGaAsSb and GaSbTPV cells in combustion-driven radiant sources. Solar Energy Materials & Solar Cells, 90 (2006) 68–81
- [46] Celanovic I, Sullivan F O, Jovanovic N, et al. 1D and 2D photonic crystals for thermophotovoltaic applications.Proc.SPIE.2004(5 450):41 6-422
- [47] Bernard Wernsman, Richard R. Siergiej, Samuel D. Link,Robert G. Mahorter, Marc N. Palmisiano, Rebecca J. Wehrer,Robert W. Schultz, Gregory P. Schmuck, Rowan L. Messham,Susan Murray, Christopher S. Murray, Fred Newman, Daniel Taylor,David M. DePoy, Thomas Rahmlow. Greater Than 20% Radiant Heat Conversion Efficiency of a Thermophotovoltaic Radiator/Module System Using Reflective Spectral Control. IEEE TRANSACTIONS ON ELECTRON DEVICES,2004,5(3):512-515
- [48] WEST E M,CONNELLY W R.Integrated development and testing of multi—kilowatt TPV generator systems[EBOL]
- [49] Lucian,G.Ferguson,Fatih.Dogan. A highly efficient NiO-Doped MgO matched emitter for thermophotovoltaic energy conversion. Materials Science and Engineering,2001(83),35–41
- [50] K.Qiu,A.C.S.Hayden.Performance of low bandgap thermophotovoltaic cells in a small cogeneration system.Solar Energy,2003(74),489–495
- [51] Midshipman Timothy.A.Erickson.Design and Construction of a Thermophotovoltaic Energy Conversion System Using Combustion Gases from a T-58 Gas Turbine.USNA Trident Scholar project report,1997(246)
- [52] Dr.K.C.Chen,Mr.Dale Osbron,Mr Pedro Sarmietno.Small, Efficient Thermophotovoltaic Power Supply.Army DAAG, 55-97-C-0003
- [53] 潘剑锋, 李德桃,邓军,杨文明,薛宏.微热光电系统中的微燃烧研究. 热科学与技术,2004,3(3):261-266
- [54] 薛宏,苗家轩,吴健,徐斌,褚玉林.微型热光电系统多孔介质燃烧器性能的实验

- 研究[J]. 燃烧科学与技术,2006,12(4):369-372
- [55] 唐维新,李德桃,袁文华,潘剑锋,邓军,黄俊,张孝友.微型热光电系统中的微燃烧室研究.邵阳学院学报.2004(3):69-76
- [56] 卫尧,张孝友,张海燕,马凤仙,潘剑峰. 氢氧混合气在微型 TPV 系统燃烧管内燃烧的数值模拟.河南科技大学学报,2006,27(6):8-11
- [57] 赵新璞,徐斌,吴健,苗家轩,薛宏.燃烧器材料和结构尺寸对微型热光电系统的影响[J].能源技术, 2008,29(3):133-135
- [58] 潘宏亮等. 多孔介质中甲烷预混气火焰传播特性实验研究. 工程热物理学报, 2006, 27 (5) : 897~899.
- [59], 凌忠钱等.自由堆积多孔介质内预混燃烧火焰传播[J].化工学报, 2008, 59 (2) : 456~460.
- [60] 褚金华,程乐鸣,王恩宇,邢守祥,骆仲泐,岑可法.预混天然气在多孔介质燃烧器中的燃烧与传热.燃料化学学报.2005(33):166-170
- [61] 岑可法,骆仲泐等.渐变型多孔介质中预混燃烧试验研究.浙江大学学报.2002(6): 685-690.
- [62] 岑可法,王恩宇等.渐变型多孔介质中燃气燃烧特性试验研究.工程热物理学报.2005(6):1038-1041.
- [63] 李姐,程乐鸣,骆仲泐,岑可法. 多孔介质预混燃烧气固温度分布特性试验研究.浙江大学学报.2007(41):2069-2111
- [64] 王恩宇,程乐鸣,骆仲泐,岑可法.多孔介质中预混火焰猝熄及自稳定性研究.热科学与技术.2005(4):58-62.
- [65] 王恩宇,程乐鸣,吴学成,骆仲泐,岑可法. 渐变型多孔介质中预混燃烧试验研究. 浙江大学学报.2002(35):687-689
- [66] 吴永生,方可人.热工测量及仪表.中国电力出版社.1995:204.
- [67] 杨世铭,陶文铨.传热学第三版.高等教育出版社.1998,333-334,420-425.
- [68] 陶玲,韩玉阁.热光伏系统散热研究.2008,3
- [69] 于慈远. 计算机辅助电子设备热分析. 热设计积热测量技术的研究. 博士后研究工作报告. 北京国家图书馆. 2000
- [70] 王福军.计算流体动力学分析.清华大学出版社.2004:213-215.
- [71] 张世芳.泵与风机.北京机械工业出版社, 1996