

分 类 号 _____

学号 _____ D201277241 _____

学校代码 10487

密级 _____

华中科技大学
博士 学位 论文

太阳能光热梯级发电系统建模及其特
性研究

学位申请人： 张成

学科专业： 热能工程

指导教师： 高伟 教授

Inmaculada Arauzo 教授

张燕平 副教授

答辩日期： 2018 年 1 月 20 日

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the
Requirements for the Ph.D

Cascade solar thermal power system modeling and
research of the key features

Student : Cheng Zhang

Major : Thermal Engineering

Supervisor : Prof. Wei Gao

Prof. Inmaculada Arauzo

Associate Prof. Yanping Zhang

Huazhong University of Science & Technology

Wuhan 430074, P. R. China

January 20, 2018

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师的指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知,除文中已标明引用的内容外,本论文不包含任何其他人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体,均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名:

日期: 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定,即:学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版,允许论文被查阅和借阅。本人授权华中科技大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索,可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本论文属于 保密口,在 ____ 年解密后适用本授权书。
 不保密口。
(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名:

日期: 年 月 日

指导教师签名:

日期: 年 月 日

摘 要

随着化石能源消耗和环境污染问题的凸显,太阳能被广泛认为是未来最有潜力替代传统化石能源的清洁能源。本文以国家国际合作项目专项“太阳能梯级集热发电系统关键技术合作研究”为背景,目标是研究太阳能光热发电装置,利用各种传统型式的太阳能光热发电系统的优缺点以及热力特性,提出并组建、优化太阳能梯级集热发电系统,为探索出大规模低成本高效率利用太阳能的光热发电技术提供新的方案。主要研究内容包括:

提出了多种采用梯级集热和梯级发电的太阳能光热梯级发电系统。在梯级系统中,采用了多种型式的集热器,实现能量的梯级收集,采用多种形式的热力循环,实现能量的梯级利用。经过系统评估、参数选取、初步计算、方案比较,确定了两种具有代表性的梯级系统方案。

采用数学计算工具和系统开发工具,建立了梯级系统中各部件的机理模型,进而组建了梯级系统。采用面向对象的方法,充分利用了继承、多态等特性,保证了各部件之间既具有独立性又具有关联性。其中,斯特林机的建模过程中,考虑了多种不可逆过程及多类损失,建立了较为完善的斯特林机机理模型,并进行了模型验证分析。结果表明,所建立的斯特林机模型的精度要高于传统的经典斯特林机模型。

研究了太阳能光热梯级发电系统中斯特林机组不同排布方式对系统效率的影响。通过分析斯特林机组的各种不同的排布方式,发现串联连接是最佳的连接型式,斯特林机组具有最佳健壮性和最大的发电效率,所对应的梯级发电系统也具有最大的光热发电效率。

提出了分阶段加热的方法,有效降低了蒸汽发生系统中的烟损。在传统蒸汽发生系统的换热过程中,加热流体无相变,被加热流体有相变,两者存在较大的换热温差,换热过程有较大的烟损。本文提出分阶段加热的方法,通过改变加热流体的流量,减小换热温差,降低换热过程的烟损,进而提升太阳能镜场的集热效率。

提出了太阳能光热梯级发电系统与传统型式太阳能光热发电系统的对比方法。本文针对新型梯级发电系统提出了其与传统型式太阳能光热发电独立系统的对比方法。梯级系统在一定的参数条件下,相比其对应的独立系统,具有更高的总体光电转换效率。

建立了太阳能集热发电试验平台,并开展了相关的试验工作。在相关试验条件下,槽式集热器的热效率在 60.1% 到 62.8% 之间,槽式集热器的热效率在 39.7% 到 63.3% 之间。试验还验证了本文建立的槽式集热器和碟式集热器模型。

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

关键词： 槽式集热器, 碟式集热器, 朗肯循环, 斯特林循环, 斯特林机组, 梯级发电

Abstract

With the increasing awareness of the problem of fossil energy consumption and environmental pollution, solar energy is regarded as the best potential alternative of fossil energy. This research is based on the national cooperation project “Collaborative research on key technologies to produce electricity by cascade utilization solar thermal energy”. The objective of this project is to conduct research on the equipment of solar thermal power generation system, to propose, develop and optimize a solar thermal cascade system depending on the advantages and disadvantages of the solar thermal power generation technologies, and to explore a new feasible technology for large-scale solar thermal power generation. The main contents and conclusions of this thesis are as follows:

Multiple topological structures with cascade collection and cascade utilization of the cascade systems were proposed. In these systems, different types of collectors were used for cascade collection and different types of thermodynamic cycles were used for cascade utilization. After system evaluation, parameter selection, preliminary calculation and scheme comparison, two representative typical schemes were selected.

Mechanism models were established for the components of solar thermal power generation system by using mathematical calculation tool and system development tool. The modeling process uses an object-oriented approach, taking full advantage of inheritance, polymorphism and other characteristics, to ensure each component has both independence and relevance. Among them, the Stirling machine modeling process, considering various irreversibilities and losses, established a more accurate Stirling mechanism model with verification analysis. The results show that the accuracy of the established Stirling model is higher than that of the classical classical Stirling engine models.

The effect of different arrangements of Stirling engines on the efficiency of the cascade system was studied. Through the analysis of different arrangements of Stirling engines, it was found that series connection is the best connection type for the best robustness and maximum efficiency of the Stirling engines, and the largest solar-to-electric efficiency of the cascade system.

A method of multistage heating was proposed, which can effectively reduce the exergy loss of steam generating system. During the entire heat exchange process of a conventional steam generating system, there is no phase change in the heating fluid and there is a phase

change in the heated fluid. There exist large heat transfer temperature differences between the two fluids in the heat exchangers, which makes large entropy production during the heat exchange process. In this thesis, a method of heating in stages is proposed, in which the flow rates of the heating fluid in different heat exchangers are controlled to reduce the heat transfer temperature difference and the exergy losses, hence to increase the thermal efficiency of the solar fields.

A comparison method of cascade system and traditional solar thermal power generation systems is proposed. In this thesis, corresponding independent systems of the cascade system was proposed for comparison. It is found that the cascade system has a higher overall solar-to-electric conversion efficiency under certain parameters compared to its corresponding independent systems.

A solar thermal power generation test platform was established, and the relevant experimental work was carried out. Under the relevant test conditions, the thermal efficiency of trough collectors is between 60.1% and 62.8%, and that of dish collectors is between 39.7% and 63.3%. The experiment also validated the established trough collector and dish collector models.

Key words: parabolic trough collector, parabolic dish collector, Rankine cycle, Stirling cycle, Stirling engine array, cascade solar thermal power

目 录

摘要	I
插图索引	VII
表格索引	X
1 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 研究现状	3
1.3 Literature summary	18
1.4 Research content	18
2 系统拓扑结构	20
2.1 系统拓扑结构的设计	20
2.2 系统拓扑结构的选择	28
2.3 选定的梯级系统拓扑结构	34
2.4 本章小结	36
3 建模	37
3.1 部件建模	37
3.2 朗肯循环发电子系统建模	53
3.3 蒸汽发生系统建模	57
3.4 梯级系统建模	59
3.5 本章小结	60
4 斯特林机组的优化	62
4.1 斯特林机组的排布	62
4.2 斯特林机组的建模	63
4.3 结果分析	65
4.4 本章小结	71

5 蒸汽发生系统的优化	74
5.1 蒸汽发生子系统	74
5.2 分段加热系统	76
5.3 对比分析	79
5.4 本章小结	82
6 梯级系统性能评估	83
6.1 系统描述	83
6.2 System evaluation method	85
6.3 System parameters	87
6.4 Stand-alone system selection	89
6.5 Comparison with stand-alone system	91
6.6 Conclusion	96
7 太阳能光热发电平台的试验研究	98
7.1 平台简介	98
7.2 试验	104
7.3 结果分析	108
7.4 本章小结	116
8 总结与展望	118
8.1 总结	118
8.2 创新点	119
8.3 展望	120
致谢	121
参考文献	123
附录 A Heat transfer under constant temperature	131
附录 B Thermal gradient under constant heat flux	133
附录 C MATLAB code of class Stream	135
附录 D 攻读学位期间发表的学术论文	137

插图索引

图 1-1	三种 CSP 技术的应用实例	2
图 1-2	The SG3 400 m ² dish in Australian National University	8
图 1-3	Two-stage receiver system	13
图 1-4	Simplified schematic of a proposed integrated CSP plant configuration	14
图 1-5	The proposed ISCC scheme	15
图 1-6	Schematic of the proposed ISCC with two bottoming cycles	16
图 2-1	太阳能槽式发电系统和太阳能碟式发电系统结构示意图	20
图 2-2	太阳能光热发电系统中的元件列表	21
图 2-3	用于朗肯循环的理想工质的温熵图	22
图 2-4	典型的水工质和有机工质的朗肯循环的太阳能光热系统结构示意图	23
图 2-5	太阳能烟囱电站的结构示意图	24
图 2-6	槽式系统和太阳能烟囱组合结构示意图	25
图 2-7	一种采用集热器串联连接的梯级系统	25
图 2-8	典型的 DSG 太阳能系统示意图	26
图 2-9	使用空气-导热油换热器的太阳能光热系统示意图	27
图 2-10	两种使用了空气-水换热器的梯级系统实例	27
图 2-11	典型热机的热功转换图	28
图 2-12	太阳能光热应用中所使用的三种热力循环的 T-s 图	29
图 2-13	不同运行温度下的效率曲线	29
图 2-14	采用多种型式集热器串联连接的太阳能塔式发电系统	31
图 2-15	使用空气-导热油换热器的太阳能光热系统示意图	33
图 2-16	两种使用了空气-水换热器的梯级系统实例	33
图 2-17	采用多个热力循环之间热量回收利用的梯级系统结构图	34
图 2-18	两种选定的梯级系统拓扑结构图	35
图 2-19	图 2-18b 的一个计算案例	36
图 3-1	槽式集热器结构示意图	38

图 3-2 吸热管的传热分析示意图	39
图 3-3 碟式接收器的结构示意图	41
图 3-4 碟式接收器的热网络模型	42
图 3-5 斯特林循环的 $T-s$ 图	45
图 3-6 水循环的 $T-s$ 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 $h-s$ 图	54
图 3-7 水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 $T-s$ 图	56
图 3-8 具有回热器的 ORC 系统结构示意图	56
图 3-9 梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子	58
图 3-10 蒸汽生产过程的 $T-Q$ 曲线图	59
图 4-1 斯特林机组的五种基本连接方式	63
图 4-2 一种斯特林机组连接方式的例子	64
图 4-3 斯特林机组模型的性能分析流程图	66
图 4-4 $T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	68
图 4-5 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	69
图 4-6 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	70
图 4-7 n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响	72
图 5-1 典型的太阳能槽式发电厂	74
图 5-2 逆流布置的蒸汽发生器中的换热过程曲线	75
图 5-3 选择 \dot{m}_3 的折衷方案	76
图 5-4 改变各换热器中的 \dot{m}_3 来减小换热温差	77
图 5-5 分段加热系统的结构示意图	78
图 5-6 T_{3b} in the $T-Q$ diagram of the heat transfer processes	81
图 6-1 Sketch of the cascade system	84
图 6-2 Diagrams of water circuit and $2e-2f$ process	85
图 6-3 Sketch of the stand-alone systems	90
图 6-4 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus I_r	93
图 6-5 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus β	93
图 6-6 Parallel flow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stir- ling engines in column x	95
图 6-7 Counterflow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stir- ling engines in column x	95

图 6-8	Efficiency of Stirling engine array with different $q_{2,m}$	96
图 7-1	太阳能光热发电平台的结构示意图	99
图 7-2	试验平台的槽式集热器	100
图 7-3	试验平台的碟式集热器	101
图 7-4	ORC 系统结构示意图	103
图 7-5	ORC 系统实物图	103
图 7-6	ORC 系统控制柜的操作界面	104
图 7-7	DNI 对槽式集热器效率的影响	109
图 7-8	导热油流量对槽式集热器效率的影响	111
图 7-9	入口油温对槽式集热器效率的影响	112
图 7-10	DNI 对碟式集热器效率的影响	113
图 7-11	DNI 与碟式集热器集热效率之间的模拟结果曲线图	114
图 7-12	空气流量对碟式集热器效率的影响	115
图 7-13	空气的入口温度对碟式集热器效率的影响	116
图 1-1	Diagram of heat transfer under constant temperature	131
图 2-1	Diagram of heat transfer with one constant temperature heat source and constant heat flux	133

表格索引

表 2.1	对应温度下的饱和蒸气的压力和密度	23
表 2.2	太阳能烟囱设计参数及模拟结果	30
表 3.1	碟式集热器的主要参数	41
表 3.2	GPU-3 型斯特林机的设计参数 ^[110,115]	49
表 3.3	模型及试验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	50
表 3.4	模型及试验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	51
表 4.1	斯特林机组模型中选用的参数	64
表 4.2	给定参数条件下不同排布方式的斯特林机组的性能	67
表 5.1	传统蒸汽发生系统和分段加热系统采用的主要设计参数	79
表 5.2	传统蒸汽发生系统和分段加热系统的模拟结果	80
表 6.1	Main parameters of LS-3	88
表 6.2	Basic design parameters of the cascade system	89
表 6.3	Some important results using design parameters	92
表 6.4	Results of Stirling engine array with two different flow types	94
表 7.1	碟式集热器的重要参数列表	102
表 7.2	太阳能槽式系统的设计工况	106
表 7.3	太阳能碟式系统的设计工况	108
表 7.4	槽式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的试验结果	109
表 7.5	槽式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的试验结果	110
表 7.6	槽式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的试验结果	111
表 7.7	碟式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的试验结果	113
表 7.8	碟式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的试验结果	114
表 7.9	碟式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的试验结果	115

1 绪论

1.1 研究背景及意义

可再生能源在世界范围内已经成为主流能源。可再生能源,尤其是清洁电力的快速发展,受到诸多因素的推动,包括可再生能源技术成本的降低,政府专项政策的推动,融资渠道更加完善,能源安全和环境问题,发展中国家和新兴经济体对能源需求的不断增长,以及获得现代能源的需求。

太阳能因具有分布广泛,能量巨大,取之不竭,安全环保等优点,受到很多国家的关注,被认为是化石能源的最佳潜在替代者。国际能源机构预计,到 2050 年“大量应用可再生能源”的情景下,太阳能光伏发电量和太阳能光热发电量将分别占全球总用电量的 16% 和 11%,太阳能将成为全球最大的电力来源^[1]。

太阳能光热发电是除太阳能光伏发电之外的另一种太阳能发电技术。由于太阳能能量密度较低,为了提高可用的能量密度,太阳能光热发电通常采用聚光集热发电(CSP)的形式,使用反射镜将太阳光会聚到用于吸收太阳能的接收器上,产生热量并将其传递给合成油,熔融盐或空气等传热流体。然后,传热流体直接或间接地为动力循环系统提供热源。与太阳能光伏发电相比,太阳能集热发电因其能量密度高,发电平稳,电网兼容性好,易于与现有火力发电厂集成等优点受到越来越多的关注。

太阳能光热发电技术使用不同种类的反射镜将太阳的光能会聚到接收器上并将其转换成热量。现有三种已商业应用的 CSP 技术:太阳能槽式发电,太阳能碟式发电和太阳能塔式发电。这三种集热发电技术因其各自的反射镜类型而得名。图1-1展示了这三种CSP技术的应用实例。

太阳能槽式发电的反射镜是槽型抛物面。反射镜在白天采用单轴跟踪的形式跟踪太阳。反射镜将太阳光反射聚集到位于焦线处的集热管上。传热流体(例如合成油)流经集热管并吸收由聚集的太阳光产生的热量,然后为发电系统提供热量。

太阳能碟式发电的反射镜是旋转抛物面,它可以将沿着轴线照射的太阳光会聚到焦点上。碟式集热发电采用双轴跟踪系统来保证反射镜始终直接朝向太阳从而避免了余弦损失。它可以获得很高的聚光比,并因此获得高温热源。通常情况下,焦点处放置有接收器或斯特林发动机来吸收会聚到的能量。

太阳能塔式发电是一种使用位于高塔顶部的接收器来接收聚焦阳光的太阳能发电形式。它使用大量可移动的太阳能反射镜(称为定日镜)。每台定日镜都各自配有跟



太阳能槽式发电



太阳能碟式发电



太阳能塔式发电

图 1-1 三种 CSP 技术的应用实例

踪机构将太阳光实时准确地反射到位于塔顶的接收器上。该跟踪机构为双轴跟踪(从东向西,向上和向下)跟踪太阳。接收器吸收集中的太阳辐射并将太阳能转换成热量,并将热量传递给传热流体,传热流体将热量传递至热力循环系统用于发电。

在三种太阳能光热发电技术中,太阳能槽式发电是最成熟和最具商业化的技术。但是,它的聚光比较低,接收器的温度比较低,光热发电效率也比较低。太阳能碟式发电的聚光比达数百甚至数千,因此可以获得很高温度的热能,其光热发电效率高于太阳能槽式发电。此外,太阳能碟式发电的一个优点是它的发电过程用水量非常少。然而,太阳能碟式发电并未实现大规模应用,其结构紧凑,安装方便,主要应用于分布式发电。当使用大量的定日镜时,太阳能塔式发电的塔顶会聚了大量的能量,接收器的

温度可以达到非常高,而且太阳能塔式发电也可以实现大规模应用。但与此同时,它也具有投资高,系统复杂度高的缺点。太阳能塔式发电目前处于快速发展阶段。

不同种类的太阳能光热发电技术具有各自的优缺点,找到一种能够利用现有太阳能光热发电技术的优势并克服其缺点的方法是非常重要的。换句话说,开发出一种效率更高,成本更低的新的太阳能光热发电技术是迫在眉睫的。本文试图通过提出使用不同型式的太阳能集热器和不同种类的热力循环的梯级系统来实现这一目标。这可能是实现大规模,高效率和低成本太阳能光热发电的新的可行技术。

1.2 研究现状

1.2.1 太阳能槽式发电

抛物槽太阳能技术是目前最成熟和成本最低的大规模太阳能发电技术^[2]。许多研究人员已经做了大量的工作来研究太阳能槽式发电,以提高性能或降低成本。其中很多研究着重于旨在测试抛物槽收集器的热性能和机械性能的实验性工作。

来自桑迪亚国家实验室的 Dudley 等人^[3] 测试了应用于 SEGS 太阳能光热电站的 LS-2 型槽式接收器的集热效率和热损失。试验分析了不同类型的选择性涂层,不同接收器配置,不同真空度对集热器性能的影响。他们还建立了槽式接收器的一维分析模型,并将模拟结果与试验数据进行了对比分析。来自美国国家可再生能源实验室的 Burkholder 和 Kutscher^[4] 测试了来自 Solel 的 UVAC3 型槽式集热器和来自 Schott 的 PTR70 型槽式集热器,并建立了以接收器平均温度和环境温度为参数的热损失方程。Reddy 等人开发并研究了六种不同型式的槽式集热器,并进行了性能对比分析。根据 ASHRAE 93-1986 测试程序,对一台 15 美元的收集器进行了实验测试。

It is well known that experimental studies are the most accurate and convincing method for parabolic trough collector research. However, this method is not only investment required and also time consuming. In order to reduce the R&D cost and time, parabolic trough collectors are usually modeled.

Some researchers investigated the optical model of the parabolic trough solar collectors. Wang et al.^[5] proposed a mathematical model for optical efficiency of the trough collector and selected three typical regions of solar thermal utilization in China for the model. The model is validated by comparing the test results in parabolic trough power plant, with relative error range of 1% to about 5%. Zou et al.^[6] investigated the influences of sunshape and incident angle on the optical performance of the trough collectors. It is found that the sun-

shape has significant effect on the optical efficiency and should be taken into consideration in practice. Larger aperture with smaller absorber diameter leads to more end loss caused by incident angle. It is also found that optimal focal length exists for the optical efficiency. Lüpfert et al.^[7] introduced the specific techniques to analyze the geometry and optical properties of trough collectors and summarized results in collector shape measurement, flux measurement, ray tracing, and thermal performance analysis for parabolic troughs. It is shown that the measurement methods and the parameter analysis give consistent results, which can provide references for the next generation trough collector relevant improvements. Xu et al.^[8] analyzed the optical efficiency of a PTC with horizontal north-south axis and proposed a method to compensate the end loss effect of the PTC. The calculation formula of the optical end loss rate and the increased optical efficiency for the system using the compensation method were derived. A five-meter experimental system was built to verify the feasibility of the compensation method proposed. The increased thermal efficiency of the experimental system was measured, and it was proved that the proposed compensation method is feasible. Huang et al.^[9] proposed an analytical model for optical performance which employed a modified integration algorithm to simulate the performance of trough collectors. The analytical equation of the optical efficiency of each point of the reflector was deduced to obtain the optical efficiency of the system by integration algorithm.

Some researchers investigated the exergy performance of the parabolic trough collectors. Padilla et al.^[10] performed a comprehensive exergy balance of a parabolic trough collector based on the previous heat transfer model^[11]. The results shown that inlet temperature of heat transfer fluid, solar irradiance, and vacuum in annulus have a significant effect on the thermal and exergetic performance, but the effect of wind speed and mass flow rate of heat transfer fluid is negligible. It was obtained that inlet temperature of heat transfer fluid cannot be optimized to achieve simultaneously maximum thermal and exergetic efficiency because they exhibit opposite trends. Finally, it was found that the highest exergy destruction is due to the heat transfer between the sun and the absorber while for exergy losses is due to optical error. Guo et al.^[12] investigated the energy efficiency and exergy efficiency of the parabolic trough collector. The result shown that there exists an optimal mass flow rate of working fluid for exergy efficiency, and the thermal efficiency and exergy efficiency have opposite changing tendencies under some conditions.

Some researchers are dedicated to developing more accurate models using new meth-

ods. Behar et al.^[13] developed and validated a novel parabolic trough solar collector model. The model has been compared with models made by Lab. SNL and NREL. The proposed model has a better accuracy of thermal performance prediction. Padilla et al.^[11] performed a detailed one dimensional numerical heat transfer analysis of a PTC (Parabolic Trough Collector). To solve the mathematical model of heat transfer of the PTC model, the partial differential equations were discretized and the nonlinear algebraic equations were solved simultaneously. The numerical results was validated to the data from Sandia National Laboratory (SNL). Hachicha et al.^[14] presented a detailed numerical heat transfer model based on the finite volume method for the parabolic trough collector. This model is based on finite volume method and ray trace techniques and takes into account the size of the Sun. The model is thoroughly validated with results from the literature and it shows a good agreement with experimental and analytical results. Guo and Huai^[15] implemented a multi-parameter optimization of parabolic trough solar receiver based on genetic algorithm where Exergy and thermal efficiencies were employed as objective function. Boukelia et al.^[16] investigated the feed-forward back-propagation learning algorithm with three different variants; Levenberge Marguardt (LM), Scaled Conjugate Gradient (SCG), and Pola-Ribiere Conjugate Gradient (PCG), used in artificial neural network (ANN) to find the best approach for prediction and techno-economic optimization of parabolic trough solar thermal power plant integrated with fuel backup system and thermal energy storage. Liu et al.^[17] developed a mathematical model of PTC using the least squares support vector machine (LSSVM) method. Numerical simulations were implemented to evaluate the feasibility and efficiency of the LSSVM method, where the sample data derived from the experiment and the simulation results of two solar collector systems with 30 m² and 600 m² solar fields, and the complicated relationship between the solar collector efficiency and the solar flux, the flow rate and the inlet temperature of the heat transfer fluid (HTF) is extracted. Lobon et al.^[18] introduced a computational fluid dynamic simulation approach to predict the behavior of a solar steam generating system, which is located at the Plataforma Solar de Almeria, Spain. The CFD package STAR-CCM+ code has been used to implement an efficient multiphase model capable of simulating the dynamics of the multiphase fluid in parabolic-trough solar collectors. Numerical and experimental data are compared in a wide range of working conditions. To understand the thermal performance of the collector and identify the heat losses, Mohamad et al.^[19] analyzed the temperature variation of the working fluid, tube and glass along the

collector. It is found that using double glazing cover enhances the thermal efficiency of the collector operating at high temperature. However, when the collector length is 10 m or less, it is more economical to use a single glass cover for the collector than a double glazing cover. Also, it is clearly shown that increasing the diameter of absorbing tube enhances the rate of heat transfer losses, consequently decreasing the thermal efficiency of the collector. Guo et al.^[20] developed a nonlinear distribution parameter model to model the dynamic behaviors of direct steam generation parabolic trough collector loops under either full or partial solar irradiance disturbance.

Some researchers have proposed some new types of solar trough systems. Ashouri et al.^[21] coupled a small scale parabolic trough collector and a thermal storage tank along with an auxiliary heater to a Kalina cycle to study the performance of the system throughout the year, both thermodynamically and economically. Bader et al.^[22] developed a numerical model of a tubular cavity-receiver that uses air as the heat transfer fluid. Four different receiver configurations are considered, with smooth or V-corrugated absorber tube and single- or double-glazed aperture window. The different types of energy loss by the collector have been quantified, and the temperature distribution inside the receiver has been studied. The pumping power required to pump the HTF through the receiver has been determined for a 200 m long collector row. Good et al.^[23] proposed solar trough concentrators using air as heat transfer fluid at operating temperatures exceeding 600°C. It consists of an array of helically coiled absorber tubes contained side-by-side within an insulated groove having a rectangular windowed opening. Secondary concentrating optics are incorporated to boost the geometric concentration ratio to 97×. Kaloudis et al.^[24] investigated a PTC system with nanofluid as the HTF in terms of Computational Fluid Dynamics (CFD). Syltherm 800 liquid oil was used as the HTF, and Al₂O₃ nanoparticles with the concentrations ranges from 0% to 4% was investigated. A boost up to 10% on the collector efficiency was reported for Al₂O₃ concentration of 4%. Al-Sulaiman et al.^[25] proposed a novel system based on PTC and ORC for combined cooling, heating and power (CCHP). Performance assessment, including efficiency, net electrical power, and electrical to heating and cooling ratios, of the system shown that when CCHP is used, the efficiency increases significantly. This study reveals that the maximum electrical efficiency for the solar mode is 15%, for the solar and storage mode is 7%, and for the storage mode is 6.5%. The maximum CCHP efficiency for the solar mode is 94%, for the solar and storage mode is 47%, and for the storage mode is 42%.

1.2.2 Parabolic dish

The solar parabolic dish system is known for its highest efficiency of all solar technologies (around 30%). It is suitable for distributed power generation for its compact structure and easy installation.

Many researchers conducted experiments to investigate the solar parabolic dish system or to validate proposed models. To investigate the heat loss of semi-spherical cavity receiver applied for solar parabolic dish system, Tan et al.^[26] conducted experiments with different fluid inlet temperatures, receiver inclination angles and aperture sizes. Correlations of Nusselt number as a function of Grashof number were developed by the experiment results. Chaudhary et al.^[27] investigated a solar cooker based on dish collector with phase change thermal (PCM) storage unit. Three cases have been considered for the investigation: ordinary solar cooker, solar cooker with outer surface painted black, and solar cooker with outer surface painted black along with glazing. It was observed that the last case shows the best performance, which can store 32.3% and 26.8% more heat for the PCM compared with the first and second cases respectively. Mawire and Taole^[28] investigated the thermal performance of a cylindrical cavity receiver for an SK-14 parabolic dish concentrator. The receiver exergy rates and efficiencies are found to be appreciably smaller than the receiver energy rates and efficiencies. The exergy factor is found to be high under conditions of high solar radiation and high operating temperatures. An optical efficiency of around 52% for parabolic dish system is determined under high solar radiation conditions. Zhu et al.^[29] conducted an experimental investigation of a coil type solar dish receiver. The solar irradiance is about 650 W/m², while the concentrated solar flux at the aperture is approximately 1000 kW/m². The energy and exergy performance of the receiver was analyzed and the experimental results show that, at steady state, the energy efficiency is maintained around 80%, and the exergy efficiency is around 28%. CRTEn developed a solar dish system using four types of absorbers: flat plat, disk, water calorimeter and solar heat exchanger.^[30] For the different types of absorbers, experiments were conducted to obtain the mean concentration ratio and both energy and exergy efficiency. Results shown that thermal energy efficiency of the system varies from 40% to 77%, the concentrating system reaches an average exergy efficiency of 50% and a concentration factor around 178. Thirunavukkarasu et al.^[31] carried out an experimental study to investigate the thermal performance of a cavity receiver for a dish concentrator. The overall system efficiency of the solar collector is 69.47%. The average exergy

efficiency of the receiver is found to be 5.88% with a peak value of 10.35%. Pavlovic et al.^[32] performed the experimental study of a solar dish system. In this system, different working fluids (water, thermal oil and air) were used to validate the numerical models developed in EES (Engineering Equation Solver). It was found that water is the most appropriate working fluid for low-temperature applications, while thermal oil is the most appropriate working fluid for higher-temperature applications.

Some researchers focused on the dish concentrator, many proposed different shapes of concentrators. The perfect concentrator has a parabolic shape, but for some considerations (better production, safer transportation, less cost and so on), some solar concentrators are composed of multiple spherically shaped mirrors. A large dish solar concentrator, SG3, which is about 400 m^2 , was designed and demonstrated in Australian National University in 1994 as shown in Figure 1-2.^[33] It successfully proved the technical viability of a concentrator that is approximately three times bigger than any other produced. Berumen et al.^[34]

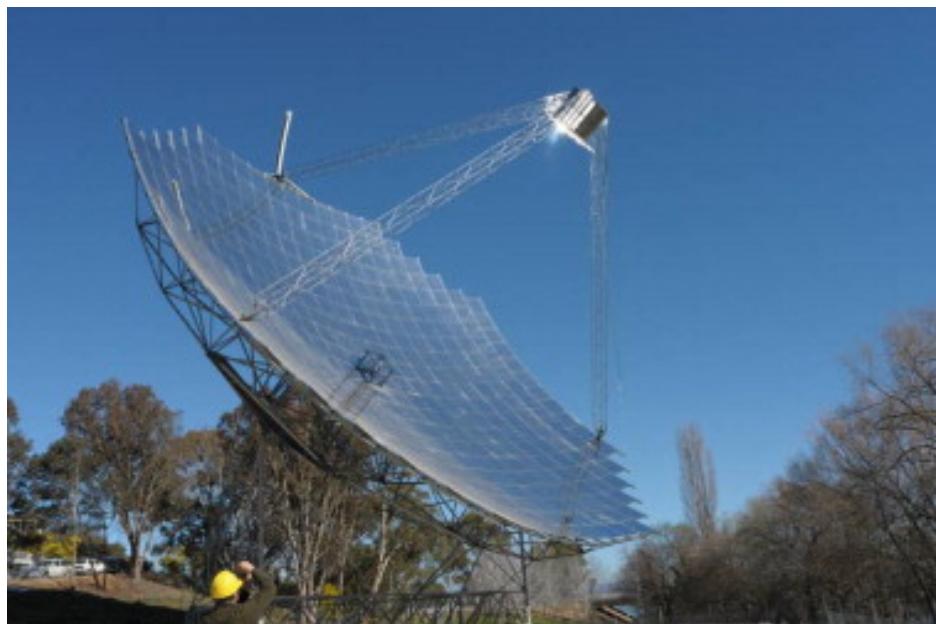


图 1-2 The SG3 400 m^2 dish in Australian National University

developed a reflector consists of 12 facets made of fiberglass with a reflecting surface made of aluminum sheet with reflectance of 86%. Pavlovic et al.^[35] presented a procedure to design a square facet concentrator for laboratory-scale research on medium-temperature thermal processes. A parabolic collector made up of individual square mirror panels (facets) were

investigated. These facets can deliver up to 13.604 kW radiative power over a 250 mm radius dish receiver with average concentrating ratio exceeding 1200. Hijazi et al.^[36] designed a low cost parabolic solar dish concentrator with small-to moderate size for direct electricity generation and special attention is given to the selection of the appropriate dimensions of the reflecting surfaces. Ma et al.^[37] designed a solar dish concentrator based on triangular membrane facets. A 600-facet concentrator with focal-diameter ratio of 1.1 will achieve 83.63% of radiative collection efficiency over a 15 cm radius disk located in the focal plane, with a mean solar concentration ratio exceeding 300. A 3.6-meter diameter stretched-membrane optical facet for a parabolic dish has been successfully designed and demonstrated under contract with Sandia National Laboratories.^[38] Twelve facets identical to them will be used to make the lightweight reflector of the dish. The project goal of 2.5 mrad surface accuracy was met with each of the two full-sized prototypes, and accuracies of as low as 1.1 mrad were achieved.

Many researches investigated the flux distribution and thermal performance of the solar dish receiver. Shuai et al.^[39] developed a flux distribution measurement system for dish concentrators. A charge coupled device camera was applied to obtain the contours of the flux distribution for target placements with different location. Further, the measured flux distributions are compared with a Monte Carlo-predicted distribution. The results can be a valuable reference for the design and assemblage of the solar collector system. Mao et al.^[40] simulated the flux distribution of a dish receiver using MCRT method. The impacts of incident solar irradiation, aspect ratio (the ratio of the receiver height to the receiver diameter), and system error on the radiation flux of the receiver are investigated. Li et al.^[41] used the Monte-Carlo ray-tracing method for the radiation flux distribution of the solar dish receiver system. The result was validated by experiment and used as the boundary conditions of a CFD receiver model. The fluid flow and conjugate heat transfer in the receiver was numerically simulated and validated by experiments. Wang and Laumert^[42] used the ray-tracing methodology to investigate the effects of cavity surface materials on the flux distribution for an impinging receiver. Five cavity surface materials and their combinations have been studied. The results show that the flux distribution and the total optical efficiency are much more sensitive to the absorptivity on the cylindrical surface than on the bottom. Blazquez et al.^[43] studied the optimization of the concentrator and receiver cavity geometry of parabolic dish system. Ray-tracing analysis has been performed with the open source software Tonatiuh, a

ray-tracing tool specifically oriented to the modeling of solar concentrators. Reddy et al.^[44,45] performed the theoretical thermal performance analysis of a fuzzy focal solar parabolic dish concentrator with modified cavity receiver. Total heat loss from the modified cavity receiver was estimated considering the effects of wind conditions, operating temperature, emissivity of cavity cover and thickness of insulation. Time constant test was carried out to determine the influence of sudden change in solar radiation at steady state conditions. The daily performance tests were conducted for different flow rates. Vikram and Reddy^[46] used a three-dimensional numerical model to investigate the total heat losses of three modified cavity with three configurations for parabolic dish receiver. The effects of cavity diameter ratio, tilt angle, operating temperature, insulation thickness and emissivity on the heat loss of the modified cavity receiver were studied. Based on artificial neural network (ANN) modeling, an improved Nusselt number correlation was proposed for convection, radiation and total heat loss calculation.

Some researchers focused on the solar tracking system. Patil et al.^[47] described the development of automatic dual axis solar tracking system for solar parabolic dish. Five light dependent resistors were used to sense the sunlight and two permanent magnet DC motors are used to move the solar dish. A controller software were developed to control the motors using the data sensed by the resistors. Raturi et al.^[48] proposed a solar tracking system based on gravity which does not require any external source of power. The prototype test results and analysis show that the system can run successfully. Kuang and Zhang^[49] developed new design and implementation of tracking system to improve tracking accuracy for dish solar based on embedded system that mixes active and passive tracking. Jin et al.^[50] described a two-axis sun tracking system with PLC (programmable logic controller) controlled and a combinative tracking method combined active and passive tracking methods for higher accuracy. Shanmugam and Christraj^[51] presented a method of intermittent tracking of the sun in the north-south direction with no tracking in the east-west direction for less energy yield and the frequency of tracking in the north-south direction determined by variations in solar altitude angle and size of the absorber in paraboloidal dish concentrator.

1.2.3 Power tower

Solar power tower technology is gaining more and more interest for its large scale, high concentration ratio and high operating temperature. It is widely regarded as the most promis-

ing solar thermal power technology.

Advances in the power tower technology are mainly the component update as well as system improvement. Some researchers focused on the choice of HTF that used in the power tower. One already standardized commercial plant cycle is the solar tower with conventional steam cycle.^[52] Steam is used as both HTF and working fluid in the Rankine cycle. Steam is directly generated in the receiver and flows into the steam turbine for power generation.^[53–57] Many researchers concerned about using other fluids (molten salt, air) as HTF. Toto et al.^[58] proposed an idea of a hybrid power tower using air as the working fluid of a topping Brayton cycle and HTF of a bottoming Rankine cycle. Rold^[59] proposed an idea of using supercritical CO₂ as HTF. A simplified CFD model has been built to analyze the feasibility of supercritical CO₂ as HTF in solar towers. It was found that it is a promising alternative for both better operating conditions and lower maintenance cost. Joshi et al.^[60] used the dynamic simulation technology to evaluate a molten salt central receiver design and control strategies.

Many researchers concerned about the heliostats to reach high tracking accuracies under wind loads and thermal stress situations. On the other hand, trade-off between higher land utilization and lower block ratio is also a hot spot. Thalange et al.^[61] presented the protocol and results of systematic structural analysis of tripod heliostats to reduce the cost and enhance the mechanical behavior. Besarati and Yogi^[62] developed a new and simple method to improve the calculation speed and accuracy for shading and blocking computation of the heliostat field. The Sassi method^[63] is used for the shading and blocking efficiency. A 50 MWth heliostat field in Daggett, California, USA was used as a case study for the proposed method. Wei et al.^[64] proposed a new method for the design of the heliostat field layout for solar tower power plant. Based on the new method, a new code for heliostat field layout design (HFLD) has been developed and a new heliostat field layout for the PS10 plant at the PS10 location has been designed using the new code. Compared with current PS10 layout, the new designed heliostats has the same optical efficiency but with a faster response speed.

Some researchers concerned about the performance of central receiver of power tower. Kim et al.^[65] investigated the heat loss of solar central receiver. Numerical simulations using CFD (Computational Fluid Dynamics) with the consideration of four different receiver shapes were carried out to get the influence on convection and radiation heat losses. Different opening ratio between cavity aperture area and receiver aperture area, receiver temperatures, wind velocities and wind directions (head-on and side-on) were considered for the simu-

lations. Results were used to get a simplified correlation model which gets the fraction of convection heat loss. The correlation obtained shows good agreements with the simulation results. The correlation was also validated with experimental data from three central receiver systems (Martin Marietta, Solar One and Solar Two). Lara et al.^[66] presented a novel modeling tool for calculation of central receiver concentrated flux distributions. The modeling tool is based on a drift model that includes different geometrical error sources in a rigorous manner and on a simple analytic approximation for the individual flux distribution of a heliostat.

Some researchers devoted on the simulation of power tower plants. Franchini et al.^[67] developed a computing procedure for solar tower system under both nominal and part load conditions. A Siemens gas turbine product, SGT-800, was applied for the Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) as a study case for the solar tower system. The turbine has a dual pressure heat recovery steam generator, which can be used for the Integrated Solar Combined ISCC plant. A model of Solar Rankine Cycle (SRC) driven by power tower was also developed for comparison. A highest solar-to-electric efficiency of 21.8% can be achieved by the designed ISCC plant. And in all conditions, the global solar energy conversion efficiency of the ISCC is higher than that of the SRC. Xu et al.^[68,69] created a model of the 1 MW Dahan solar thermal power tower plant using the modular modeling method. The dynamic and static characteristics of the power plant are analyzed based on these models. Response curves of the system state parameters are given for different solar irradiance disturbances. Conclusions in this paper are good references for the design of solar thermal power tower plant. Benammar et al.^[70] developed a mathematical model based on energy analysis for solar tower power plants. A general nonlinear mathematical model of the studied system has been presented and solved using numerical optimization methods. The analysis of these results shows the existence of an optimal receiver efficiency value for each steam mass flow, receiver surface temperature and receiver surface area.

1.2.4 Cascade solar system

To fully utilize the features of components of solar thermal power system, cascade solar systems are researched by many researchers. There are mainly two directions of the research of cascade solar systems. One is cascade collection, the other is cascade utilization.

1.2.4.1 Cascade collection

Some researchers have investigated the combination of different types of collectors for CSP to achieve cascade solar collection. Suzuki^[71] analyzed the solar thermal systems with two different types of collectors connected in series. A value of the collectors, the product of the collector efficiency factor and the optical efficiency, was revealed to be the key factor to determine whether a cascade system is better than either one of the collectors alone. If the value of the lower concentration ratio collector is larger than that of the higher concentration ratio, the cascade system is more effective. Furthermore, it was found that to obtain the maximum energy gain, there exists the optimum operating conditions.

Kribus et al.^[72] proposed an idea of using separate aperture stages for different irradiance distribution. The working fluid is gradually heated when it flows through the receiver elements with increasing irradiance levels. A two-stage system was set up to demonstrate this principle at the Weizmann Institute's Solar Tower. Air was used as the HTF to obtain 750°C after the low-temperature stage and 1000°C after the high-temperature stage. Figure 1-3 shows the two-stage receiver system.

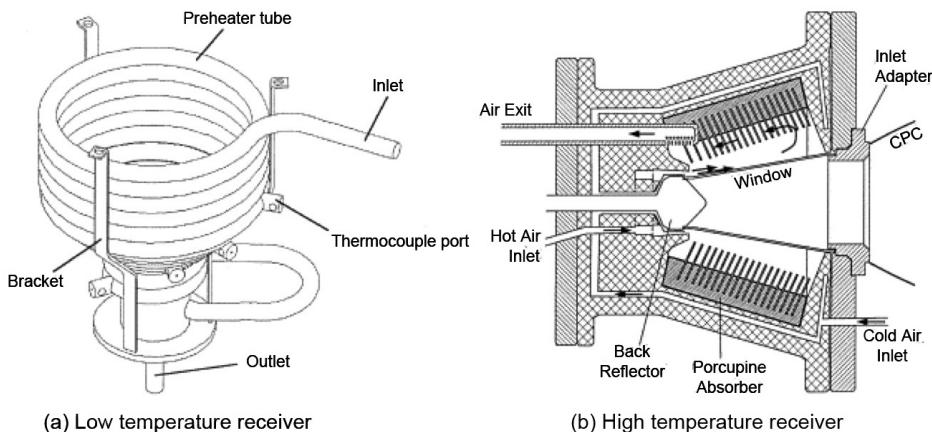


图 1-3 Two-stage receiver system

Gordon and Saltiel^[73] presented an analytic method for predicting the long-term performance of solar energy systems with more than one collector brand (“multistage” systems). This procedure enables the designer to determine the most cost-effective method of combining different collector brands for a given load. The analytic method is illustrated by a solved example which shows that significant savings can be realized by combining different

collector brands for a given application (multi-staging).

Oshida and Suzuki^[74] presented the idea of optical cascade heat collection of solar energy. Two absorbers, one warm and the other hot, are used in the cascade system. The warm absorber is heated by the Fresnel lenses and the hot absorber is heated by CPC. HTF flows into the warm absorber firstly and then flows into the hot absorber. The temperature of HTF can increase more effectively by the cascade heating design.

Desai et al.^[75] presented an integrated CSP plant configuration with the combination of both PTC and LFC. Thermo-economic comparisons between PTC-based, LFC-based and integrated CSP plant configurations, without hybridization and storage, were analyzed. Figure 1-4 shows a simplified schematic of a proposed integrated CSP plant configuration. It is demonstrated that the cost of energy of an integrated CSP plant is 9.6% cheaper than PTC-based CSP plant and 13.5% cheaper than LFC-based CSP plant.

Coco et al.^[76] developed four different line-focusing solar power plant configurations integrated both direct steam generation and Brayton power cycle. In these configurations, collectors are divided into different solar fields to supply different heat demands. This provides the ability to use different types of collectors (parabolic trough and linear Fresnel) in the systems.

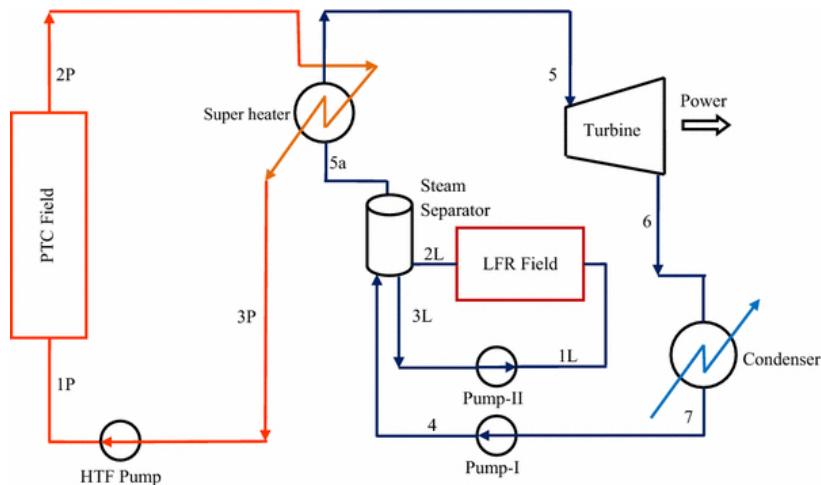


图 1-4 Simplified schematic of a proposed integrated CSP plant configuration

1.2.4.2 Cascade utilization

Many researchers have done the work on the combination of different thermodynamic cycles for CSP. Lots of the work focused on integrated solar combined cycle (ISCC) with parabolic trough, where Rankine cycle is used as the bottom cycle.

Li and Yang^[77] proposed a novel two-stage ISCC system that could reach up to 30% of the net solar-to-electricity efficiency as shown in Figure 1-5. In their research, the impact on the system overall efficiencies of how and where solar energy is input into ISCC system was investigated.

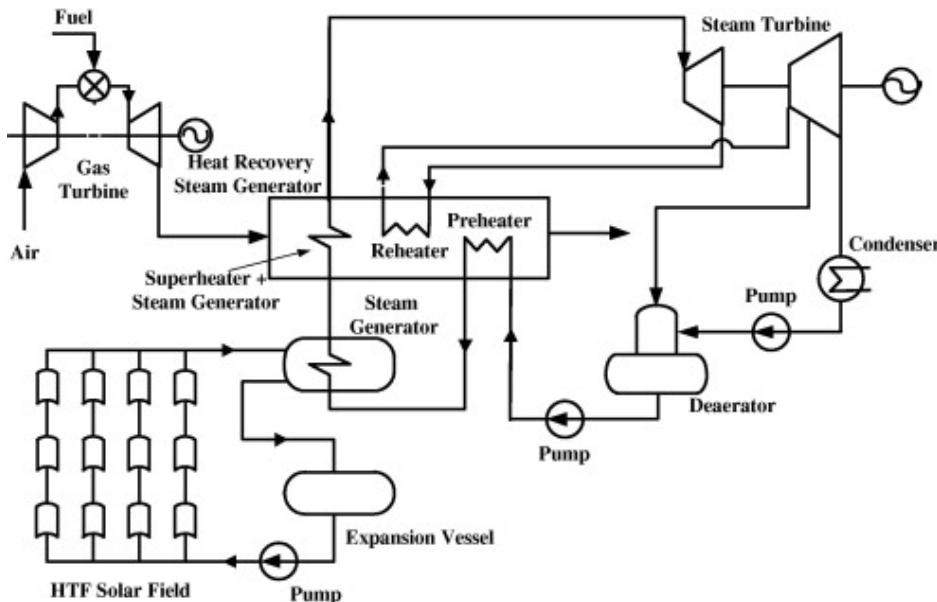


图 1-5 The proposed ISCC scheme

Gülen^[78] used the exergy concept of the second law of thermodynamics to simplify the optimization process of ISCCS. After the exergy analysis, physics-based, user-friendly guidelines were provided for ISCC designs.

Shaaban^[79] introduced a novel ISCC with steam and organic Rankine cycles. The ORC was used in order to intercool the compressed air and produce a net power from the received thermal energy. The proposed cycle performance was studied and optimized with different ORC working fluids. Figure 1-6 shows the schematic of the proposed ISCC.

Alqahtani and Dalia^[80] quantified the economic and environmental benefits of an ISCC power plant relative to a stand-alone CSP with energy storage, and a natural gas-fired com-

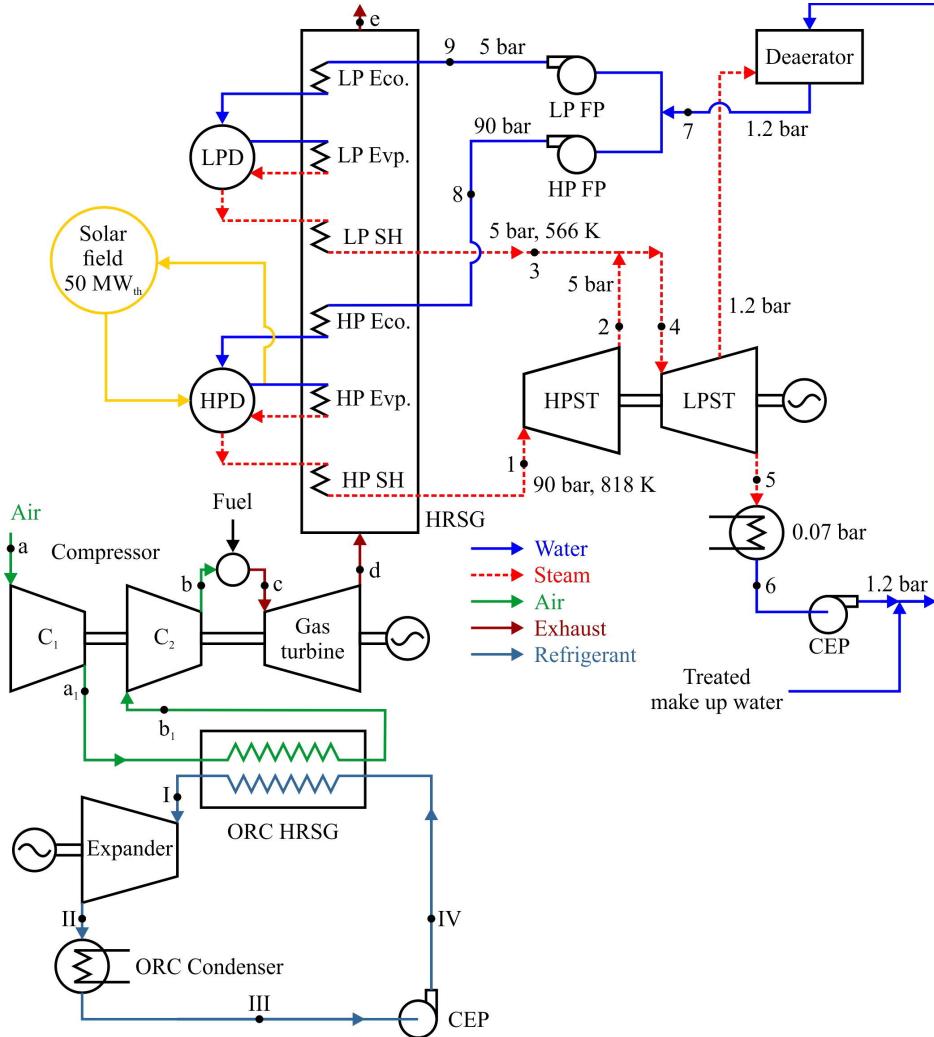


图 1-6 Schematic of the proposed ISCC with two bottoming cycles

bined cycle plant. Results show that integrating the CSP into an ISCC reduces the LCOE of solar-generated electricity by 35-40% relative to a stand-alone CSP plant, and provides the additional benefit of dispatch ability.

Manente^[81] developed a 390 MWe three pressure level natural gas combined cycle to evaluate different integration schemes of ISCC. Both power boosting and fuel saving operation strategies were analyzed in the search for the highest annual efficiency and solar share. Result shown that, compared to power boosting, the fuel saving strategy shows lower thermal efficiencies of the integrated solar combined cycle due to the efficiency drop of gas turbine at reduced loads.

Turchi et al.^[82] represented two new conceptual hybrid designs for ISCC with parabolic trough. In the first design, gas turbine waste heat is supplied for both heat transfer fluid heating and feed water preheating. In the second design, gas turbine waste heat is supplied for a thermal energy storage system.

Mukhopadhyay and Ghosh^[83] presented a conceptual configuration of a solar power tower combined heat and power plant with a topping air Brayton cycle. The conventional gas turbine combustion chamber is replaced with a solar receiver. A simple downstream Rankine cycle with a heat recovery steam generator and a process heater have been considered for integration with the solar Brayton cycle.

Li et al.^[84] presented a novel cascade system using both steam Rankine cycle and organic Rankine cycle. Screw expander is employed in the steam Rankine cycle for its good applicability in power conversion with steam-liquid mixture. The heat released by steam condensation is used to drive the organic Rankine cycle.

Al-Sulaiman^[85] compared the produced power of an SRC-ORC combined cycle with traditional SRC cycle. The SRC is driven by parabolic trough solar collectors, and the ORC cycle is driven by the condensation heat of the SRC.

Dunham and Lipi^[86] proposed a single Brayton and a combined Brayton-Rankine power cycle for distributed solar power generation and compared its theoretical efficiency to a single Brayton cycle. Different working fluids were examined as working fluids in the bottoming Rankine cycle. It is found that the combination of the Brayton topping cycle using carbon dioxide and the Rankine bottoming cycle using R-245fa gives the highest combined cycle efficiency of 21.06%, while a single Brayton cycle is found to reach a peak cycle efficiency of 15.31% with carbon dioxide at the same design point conditions.

Bahrami et al.^[87] proposed a combined ORC power cycle. An ORC was used as the cold-side heat rejector of a Stirling engine. The operating temperatures of the ORC are between 80°C and 140°C and the combined system can achieve 4% to 8% higher efficiency compared with a standard Stirling cycle.

Thierry et al.^[88] proposed a nonlinear optimization formulation of multistage Rankine cycle with two types of configurations. Both cascade style and series style of the ORC are considered. The results show that for some cases the multistage configurations can achieve higher efficiency at low temperature.

Bahari et al.^[89] considered the optimization of an integrated system using organic Rank-

ine cycle to utilize the heat released by the Stirling cycle. However, the integrated system is a primitive design and it takes no consideration of the application in CSP.

1.3 Literature summary

Reviewing the former literatures concerning solar thermal power it can be found that most of the research works have focused on specific solar thermal power technologies to increase efficiency or reduce costs.

A small number of researchers have also studied the cascade collection or cascade utilization of solar energy.

There is no literature on the combination of cascade collection and cascade utilization in one cascade solar thermal power system. No systematically analysis of the cascade system has been found.

1.4 Research content

This research is based on the international cooperation project "Collaborative research on key technologies to produce electricity by cascade utilization solar thermal energy" as the background. The objective of this project is to research the equipment of solar thermal power generation system, to propose, develop and optimize a solar thermal cascade system depending on the advantages and disadvantages of the solar thermal power generation systems, and to explore a new feasible technology for large-scale solar thermal power generation. The main research contents of this thesis are as follows:

- (1) Selecting reasonable topologies for cascade solar thermal power generation systems.
According to the thermodynamic characteristics and operating behaviors of components in thermal power generation systems, reasonable topologies are selected. These topologies should be able to embody the benefits of cascade systems and help to improve the performance of solar thermal power system.
- (2) Establishing the mechanical model of each component in solar thermal power generation system. Based on the governing equations and operating characteristics of each component, a mechanism model will be established. Object-oriented features will be applied to create component models easy to combine, extend, and replace.
- (3) System modeling for each proposed cascade system scheme. Based on the mechanism

models of the components, a software that provides the functions of system topology arrangement, component connection, parameter setting and environment selection will be developed for the system investigation.

- (4) Optimizing the subsystem of the cascade system. Specifically, a staged heating method will be analyzed for the optimization of the steam generating system. Different layouts of Stirling engines will be analyzed to find out best layouts of the Stirling engines in the cascade system.
- (5) Finding out the conditions conductive for cascade solar thermal power application. Selecting appropriate stand-alone systems for comparative analysis of the cascade systems. Analysis of the influences of various parameters on the efficiency difference between cascade system and its corresponding stand-alone systems will be conducted.
- (6) Building a solar thermal power generation test platform to carry out experimental works for solar thermal power generation. Special experiment cases considering the features of solar irradiance need to be designed to investigate the impact of different factors on the system performance. Influences of different factors on the performance of components will be investigated. Thermal performances of trough collectors and dish collectors will be analyzed, and the simulation models will be validated.

2 系统拓扑结构

2.1 系统拓扑结构的设计

本文的研究目的是分析太阳能光热发电系统的设备的特点,根据现有太阳能光热发电技术的优缺点,提出、开发和优化梯级太阳能光热发电系统。

现有的经过商业验证的太阳能热发电技术有三种——太阳能槽式发电,太阳能碟式发电和太阳能塔式发电。由于太阳能塔式发电系统占地面积较大,投资成本太高,考虑到未来需要搭建太阳能光热梯级发电示范系统,本文仅选择两种太阳能光热发电技术(太阳能槽式发电和太阳能碟式发电)作为太阳能光热梯级发电系统设计的基本系统。为了实现对太阳能碟式集热器获得的高温热量进行梯级利用,采用空气(或氮气)作为太阳能碟式发电系统的传热介质来传输所收集的热量。典型的太阳能槽式发

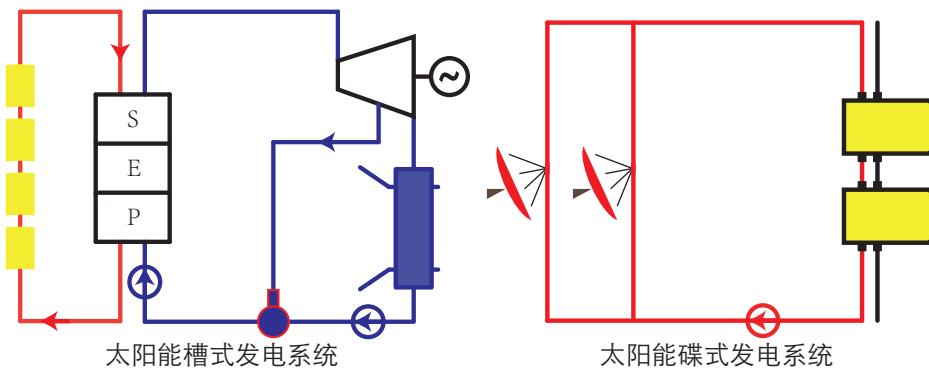


图 2-1 太阳能槽式发电系统和太阳能碟式发电系统结构示意图

电系统和太阳能碟式发电系统的结构示意图如图2-1所示。为使本文中的系统结构图更加清晰和一致,图2-2列出了太阳能光热发电系统中可能出现的所有元件的图例。

利用这两种基本系统,通过选择不同的系统拓扑结构,来实现能量的梯级收集和梯级利用。由于梯级系统的拓扑结构需要考虑多种因素,例如水工质朗肯循环或有机工质朗肯循环、多种集热器的配合使用、不同热工循环的组合等,梯级系统可以组合的拓扑结构的数量非常之多。为了获得最合适的梯级系统拓扑结构,需要从可行性、经济性等角度仔细分析这些因素。

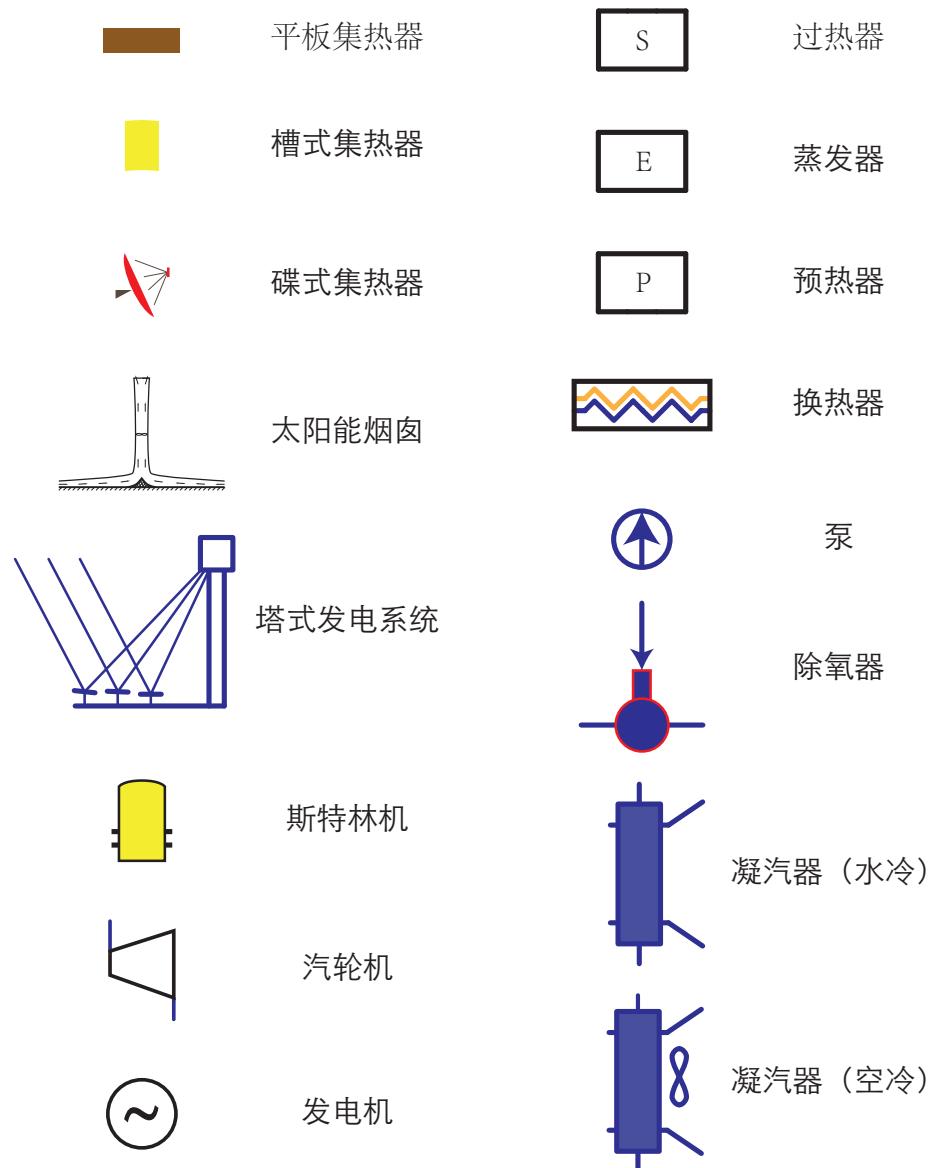


图 2-2 太阳能光热发电系统中的元件列表

2.1.1 朗肯循环工质

不同应用于朗肯循环的工质的温熵曲线如图2-3所示。需要说明的是,图中各曲线只是用于表示不同工质的饱和曲线形状,曲线对应的熵值和温度不代表其真实熵值和温度,也不能用于不同工质之间的比较。其中,理想工质具有以下特点^[90]:

- 饱和液体的比热容要小,这样图2-3中的曲线 2-2' 才接近竖直。
- 临界点温度要高于最高运行温度,以便于所有的吸热过程都发生在临界点温度

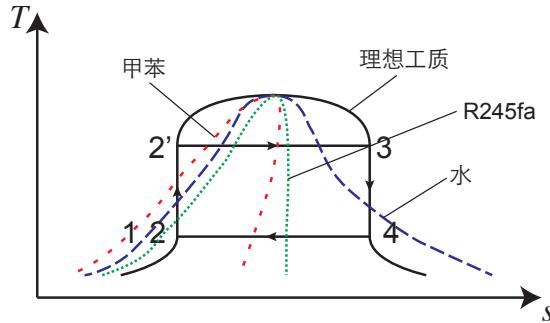


图 2-3 用于朗肯循环的理想工质的温熵图

以下。

- 最高运行温度所对应的饱和蒸汽压力应该适中，以便安全运行并有利于降低设备的制造成本。
- 凝气温度下对应的蒸气压力应该高于大气压，以避免空气泄漏到系统中。
- 状态点 4 的蒸气的密度应该较大，这样可以避免大直径的汽轮机叶片，壳体和换热器。
- 图2-3中气态饱和曲线 3-4 应该接近竖直，从而避免汽轮机中的工质膨胀进入湿蒸汽区($ds/dT < 0$ 的情况)或是过热区($ds/dT > 0$ 的情况)。
- 对于小功率汽轮机的应用，工质应该具有较高的分子量以减小汽轮机的转速和(或)级的数量，并且允许合适的质量流量和汽轮机喷嘴面积。
- 工质在常温常压下为液体，以便于运输和控制。
- 工质的凝固点应该低于工作的环境温度。
- 工质具有良好的传热性能，价格便宜，在最高操作温度下热稳定较好，不易燃烧，无腐蚀性，无毒性等。

水是朗肯循环中最常用的工质，水工质朗肯循环的各部件相关的技术比其他工质更为成熟。水的价格便宜(虽然锅炉级的水必须是高度蒸馏的，因此成本比自来水高)，水工质朗肯循环的高压部分的密封并没有其它工质那么重要。此外，蒸汽的不易燃性和可用性是其额外的优点。因为它的临界温度和压力分别为 374°C 和 22 MPa ，它可以在中等压力下实现较高温度的等温吸热。典型水工质朗肯循环太阳能光热系统的示意图如图2-4a所示。

水工质朗肯循环也存在一些缺点。蒸汽的低温特性并不理想，因为蒸汽在常温下具有很低的蒸气压和密度(参见表2.1)。对于低压部件，保持密封性，防止空气泄漏是

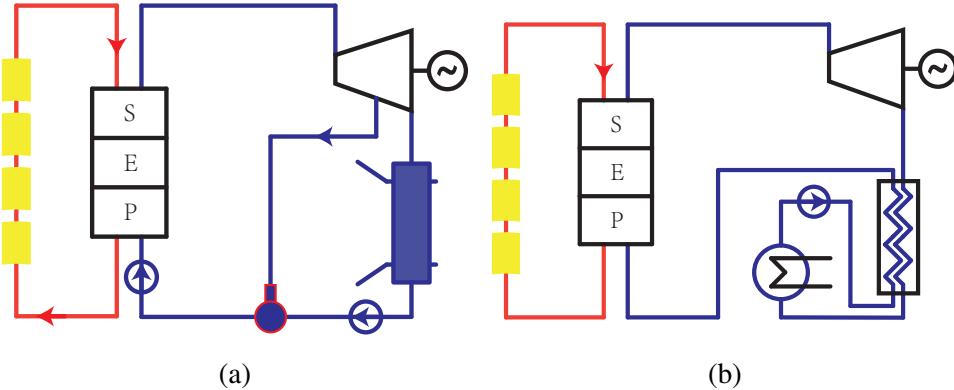


图 2-4 典型的水工质和有机工质的朗肯循环的太阳能光热系统结构示意图

设计中主要关注的问题。

表 2.1 对应温度下的饱和蒸气的压力和密度

$T(K)$	373.15	363.15	353.15	343.15	333.15	323.15	313.15	303.15	293.15
$p(Pa)$	101322	70117	47373	31176	19932	12344	7381	4246	2339
$\rho(kg/m^3)$	0.5982	0.4239	0.2937	0.1984	0.1304	0.0831	0.0512	0.0304	0.0173

有机工质朗肯循环(ORC)也可应用于太阳能槽式发电,取代常见的水工质朗肯循环。ORC可以在小功率和低集热温度的条件下进行发电,因此可以用于生产低成本,小规模的分布式CSP装置。ORC中使用的大多数有机工质是干流体(温熵图上 $ds/dT > 0$)。汽轮机出口的气体具有一定的过热度,由于汽轮机出口温度高于冷凝器温度,所以可以将一部分热量传递给压缩过的液态有机工质。回热器就是为了利用这一部分热量而设计的,回热器为过热蒸气-过冷液体换热器。典型的有机工质太阳能光热系统结构示意图如图2-4b所示。

与水工质朗肯循环相比,它具有以下优点:

- 在中等转速和单级或双级的设计条件下可以实现小型汽轮机。
- 较低的体积比更有利于流道的设计。
- 较高的体积流量和音速值便于设计合理大小的流通面积。
- 有机工质在膨胀的过程中温降很小,这有利于减少热应力导致的各种问题。
- 干流体可以避免由于乏气存在湿度造成的叶片侵蚀。

- 较低的系统运行压力便于一体化设计。

2.1.2 太阳能烟囱

太阳能烟囱电站也被称为太阳能气流电站,直接(不聚光)利用太阳产生的热能来发电。太阳能烟囱发电系统由太阳能集热棚、太阳能烟囱和涡轮机发电机组3个基本部分所构成,典型的太阳能烟囱电站的示意图如图2-5所示。太阳能烟囱电站建立在太阳辐射强度高、土地保温性能好的地区。集热棚离地面有一定距离,其外围周边是开放的。太阳能烟囱和集热棚连接,位于集热棚中央。涡轮机发电机组位于烟囱底部。在这种电站中,空气在半透明的集热棚下由于温室效应而升温,由于集热棚的周边是开放的,外部空气由于密度分布不同而流入集热棚,然后在浮力的作用下热空气流入烟囱。在气流的路径上设置有涡轮机发电机组,用于将气流的动能转化为电能。

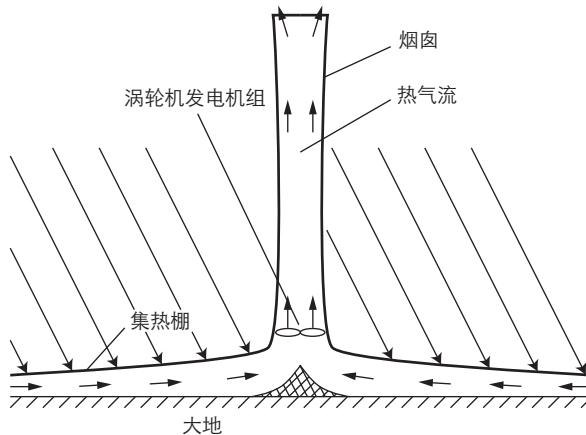


图 2-5 太阳能烟囱电站的结构示意图

太阳能烟囱可以利用低温热源(低品位能源)发电。因此,槽式系统和太阳能烟囱的组合可以作为能源梯级利用的有效途径。在组合系统中,朗肯循环中的冷凝器是采用空冷。空冷风扇将冷却过冷凝器的热空气从太阳能烟囱的周边吹入太阳能烟囱发电厂。热气流汇聚在烟囱底部,在浮力作用下向上流动,带动烟囱内的涡轮机发电机组,从而实现朗肯循环凝结热的有效利用。图2-6显示了一个槽式系统和太阳能烟囱组合的例子。

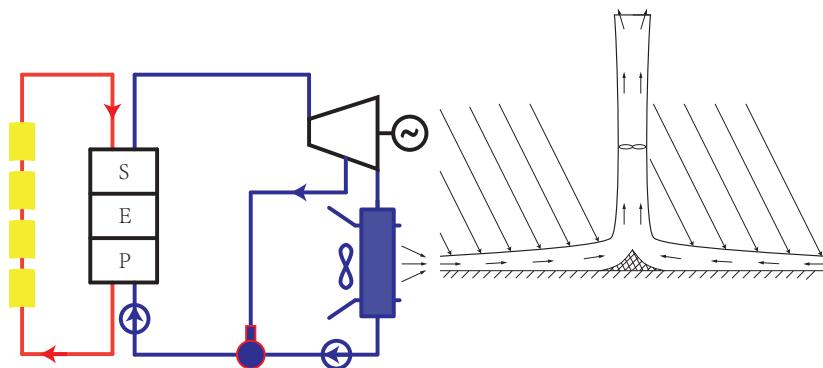


图 2-6 槽式系统和太阳能烟囱组合结构示意图

2.1.3 集热器串联连接

考虑到不同类型集热器的集热温度不同，采用不同类型集热器的串联连接是梯级集热的一种可行方案。槽式集热器和菲涅耳集热器更适合于低温集热，碟式集热器和塔式集热器更适合于更高温度的集热。串联连接利用不同类型的集热器可以有效利用它们各自的优点。图2-7给出了一个采用集热器串联连接的梯级系统的例子。在这个系统中，空气作为传热介质在流入碟式集热器之前先被槽式集热器预热。槽式集热器用于收集低温热能，碟式集热器用于收集高温热能。

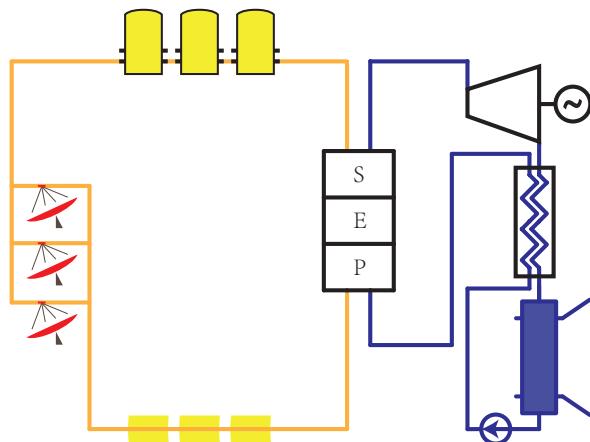


图 2-7 一种采用集热器串联连接的梯级系统

2.1.4 直接产蒸汽

在太阳能槽式系统中采用直接产蒸汽(DSG)技术被认为是太阳能光热发电应用中可以同时提高系统效率并降低成本的选择。它允许更高的循环温度，并可以带来更高的朗肯循环效率。常规太阳能槽式系统中，传热流体(通常是合成油或熔融盐)用于将收集到的热能传递给朗肯循环做功工质。这会导致较高的压力损失，限制了传热流体相关设备的运行维护成本。此外，朗肯循环的最高温度受到传热流体温度的限制，而且传热流体与朗肯循环的工作介质之间存在较大的温差。因此，传统太阳能槽式系统的光电转换效率并不高。在太阳能集热器的接收管中直接产蒸汽是降低成本并提高系统效率的方法之一。典型的 DSG 太阳能系统的示意图如图2-8所示。

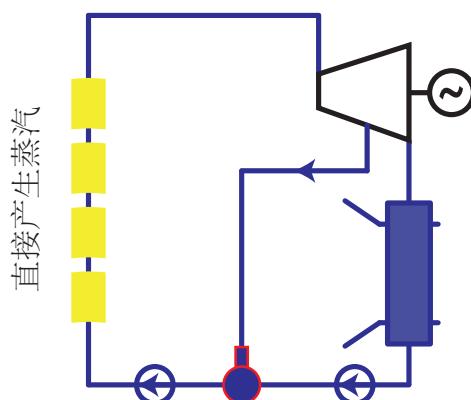


图 2-8 典型的 DSG 太阳能系统示意图

2.1.5 回路间的传热

不同回路之间的传热可用于实现能量的梯级利用。根据图2-1所示的两个基本太阳能系统，可以在太阳能梯级系统中应用两种类型的换热器。

第一种是在空气回路和导热油回路之间使用空气-导热油换热器。图2-9是使用了这种换热器的一个梯级系统实例。在这个系统中，热空气在为斯特林机组供热后，再流过空气-导热油换热器为导热油提供热量。

第二种是在空气回路和水回路之间使用空气-水换热器。图2-10a和图2-10b是使用了这种换热器的两个梯级系统实例。图2-10a中，热空气在为斯特林机组供热后，再流经空气-水换热器，为水的过热过程提供热量。图2-10b中，热空气在为斯特林机组供热后，再流经空气-水换热器，为水的预热过程提供热量。

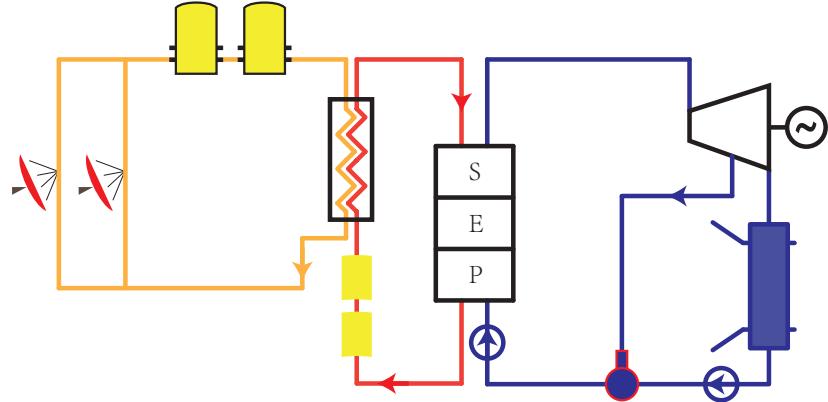


图 2-9 使用空气-导热油换热器的太阳能光热系统示意图

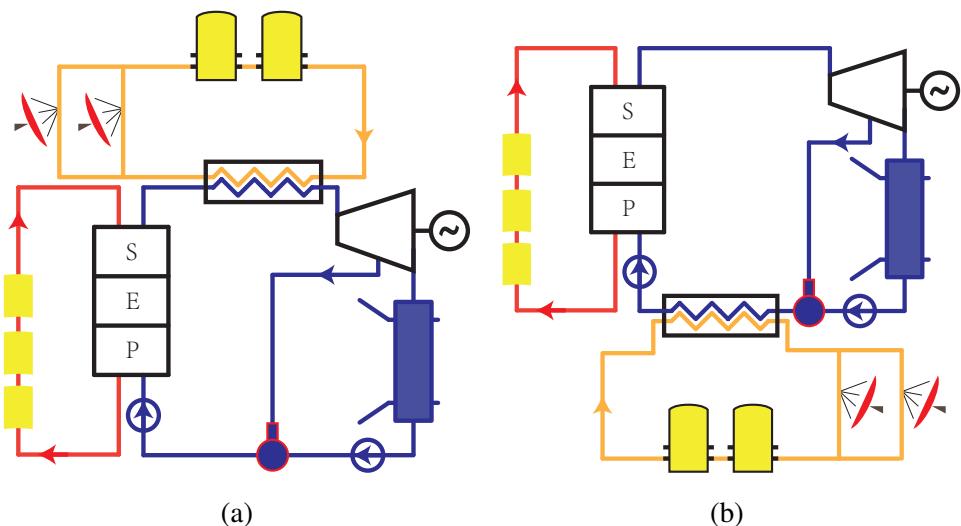


图 2-10 两种使用了空气-水换热器的梯级系统实例

2.1.6 循环之间热量利用

根据热力学第二定律,不可能从单一热源吸热使之完全转换为有用的功而不产生其他影响。对于热机,它同时需要热源和冷源来将热能转化为机械能。典型热机的热功转换图如图2-11所示。在热力循环中,从热源吸收的热量,只有一部分可以通过热机转化为机械功,其它部分需要传递到冷源。卡诺定理从根本上限制了与热源温度和冷源温度有关的热功转换比,即 $\frac{W}{Q_H} \leq \frac{T_H - T_C}{T_H}$, 其中 T_H 和 T_C 的单位为 K。

对于太阳能光热应用,仅考虑外部加热的热机。与在工作流体内产生热量的内燃机不同,外部加热的热机需要通过换热器向工作流体添加外部热量。

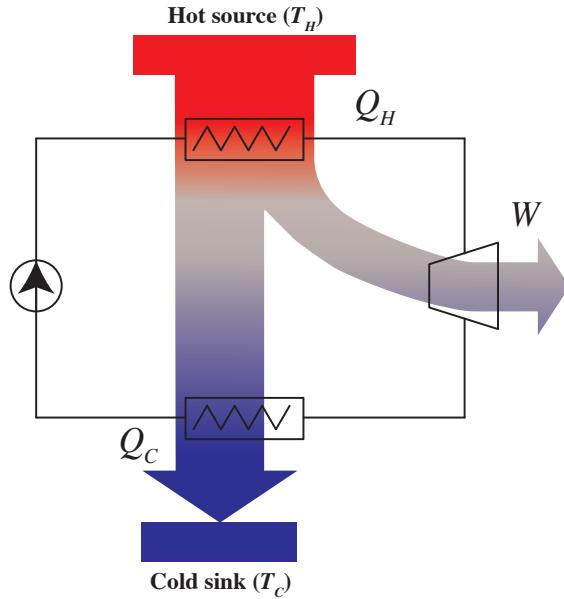


图 2-11 典型热机的热功转换图

根据热力循环型式的不同,有三种设计成接受外部热量的热机,它们都已经应用于太阳能光热应用。这三种热机所采用的热工循环型式为朗肯循环(Rankine cycle)、斯特林循环(Stirling cycle)和布雷顿循环(Brayton cycle)。其中,朗肯循环和布雷顿循环都适用于恒压加热。

最初的布雷顿热机使用活塞式压缩机和活塞式膨胀机,但更现代化的燃气轮机和吹气式喷气发动机也遵循布雷顿循环。尽管循环通常是一个开放的系统,但为了进行热力学分析,通常假定废气被重新用作进气,使得整个过程可以被分析为闭式循环。斯特林机采用往复式活塞设计,可将外部加热结合到恒温加热过程中。在朗肯循环中,加压液体进入换热器,在换热器中由外部热源以恒定压力加热成为蒸气。

这三种循环具有不同的最佳工作温度。朗肯循环的最佳工作温度最低,布雷顿循环的最佳工作温度最高。太阳能光热应用中使用的三种热力循环的 $T-s$ 图如图2-12所示。

2.2 系统拓扑结构的选择

2.2.1 朗肯循环工质

选择朗肯循环太阳能系统的传热流体时需要考虑两个重要方面:

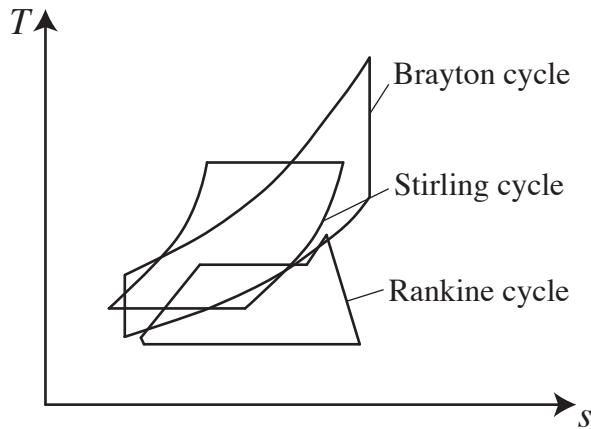


图 2-12 太阳能光热应用中所使用的三种热力循环的 T - s 图

1. 选择的传热流体易于在最佳运行温度条件下运行。对于朗肯循环太阳能光热系统，集热器效率随着工作温度的升高而降低，朗肯循环的效率随着工作温度的升高而升高，系统的总效率存在如图2-13所示的最佳工作温度。传热流体应当有利于达到该最佳工作温度。
2. 如果使用传热流体，则传热流体的状态需要和热力循环的工作流体的状态相匹配。一方面，工作流体的工作温度应该低于传热流体的收集温度。另一方面，工作流体的工作温度不应该比传热流体的收集温度低很多，以避免热交换过程中产生大量的熵损失。

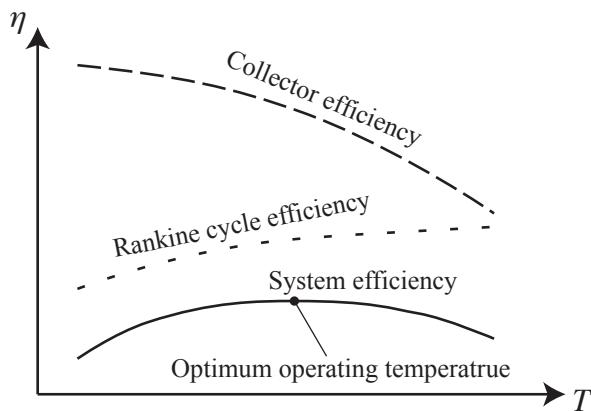


图 2-13 不同运行温度下的效率曲线

第2.1.1节中详细介绍了水和有机流体作为朗肯循环的工作流体的优缺点，很清

楚,对于低参数和小容量的配电发电,有机流体将是更好的选择,否则水是更好的选择。Bao 和 Zhao^[91]对工作流体的选择(包括纯液体和混合液)进行了全面的综述。在该综述中,考虑了许多因素,如操作条件,工作流体的特性,设备结构和环境安全等。必须指出的是,工作流体的种类(主要是干流体或湿流体)会影响系统的运行和布局。

2.2.2 太阳能烟囱

第2.1.2小节提出了将太阳能烟囱连接到太阳能槽式光热发电技术的观点。然而,目前的太阳能烟囱系统的效率非常低。Bilgen 和 Rheault 利用 MATLAB 建立了 5MW 的太阳能烟囱模型^[92]。他们对不同地理位置,不同烟囱高度和集热器高度的太阳能烟囱电站进行了模拟分析。其主要设计数据如表2.2所示。初步的设计参数为太阳辐射强度为 1000W/m² 和额定功率为 5MW。从表中可以看出,烟囱效率和系统总效率都很低,太阳能烟囱技术仍处于发展阶段。

表 2.2 太阳能烟囱设计参数及模拟结果

地理位置	Ottawa	Winnipeg	Edmonton	Schlaich
集热棚直径 (m)	1110	1110	1110	1110
集热棚面积 (m ²)	950000	950000	950000	950000
烟囱高度 (m)	123	60	35	547
集热器高度 (m)	848	975	1024	-
烟囱直径 (m)	54	54	54	54
集热棚内温升 (°C)	25.9	25.9	25.9	25.9
气流速度 (m/s)	9.1	9.1	9.1	9.1
总压头 (Pa)	518.3	518.3	518.3	383.3
平均效率				
集热棚 (%)	56.00	56.00	56.00	56.24
烟囱 (%)	1.82	1.82	1.82	1.45
涡轮机 (%)	77.0	77.0	77.0	77.0
系统整体 (%)	0.79	0.79	0.79	0.63

另外,太阳能烟囱成本高,占地面积大,不利于今后搭建太阳能光热梯级发电示范系统。鉴于这些考虑,梯级系统不采用太阳能烟囱。

2.2.3 集热器串联连接

每种类型的集热器都有其适宜的工作温度范围。使用串联的不同类型的集热器逐步加热传热流体是可行的。

根据基本系统(槽式-朗肯循环系统和碟式-斯特林机系统),在第2.1.3节(见图2-7)提出了一种集热器串联连接的方案。在这种方案中,空气依次在槽式集热器和碟式集热器中被加热。为斯特林机提供热量后,热空气流入换热器为朗肯循环提供热量。在这种拓扑结构中,空气被用作太阳能槽的导热油,这个想法目前只有少数研究人员进行了数值和实验研究,至今还没有商业应用^[23,93]。这种技术最大的技术难题在于,空气导热系数低,热容量低,导致系统效率非常低。为此,由于该拓扑结构使用了尚不成熟的空气槽式集热技术,固不采用这种方案。

有的太阳能塔式电厂采用水作为传热流体(如 Solar One 电厂),这时可以利用平板式太阳能集热器和(或)槽式集热器作为低温段的集热器。系统结构图如图2-14所示,冷凝水由平板式集热器加热,给水由槽式集热器加热。与太阳能塔式电厂相比,平板式集热器和槽式集热器的收集低温热量的单位热成本要低很多。平板式集热器和槽式集热器的串联连接加入可以有效降低系统发电成本。虽然该方案式有前途的,值得进一步研究,但本文的梯级系统不考虑采用太阳能塔式系统,所以该方案留给后续研究工作。

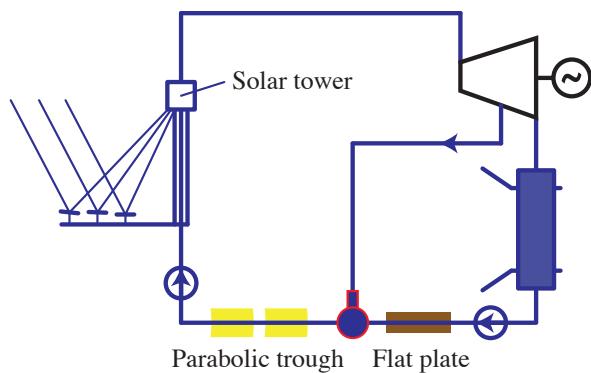


图 2-14 采用多种型式集热器串联连接的太阳能塔式发电系统

2.2.4 直接产蒸汽

在太阳能光热发电系统中应用直接产蒸汽技术所需部件较少,不存在传热温差等优点。水具有比合成油和太阳盐更低的凝固点,不需要像其他传热流体一样做大量的防冻保护措施。水的腐蚀性也比合成油和太阳盐小^[94]。此外,水对环境的污染风险要远低于其它传热流体,DSG 电厂的泄漏不会对环境造成太大的破坏^[95]。

然而,除了在泰国的装机容量为 5 MWe 的泰国太阳能一号(TSE-1)工厂(泰国,2012)外,所有已建成的 CSP 商业工厂都应用间接蒸汽发电^[96]。这种方案被普遍接受的原因在于,吸热管中两相流区域的流量控制和制造工艺非常困难。槽式集热器的吸热管内两相流的存在,需要配备复杂而昂贵的控制系统,并需要较快的流速以避免出现层流。

此外,应当谨慎设计接收器,以确保蒸汽区域的光通量小于发生沸腾的区域。这是因为液体的传热系数明显高于过热蒸汽。如果二者光通量接近,则接收器存在蒸汽的区域则可能因不能快速带走热量而出现灼伤。还有许多集热器的跟踪系统要求接收器在跟踪太阳时改变其方位。这种方位的调整增大了含蒸汽的接收器部分接受到高光通量的可能性。

与 DSG 相关的另一个问题是与汽轮机入口压力相匹配,接收器管内的蒸汽压力比较高。事实上,在高压下处理形成收集器接收管的可移动和柔性部件是 DSG 技术面临的主要问题之一。

在未来的梯级系统中应用直接产蒸汽技术可能是一个较好的选择,然而,由于其技术尚不成熟,现阶段梯级系统的技术方案不采用直接产蒸汽技术。

2.2.5 回路间的换热

第2.1.5节介绍了两种可应用于太阳能梯级集热系统的换热器,空气-导热油交换器(参见图2-15)和空气-水换热器(参见图2-16)。

对于第一种类型,空气为导热油提供热量。从几个方面来看,这是不经济的。首先,导热油的温度并不能进一步提高。导热油的极限温度受到本身物质属性的限制,而并非受限于槽式集热器,槽式集热器的集热温度可以超过这个值。在高温条件下,油品可能会变质,蒸发,分解,对系统的稳定和安全运行产生不利影响。其次,使用碟式集热器为导热油提供热量是不经济的,因为碟式集热器是为了收集更高温度的热量而设计的,与槽式集热器相比,它的在收集中低温热量时效益更低。

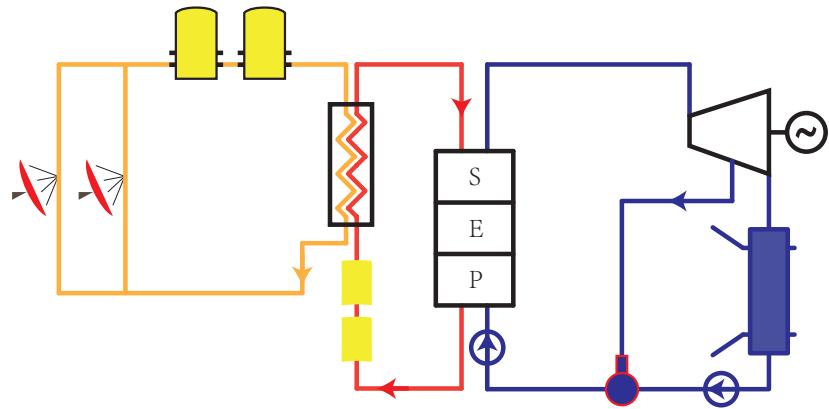


图 2-15 使用空气-导热油换热器的太阳能光热系统示意图

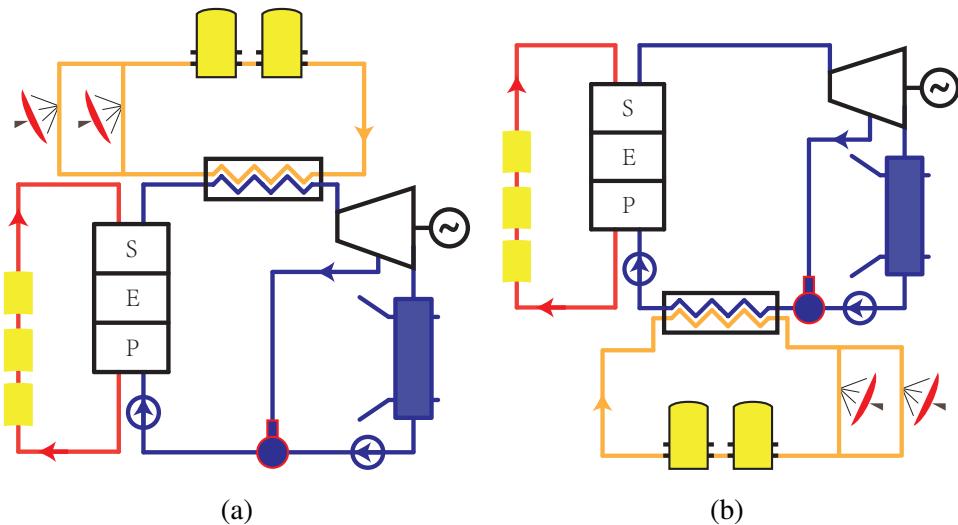


图 2-16 两种使用了空气-水换热器的梯级系统实例

对于第二种类型，空气为水提供热量。图2-16中给出了两种使用空气-水换热器的太阳能梯级系统方案。其中，图2-16a给出的是使用加热过斯特林机之后的热空气来继续为过热蒸汽提供热量的方案。这是可行的，因为热空气可以提升水的吸热过程的平均温度从而提高朗肯循环的效率。另一方面，在传统的太阳能槽式系统中，主蒸汽温度受到导热油极限温度的限制，这不利于提升朗肯循环的效率。在这个梯级系统中，朗肯循环的主蒸汽温度可以提高到高于 400°C 以消除导热油极限温度带来的负面影响。这一系统方案将作为主要研究方案在接下来的内容里详细讨论。图2-16b给出的是使用加热过斯特林机后的热空气预热给水的方案。由于斯特林机出口的空气温度较高，而朗肯循环的给水温度较低，二者之间存在很大的温差。如果采用此方案，则换

热过程产生的熵损很大。此外,由于给水温度的提升导致太阳能场内的导热油的平均温度也会有所上升,这将降低太阳能场的集热效率,进而降低整个系统的效率。

2.2.6 循环之间热量利用

正如在第2.1.6节中提到的,不同的热力循环有着不同的最佳工作温度。由于每个热力循环都具有吸热和放热过程,因此可以组合多种热力循环,使一个循环(底部循环)吸收利用另一个循环(顶部循环)释放的热量。在我们的基本系统中(参见图Figure 2-1),朗肯循环和斯特林循环可以耦合起来用于梯级发电。

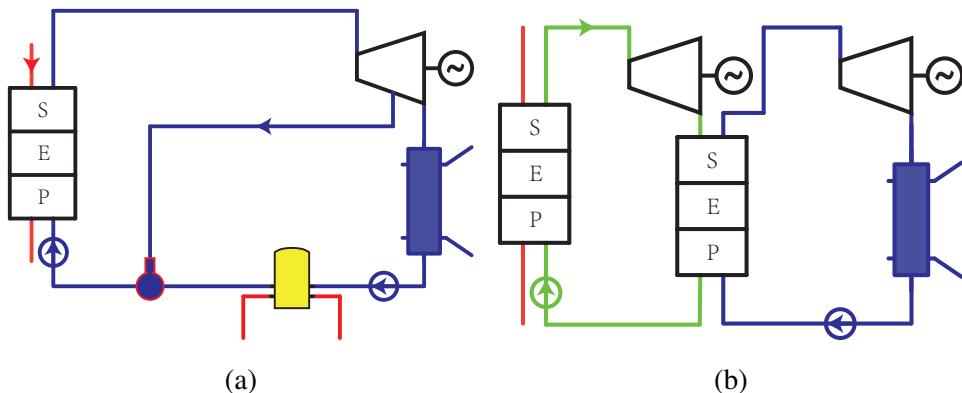


图 2-17 采用多个热力循环之间热量回收利用的梯级系统结构图

图2-17给出了热力循环之间热量回收利用的梯级系统的两种系统结构。传统的斯特林机为了提高性能,使用冷却水来吸收斯特林机释放的热量,吸收的热量被浪费掉而没有回收利用。在图2-17a中,采用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机。斯特林循环排出的热量可以通过朗肯循环回收利用。对于有机朗肯循环,不同的工作流体决定循环的工作温度区间。用一个有机朗肯循环重复利用另一个有机朗肯循环的凝结热是可行的。在图2-17b中,两个有机朗肯循环耦合在一起用于发电。底部循环利用顶部循环的凝结热来实现预热,蒸发和过热,再利用朗肯循环发电。

2.3 选定的梯级系统拓扑结构

考虑了第2.1节和第2.2节中的所有因素,本文选择了两个系统拓扑结构进行太阳能光热梯级发电技术的研究,其系统结构图如图2-18所示。

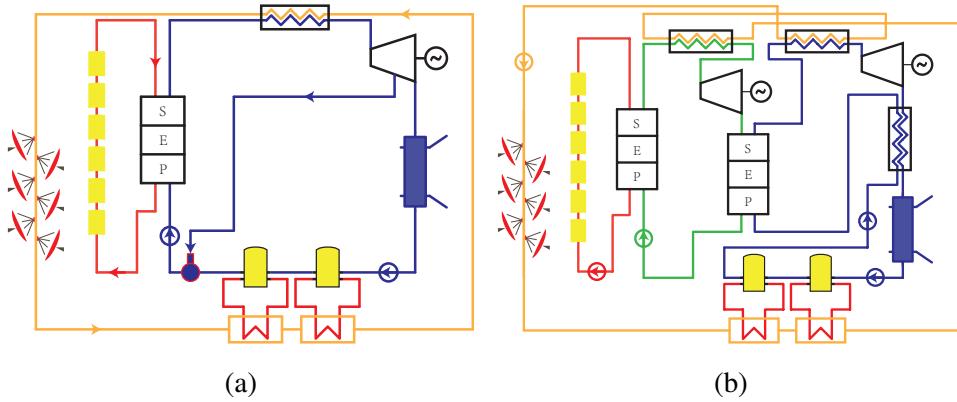


图 2-18 两种选定的梯级系统拓扑结构图

图2-18a中的梯级系统具有以下特点：

- 选用了多种型式的集热器。槽式集热器用于较低温度的集热，集热器用于较高温度的集热。这有助于降低成本并提高系统效率。
- 使用了多种型式的热力循环。朗肯循环适用于较低温度的热利用。斯特林循环适用于更高温度的热利用。二者工作区间的不同使得底部循环利用顶部循环的释放的热量成为可能。
- 使用了空气-水换热器。使用空气-水换热器来提高主蒸汽的温度，这有助于提高朗肯循环的效率。另一方面它克服了传统太阳能槽式系统中导热油极限温度较低的缺点，有助于实现比传统太阳能槽式系统更高的主蒸汽参数。
- 采用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机。采用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机。斯特林循环的废弃热量可以通过朗肯循环回收利用，这有助于提高整个系统的效率。

图2-18b中的梯级系统也具有上述特点。此外，它采用不同种类的有机工质作为工作流体，使太阳能光热系统具有更广泛的工作温度区间，可以适用于多种能量需求。它的一个计算案例如图2-19所示。本文将重点分析这两个梯级系统。但是，考虑到蒸汽朗肯循环的应用更加广泛，下面的章节将使用图2-18a所描述的系统作为主要的研究内容。

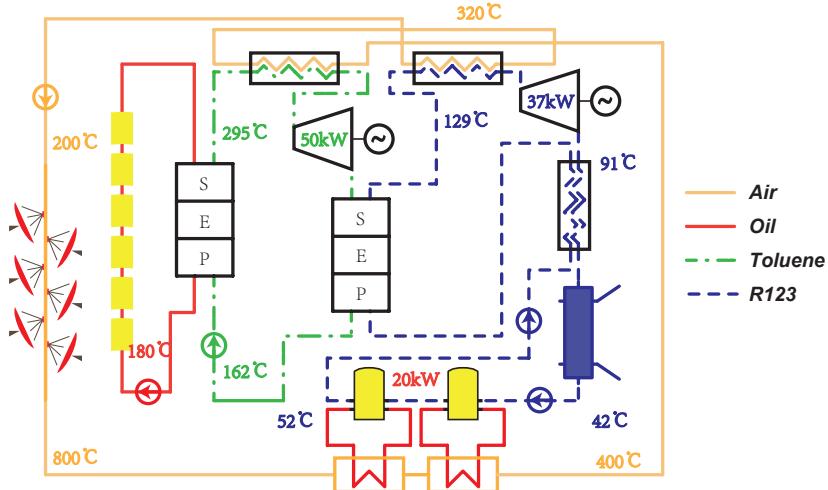


图 2-19 图2-18b的一个计算案例

2.4 本章小结

本章系统地介绍了太阳能光热梯级发电系统设计中的一些考虑因素。这些考虑因素包括朗肯循环工质类型,太阳能烟囱,集热器串联连接,直接产蒸汽,回路间的传热和循环之间的能量利用。接着,本文对这些考虑因素进行了仔细的研究。结合研究方向,经过分析和排除,提出了两种适用于太阳能光热梯级发电的典型的系统拓扑结构。这两种典型的系统拓扑具有以下特点:

- 使用了多种型式的集热器。
- 使用了多种型式的热力循环。
- 使用了空气-水换热器来提高朗肯循环的效率。
- 使用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机。

值得注意的是,系统拓扑设计的一些考虑因素有待后续研究工作进行研究。例如,塔式太阳能发电技术与槽式集热器和平板式集热器的组合,如图2-14所示,该系统结构有效地利用了各中集热器的工作特性,有利于提升系统的效率并降低系统成本。另外,当直接产蒸汽技术成熟时,考虑到其具有所需设备少,不存在温度损失的特点,值得将其应用于太阳能光热梯级发电系统。

3 建模

为了研究所提出的梯级系统的性能, 使用 EES (Engineering Equation Solver) 和 MATLAB (Matrix Laboratory) 作为计算工具和开发工具开发了系统的模型。系统建模采用自底向上的设计方法。首先, 在 EES 中建立机理模型用于来验证模型中各参数间的物理关系。其次, 使用面向对象的方法在 MATLAB 中开发出组件模型, 它充分利用了面向对象的继承性和多态性来保证组件之间的独立性和相关性。依据不同流体, 创建了三个回路(空气回路, 水回路和油回路), 并确定了一些关键部件的特定的状态参数。依据这些关键部件的热力学特性和动力学特性, 为其创建了基于能量平衡的机理模型。

以下部分介绍一些关键部件的模型。

3.1 部件建模

3.1.1 槽式集热器

槽式集热器由反射镜和接收器组成。反射镜(镜面)反射太阳直射辐射并将其会聚到位于抛物槽面焦线处的接收器上。接收器通常包含涂有高吸收率涂层的金属吸热管。在吸热管外部设有玻璃管以减少散热损失, 吸热管和玻璃管之间通常被抽成真空以进一步减少热损。

在反射过程中存在着光学损失, 主要包含以下几项^[2]:

- 遮挡损失
- 追踪损失
- 形状损失
- 反射率损失
- 镜面沾污损失
- 其它未列入损失

还有一项, 即太阳直射的阳光与集热器开口不垂直时, 应该考虑入射角带来的损失 $K(\theta)$ (也称为余弦损失)。该损失是太阳入射角与集热器开口法线交角(θ)的函数。

桑迪亚国家实验室的 Dudley 等^[3]通过试验研究给出了槽式集热器的余弦损失计

算公式：

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (3.1)$$

图3-1给出了槽式集热器反射太阳光线的示意图，图中还标出了影响光学损失的一些参数。整个光学损失与下列五个参数有关：

- (1) 反射率, ρ : 只有一部分入射辐射会反射到接收器上。这一部分由反射镜的种类决定。对于清洗干净的商业槽式反射镜，其反射率可以假定为 0.9。
- (2) 拦截因子, γ : 由于反射镜的微观缺陷或抛物面槽式集热器的宏观形状误差，反射镜反射的太阳直射辐射中的一部分不能到达吸热管（例如组装不精确）。这些缺陷或误差导致一些光线以错误的角度反射，因此它们不能被吸热管拦截吸收。这些损失通过称为拦截因子的光学参数来量化。对于正确组装的集热器而言，该参数通常为 0.95。
- (3) 透射率 τ : 到达接收器的玻璃管的太阳直射辐射只有一部分能够透射它。透射玻璃管的辐射与投射到其上的总的入射辐射之间的比称为透射率 τ ，它通常取为 0.93。
- (4) 吸热管涂层的吸收率, α_{abs} : 该参数量化了吸热管吸收的能量与到达吸热管外壁的总辐射量的比例。对于有陶瓷涂层的金属吸热管，该参数通常为 0.95，而对于涂有黑色镍或铬的吸热管，该参数值稍低。
- (5) 沾污因子, F_e : 反射镜上的污垢会降低反射率，因此需要考虑沾污带来的影响。沾污因子 F_e 的引入考虑了反射镜和玻璃管在清洗干净之后的逐渐产生的沾污。

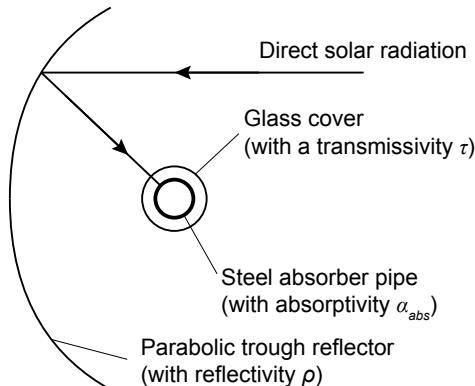


图 3-1 槽式集热器结构示意图

穿透玻璃管到达吸热器的能量可以表示为

$$P = I_r w_{tc} L_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta) \quad (3.2)$$

为了简化吸热器的吸热过程,通常将其视为均匀的热流量 q'' 。

$$q'' = \frac{P}{\pi d_o L_{tc}} = \frac{I_r w_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta)}{\pi d_o} \quad (3.3)$$

假设整体传热系数 $U(T_{abs})$ 沿着整个集热器的长度方向是均匀的,这样就可以利用附录B中的传热计算公式。吸收管的传热分析示意图如图3-2所示。

$$\frac{T_o - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}}{T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}} = \exp\left(-\frac{U(T_{abs})\pi d_o L_{tc}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (3.4)$$

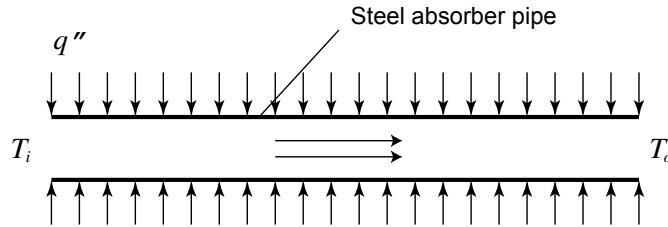


图 3-2 吸热管的传热分析示意图

由于管道中的努塞尔数 Nu 非常大(大约为 $1/times10^4$),吸热管和导热油之间存在很小的温差。所以平均流体温度 $(T_i + T_o)/2$ 可以用作 T_{abs} 的平均值, $U(T_{abs})$ 可以用 Romero 和 Zarza 给出的二阶多项式函数表示^[97]。达到所需加热效果的槽式集热器的长度 L_{tc} 可以从公式(3.4)中获得。

垂直投射到槽式集热器开口的能量为

$$Q_{total} = I_r L_{tc} w_{tc} \quad (3.5)$$

被传热流体吸收的能量为

$$Q_{use} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (3.6)$$

槽式集热器的集热效率为

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{use}}{Q_{total}} = \frac{I_r L_{tc} w_{tc}}{\dot{m}c_p(T_o - T_i)} \quad (3.7)$$

3.1.2 碟式集热器

碟式集热器由发射镜和接收器组成。反射镜通过追踪太阳来将太阳光反射并会聚到位于反射镜焦点处的接收器。碟式集热器需要采用双轴跟踪系统来不间断地追踪太阳的轨迹。

碟式集热器的追踪系统主要有两种型式:^[98]

- 由方位传感器进行的方位高度角跟踪,或由计算得到的太阳坐标通过控制系统进行控制。
- 极轴跟踪,集热器围绕与地轴平行的轴旋转追踪太阳。

在传统的碟式斯特林机系统中,斯特林发动机放置在碟式集热器的焦点上。斯特林机设有接收器来吸收会聚的阳光。接收器由一个开孔和一个吸热器组成。斯特林接收器的开孔位于反射器的焦点处,以减少辐射和对流损失。吸热器吸收太阳辐射能并将产生的热能传递给斯特林机的工作气体,为斯特林循环提供热量,使斯特林机的曲轴连续往复运动。直接连接到斯特林机曲轴的发电机将机械能转化为电能。

本文提出的梯级系统中,碟式集热器的焦点处放置有容积式接收器。一个金属螺旋管(称为吸热管)作为吸热器位于接收器中以吸收集中的太阳能。空气(或氮气)被用作传热流体流经吸热管以传输被吸热管吸收的能量,为斯特林机提供热源。

碟式反射镜是碟式系统的重要元件。弯曲的反射表面可以利用单独的小平面连接起来形成,或是通过由连续气室成形的拉伸膜来实现。在所有的情况下,曲面都应涂铝或银以提高反射率。

本文选用 SES (Stirling Energy System) 公司生产的碟式反射镜作为梯级集热系统的碟式反射镜,其主要参数见于表3.1。碟式接收器为自行设计研制的接收器,图3-3是其结构示意图。

碟形接收器模型涉及的损失包括:接收器拦截损失,由于阴影造成的损失以及热损失。热损失占所有这些损失的最大部分,这部分损失由传导,对流和辐射三种形式组成。为了详细分析碟式接收器的热损失,建立了如图3-4所示的热网络模型。该网络模型考虑了以下损失:

- 由接收器孔腔从接收器开口反射出去的辐射能损失, $q_{rad,ref}$ 。
- 由于和接收器的绝热层发生热传导产生的损失, $q_{cond,tot}$ 。
- 无风条件下接收器开口处发生的自然对流损失, $q_{conv,free}$ 。
- 有风条件下接收器开口处发生的强制对流损失, $q_{conv,forc}$ 。
- 由接收器孔腔发射出去的热辐射造成的辐射损失, $q_{rad,emit}$ 。

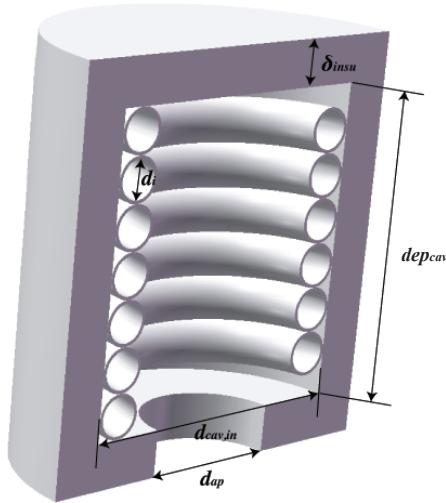


图 3-3 碟式接收器的结构示意图

表 3.1 碟式集热器的主要参数

参数	值	参数	值	参数	值
d_{cav}	0.46 m	ϵ_{insu}	0.6	θ_{dc}	45°
δ_{insu}	0.075 m	α_{cav}	0.87	γ	0.97
dep_{cav}	0.23 m	δ_a	0.005 m	$\eta_{shading}$	0.95
d_{ap}	0.184 m	$d_{i,1}$	0.07 m	ρ	0.91
λ_{insu}	0.06 W/(m · K)	A_{dc}	87.7 m ²		

为了求解图3-4中的热网络结构图,必须仔细分析图中各热流量的关系和求解方程。

(1) 入射到接收器的能量, q_i

为了简化模型,不考虑接收器对反射镜造成的遮挡,以及太阳跟踪系统的调节滞后造成的影响。

$$q_i = I_r A_{dc} \gamma \eta_{shading} \rho \quad (3.8)$$

In Equation (3.8), γ is the intercept factor, $\eta_{shading}$ is the shading factor between different collectors, ρ is the reflectivity of the reflector. 在方程 (3.8) 中, γ 是拦截因子,

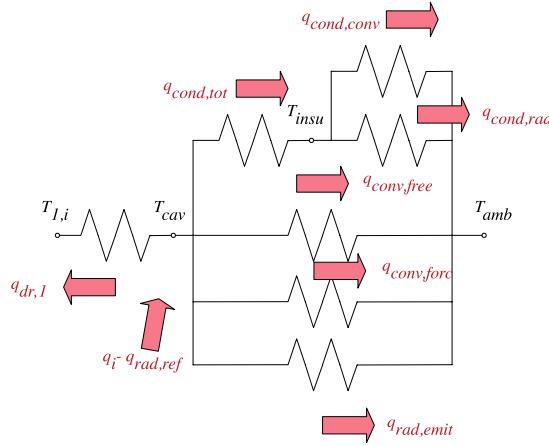


图 3-4 碟式接收器的热网络模型

$\eta_{shading}$ 是不同集热器之间遮挡造成的遮挡因子, ρ 是反射镜的反射率。

(2) 传热流体与吸热管之间的换热, $q_{dr,1}$

传热流体于吸热管之间的换热简化为经典的流体流过等壁温管道的换热模型。

这样, $q_{dr,1}$ 可以由下式得到

$$q_{dr,1} = h_{dr,1} A_{dr,1} \Delta T_{ln,dr,1} \quad (3.9)$$

where

$$h_{dr,1} = Nu_{tube} \lambda_{dr,1} / d_{i,1} \quad (3.10)$$

$$Nu_{tube} = c_r Nu'_{tube} \quad (3.11)$$

该式为修正后应用于螺旋管的努赛尔数计算公式, 式中存在基于弯管曲率的螺旋因子 c_r 作为修正系数。 c_r 的表达式为:^[99]

$$c_r = 1 + 3.5 \frac{d_{i,1}}{d_{cav} - d_{i,1} - 2\delta_a} \quad (3.12)$$

Nu'_{tube} 是直圆管的努赛尔数, 它由下式计算:^[100]

$$Nu'_{tube} = 0.027 Re_{tube}^{0.8} Pr_{tube}^{1/3} (\mu_{tube} / \mu_{tube,w})^{0.14} \quad (3.13)$$

传热流体与管壁之间的对数温差 $\Delta T_{ln,dr,1}$ 可以写作

$$\Delta T_{ln,dr,1} = \frac{(T_{cav} - T_{dc,i}) - (T_{cav} - T_{dc,o})}{\ln \frac{T_{cav} - T_{dc,i}}{T_{cav} - T_{dc,o}}} \quad (3.14)$$

(3) 由接收器内壁从接收器开口反射出去的辐射能损失, $q_{rad,ref}$

$$q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff})q_i \quad (3.15)$$

其中, α_{eff} 是接收器的等效吸收率, 它由下式算得:

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav})\frac{A_{ap}}{A_{cav}}} \quad (3.16)$$

α_{cav} 是接收器孔腔材料的吸收率, A_{cav} 是孔腔的总面积, A_{ap} 是开口面积.

(4) 由于和接收器的绝热层发生热传导产生的损失, $q_{cond,tot}$

$$q_{cond,tot} = 2\pi\lambda_{insu}dep_{cav}\frac{T_{cav} - T_{insu}}{\ln(1 + 2\delta_{insu}/d_{cav})} \quad (3.17)$$

其中, T_{cav} 是孔腔的内壁温度, T_{insu} 是绝热层的外壁温度。

(5) 接收器绝热层的对流损失, $q_{cond,conv}$

$$q_{cond,conv} = h_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb}) = \frac{k_{insu}Nu_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb})}{d_{cav} + 2\delta_{insu}} \quad (3.18)$$

其中, Nu_{insu} 可以由流体绕流圆柱体的公式得到。[101]

(6) 接收器绝热层的辐射损失, $q_{cond,rad}$

$$q_{cond,rad} = \epsilon_{insu}A_{insu}\sigma(T_{insu}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.19)$$

(7) 无风条件下接收器开口处发生的自然对流损失, $q_{conv,free}$

桑迪亚国家实验室进行了一系列试验, 研究了不同工况下各种参数对碟式接收器开口处自然对流损失的影响, 获取了大量的试验数据[102]。这些数据同 Stine 和 McDonald 提出的自然对流公式获得的结果具有很高的一致性。本文假设的是强制对流和自然对流相互独立, 所以强制对流和自然对流的综合如热网络结构图3-4所示。

$$q_{conv,free} = h_{free}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (3.20)$$

其中, $h_{free} = k_{film}Nu_{free}/\overline{d_{cav}}$, $\overline{d_{cav}}$ 是孔腔的有效直径, 它由 $\overline{d_{cav}} = d_{cav} - 2d_i - 4\delta_a$ 算得。

(8) 有风条件下接收器开口处发生的强制对流损失, $q_{conv,forc}$

$$q_{conv,forc} = h_{forc}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (3.21)$$

Wu 等^[103] 针对碟式集热器的对流热损失编写了全面的综述，并进行了系统性的总结。本文应用 Leibfried 和 Ortjohann^[104] 提出的改进型公式来计算接收器开口处的强制对流损失。该公式基于 Koenig 和 Marvin^[105] 提出的公式、Stine 和 Diver^[106] 提出的公式，并对一些影响因素进行了分析，具有更好的计算结果。

$$h_{forc} = 0.1967 v_{wind}^{1.849} \quad (3.22)$$

- (9) 由接收器孔腔发射出去的热辐射造成的辐射损失, $q_{rad,emit}$
孔腔被看作灰体, 其辐射率和发射率相等,

$$\epsilon_{cav} = \alpha_{eff} \quad (3.23)$$

$$q_{rad,emit} = \epsilon_{cav} A_{ap} \sigma (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.24)$$

从热网络结构图(见图3-4)中可以得到

$$q_{eff} = q_i - q_{rad,ref} \quad (3.25)$$

$$q_{eff} = q_{dr,1} + q_{cond,tot} + q_{conv,free} + q_{conv,forc} + q_{rad,emit} \quad (3.26)$$

$$q_{cond,tot} = q_{cond,conv} + q_{cond,rad} \quad (3.27)$$

热网络结构图中的各温度节点可以通过上述方程解出。 $q_{dr,1}$ 可以通过方程 (3.9) 计算得出。于是, 碟式接收器的热效率为

$$\eta_{dr} = \frac{q_{dr,1}}{q_i} \quad (3.28)$$

碟式集热器的热效率为

$$\eta_{dc} = \frac{q_{dr,1}}{I_r A_{dc}} \quad (3.29)$$

3.1.3 斯特林机

3.1.3.1 理想斯特林循环

理想斯特林循环由同冷热热源进行等温换热两个换热过程及同回热器进行定容换热的两个换热过程组成。斯特林循环的 $T-s$ 图如图3-5所示。4-1 过程中回热器吸收

的热量在 2-3 过程中重新利用。但是实际上,由于不完善的回热过程,这部分能量往往不能完全重新利用,这部分能量只能将斯特林机的工作气体从 2 状态点加热到 3' 状态点。所以定义了回热率 e 来表征回热器的完善程度^[107,108]。 $e = \frac{T_R - T_L}{T_H - T_L}$, 其中 T_H 是热腔温度, T_L 是冷腔温度, T_R 是有效回热温度。

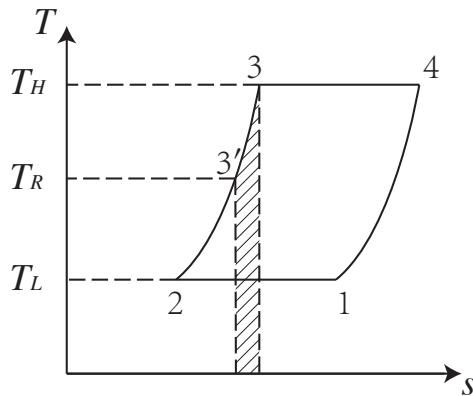


图 3-5 斯特林循环的 T - s 图

为了得到简化的分析模型,针对斯特林机做了以下简化假设:

- 斯特林机中的工质可以被看成是理想气体。
- 斯特林机不向环境散热。
- 冷热流体的平均换热系数为常数。
- 回热器具有对称性,这样有效回热温度可以简化计算为 $T_R = \frac{T_H - T_L}{\ln(T_H/T_L)}$ ^[107,108]。

为了考虑斯特林循环中由于存在死区容积带来的内部不可逆损失,将死区容积 V_D 划分成热头死区容积 V_{DH} 、回热器死区容积 V_{DR} 和冷头死区容积 V_{DC} ^[109]。并采用容积因子 K 来描述不同温度下的各死区容积。 K 同各过程的温度及回热效率有关。

$$K = \frac{V_{DH}}{T_H} + \frac{V_{DR}}{T_R} + \frac{V_{DC}}{T_L} \quad (3.30)$$

对于定温压缩过程 1-2,输出功

$$W_{12} = \int_{V_E+V_C}^{V_E} p_{12} dV = -mRT_L \ln \frac{V_E + V_C + KT_L}{V_E + KT_L} \quad (3.31)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 输出功

$$W_{34} = \int_{V_E}^{V_E+V_C} p_{34} dV = mRT_H \ln \frac{V_E + V_C + KT_H}{V_E + KT_H} \quad (3.32)$$

定义 $\gamma_H = \frac{V_E + V_C + KT_H}{V_E + KT_H}$, $\gamma_L = \frac{V_E + V_C + KT_L}{V_E + KT_L}$ 。在一个循环过程中, 理论输出功

$$W_{th} = W_{12} + W_{34} = mR(T_H \ln \gamma_H - T_L \ln \gamma_L) \quad (3.33)$$

对于定容加热过程 3'-3, 吸收的热量

$$Q_{3'3} = nc_v(T_H - T_R) = \frac{1-e}{k-1}mR(T_H - T_L) \quad (3.35)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 吸收的热量

$$Q_{34} = W_{34} = mRT_H \ln \gamma_H \quad (3.36)$$

在一个循环过程中, 理论吸收热为

$$Q_{th} = Q_{3'3} + Q_{34} = \frac{1-e}{k-1}mR(T_H - T_L) + mRT_H \ln \gamma_H \quad (3.37)$$

3.1.3.2 不可逆因素及损失

(1) 非理想吸热影响

由于加热器和冷却器不理想, 它们的流体同换热器壁面存在温差。加热器中的热流体温度 T_H 要高于加热器的壁面温度 T_{hw} , 冷却器中的冷却流体温度 T_L 要低于冷却器的壁面温度 T_{cw} 。根据传热学, T_H 和 T_L 可以通过下式修正:

$$T_H = T_{hw} - \frac{Qs_{se}}{h_h A_{hw}} \quad (3.38)$$

$$T_L = T_{cw} + \frac{(Q-W)s_{se}}{h_c A_{cw}} \quad (3.39)$$

其中的传热系数可以通过下式获得^[110]:

$$h_{h,c} = \frac{\mu c_p f_{Re}}{2D_{h,c} Pr_{h,c}} \quad (3.40)$$

其中, f_{Re} 是与雷诺数有关的摩擦因子:

$$f_{Re} = 0.0791 Re_{h,c}^{0.75} \quad (3.41)$$

式中, $Re_{h,c}$, $Pr_{h,c}$ 和 $D_{h,c}$ 分别是加热器/冷却器的雷诺数, 普朗特数和水利直径。

(2) 压力损失带来的影响

压力损失带来了斯特林机的输出功率的下降。压力损失可以表示为^[111]:

$$\Delta p = -\frac{2f_{Re}\mu uV}{d^2 A} \quad (3.42)$$

其中, u 是工作气体的流速, V 是流通体积, A 是流动截面积。

由压力损失带来的斯特林机的净输出损失可以由下式计算得到:

$$W_{pd} = \oint \sum_{i=E,C} (\Delta p_i \frac{dV_i}{d\theta}) d\theta \quad (3.43)$$

(3) 由于活塞运动及机械摩擦带来的损失

由于活塞的运动, 压缩过程和膨胀过程中活塞表面的压力都与气体压力不同。可以证明, 压缩过程中活塞表面的压力要高于气体压力, 膨胀过程中活塞表面的压力要低于气体压力。这意味着输出功要少于理论值。此外, 机械摩擦的存在也会减少输出功率。由于活塞运动及机械摩擦带来的损失可以由下式得到^[110]:

$$W_{fs} = \oint p(\pm \frac{au_p}{c} \pm \frac{\Delta p_f}{p}) dV \quad (3.44)$$

其中, 加号(+)用于压缩过程, 减号(-)用于膨胀过程。 p 是压缩腔和膨胀腔的平均压力, u_p 是活塞的速度, c 是气体分子的平均速度, Δp_f 是由于机械摩导致的压力损失。 Δp_f , a 和 c 可以由下列各式得到:^[112]

$$\Delta p_f = 0.97 + 0.009 s_{se} \quad (3.45)$$

$$a = \sqrt{3k} \quad (3.46)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (3.47)$$

- (4) 由于内部导热引起的能量损失由于加热器和冷却器存在温差,会有热量以导热的形式透过回热器壁进行传输^[113]。在一个循环周期中,由于内部导热引起的损失可以由下式得到:

$$Q_{id} = \frac{k_r A_r}{L_r s_{se}} (T_{hw} - T_{cw}) \quad (3.48)$$

其中, k_r 、 L_r 和 A_r 分别表示回热器的导热率、长度和导热面积。

- (5) 穿梭导热产生的能量损失

由于置换器在膨胀腔和压缩腔中往来穿梭,它会在热端区间吸热,在冷端区间放热。这部分损失可以由下式估算^[114]:

$$Q_{sc} = 0.4 \frac{Z^2 k_p D_p}{J L_d s_{se}} (T_H - T_L) \quad (3.49)$$

其中, Z 、 k_p 、 D_p 、 J 和 L_d 分别表示置换器的一次往复距离、活塞导热率、置换器的直径、置换器和圆柱体内壁之间的缝隙大小以及置换器的长度。

于是,斯特林机在一个循环过程中的总的吸收热可以表述为

$$Q = Q_{th} + Q_{id} + Q_{sc} \quad (3.50)$$

总的输出功可以表述为

$$W = W_{th} - W_{pd} - W_{fs} \quad (3.51)$$

斯特林机的输出功率为

$$P = W s_{se} \quad (3.52)$$

斯特林机的效率为

$$\eta = W/Q \quad (3.53)$$

3.1.3.3 模型验证

通过选用 GPU-3 型斯特林机作为一个实例,对所建立的模型进行评估。GPU-3 型斯特林机的设计参数列表见表3.2。将建立的模型计算得到的斯特林机效率和功率同经典模型及试验结果进行比较,结果如表3.3和表3.4所示。

从表中可以看出,与之前的斯特林机热力模型相比,本文建立的模型同试验在不同转速和不同平均有效压力的条件下得到的结果更加接近。需要指出的是,上述所有模型中,输出功率 W 和输入热量 Q 都由工作气体同壁面的换热得到。在本文建立的模型中, W 和 Q 由方程 (3.38) 和 (3.39) 得到。因此, W 、 Q 和 η 都可以由热力模型和

表 3.2 GPU-3 型斯特林机的设计参数^[110,115]

参数	值
类型	β
工作气体	氦气
工作气体的质量	1.136 g
加热器	
管道数量	40
管道外径	4.83×10^{-3} m
管道内径	3.02×10^{-3} m
管道长度(圆柱体部分)	0.1164 m
管道长度(回热器部分)	0.1289 m
冷却器	
管道数量	312
管道外径	1.59×10^{-3} m
管道内径	1.09×10^{-3} m
平均管道长度	4.61×10^{-2} m
回热器	
回热器数量	8
回热器内径	2.26×10^{-2} m
回热器长度	2.26×10^{-2} m
回热器管径	4×10^{-5} m
材料	不锈钢
容积	
波及容积(膨胀/压缩)	120.82/114.13 cm ³
余隙容积(膨胀/压缩)	30.52/28.68 cm ³
死区容积(加热器/冷却器/回热器)	70.28/13.18/50.55 cm ³

表 3.3 模型及试验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	平均 有效 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[111])			绝热分析模型 (simple II ^[113])			本文提出的模型			试验 数据 ^[110]		
		数值 (%)	误差 (%)	Average (%)	数值 (%)	误差 (%)	Average (%)	数值 (%)	误差 (%)	Average (%)	数值 (%)	平均 误差 (%)	实际 数值 (%)
16.67	38.72	18.22	32.48	11.98	28.16	7.66	20.50						
25.00	36.16	15.46	31.21	10.51	27.75	7.05	20.70						
33.33	33.79	15.79	29.45	11.45	27.43	9.43	18.00						
41.67	2.76	31.48	16.28	17.90	12.85	12.25	27.17	11.97	12.10	15.20			
50.00		29.12	17.32		25.21	13.41	26.94	15.14		11.80			
58.33		29.74	24.34		22.89	17.49	26.74	21.34		5.40			
25.00	35.65	10.85	32.29	7.49	27.29	2.49	24.80						
33.33	33.52	9.62	30.40	6.50	26.94	3.04	23.90						
41.67	4.14	31.48	10.18	11.46	28.39	7.09	8.28	26.65	5.35	6.65	21.30		
50.00		29.45	11.25		26.33	8.13	26.39	8.19			18.20		
58.33		27.40	15.40		24.21	12.21	26.17	14.17			12.00		
41.67	31.20	8.70	28.59	6.09	26.24	3.74	22.50						
50.00	5.52	29.33	10.53	10.82	26.62	7.82	8.11	25.97	7.17	7.48	18.80		
58.33		27.44	13.24		24.62	10.42	25.73	11.53			14.20		
50.00	29.07	10.37	26.61	7.91	25.62	6.92	18.70						
58.33	6.90	27.29	13.09	11.73	24.67	10.47	9.19	25.37	11.17	9.05	14.20		

表 3.4 模型及试验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[111])				绝热分析模型 (simple II ^[113])				本文提出的模型			试验 数据 ^[110]
		Average 数值 (kW)	误差 (%)	Average 数值 (kW)	误差 (%)	Average 数值 (kW)	误差 (%)	Average 数值 (kW)	误差 (%)	平均 误差 (%)	实际 数值 (kW)		
16.67	1.796	119.02		1.772	116.10	0.861	4.98	0.82					
25.00	2.555	128.13		2.500	123.21	1.253	11.88	1.12					
33.33	2.76	3.215	165.70	272.03	3.117	157.60	254.71	1.632	34.88	104.84	1.21		
41.67		3.769	211.49		3.615	198.76		2.001	65.37		1.21		
50.00		4.195	303.37		3.973	282.08		2.362	127.12		1.04		
58.33		4.505	704.46		4.203	650.54		2.715	384.82		0.56		
25.00		3.844	114.75		3.761	110.11		1.818	1.56		1.79		
33.33		4.856	120.73		4.708	114.00		2.362	7.36		2.20		
41.67	4.14	5.734	136.94	259.70	5.501	127.31	158.41	2.890	19.42	39.83	2.42		
50.00		6.462	174.98		6.126	160.68		3.405	44.89		2.35		
58.33		7.030	306.36		6.573	279.94		3.908	125.90		1.73		
41.67		7.645	133.08		7.334	123.60		3.742	14.09		3.28		
50.00	5.52	8.655	163.87	180.02	8.206	150.18	164.91	4.401	34.18	43.68	3.28		
58.33		9.470	243.12		8.858	220.94		5.045	82.79		2.76		
50.00	6.90	10.788	174.50	287.04	10.223	160.13	263.63	5.362	36.44	97.75	3.93		
58.33		11.840	399.58		11.071	367.13		6.140	159.07		2.37		

输入参数得到。这些输入参数包括加热器参数、冷却器参数、回热器参数、平均有效压力、工作气体的类型以及斯特林机的几何尺寸。

表3.3和表3.4表明，当斯特林机的平均有效压力位于 2.76 MPa 到 6.90 MPa 之间时，本文建立的模型具有最佳性能预测(效率和功率)。当斯特林机的转速从 16.67 Hz 增加到 58.33 Hz 时，本文建立的模型的性能预测的误差也随之增大。所以本文所建立的模型在平均有效压力在 2.76 MPa 和 6.90 MPa 之间，转速较低时具有最好的性能预测准确性。

然而，同试验结果相比，本文提出的模型仍然存在一些误差。未来的研究工作可能会考虑斯特林机的其它不可逆损失，如斯特林机向环境的散热，气弹滞后效应等等，从而建立更加精确的斯特林机模型。值得指出的是，其它文献也有提到更加精确的斯特林机模型。例如，多变过程模拟模型具有比本文提出的模型更高的性能预测精度^[110,116]。然而，该模型需要假定与具体斯特林机中各过程相关的多变指数，而且需要复杂地多的计算度。

3.1.3.4 斯特林机与冷热流体间的传热

对于斯特林机的传热过程，加热器、冷却器和回热器的壁面温度被假定为均匀且恒定。对于定温壁面换热，壁面同流体之间经过 dA 的换热面积所交换的热量为：

$$(T_w - T)UdA = \dot{m}c_p dT \quad (3.54)$$

$$\frac{dT}{T - T_w} = -\frac{UdA}{\dot{m}c_p} \quad (3.55)$$

由于 $T(0) = T_i, T(A) = T_o$,

$$\frac{T_o - T_w}{T_i - T_w} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (3.56)$$

对于斯特林机，可以分别用 T_{hw} 和 T_{cw} 来替代 T_w 来获得 $T_{i,h}, T_{o,h}$ 同 $T_{hw}, T_{i,c}, T_{o,c}$ 同 T_{cw} 之间的关系式。

$$\frac{T_{o,h} - T_{hw}}{T_{i,h} - T_{hw}} = \exp\left(-\frac{U_h A_h}{\dot{m}_h c_{p,h}}\right) \quad (3.57)$$

$$\frac{T_{o,c} - T_{cw}}{T_{i,c} - T_{cw}} = \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_c c_{p,c}}\right) \quad (3.58)$$

在一个循环周期中,热流体传递给斯特林机的热量为

$$\dot{m}_h c_{p,h} (T_{i,h} - T_{o,h}) / s_{se} = Q \quad (3.59)$$

在一个循环周期中,斯特林机传递给冷流体的热量为

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{o,c} - T_{i,c}) / s_{se} = Q - W \quad (3.60)$$

3.2 朗肯循环发电子系统建模

依据工作流体的不同,存在两种不同的朗肯循环发电子系统——水工质朗肯循环子系统和有机工质朗肯循环子系统。

3.2.1 水工质朗肯循环

水工质朗肯循环需要设置除氧器以去除给水中的氧气和其它不凝结气体。给水中溶解的氧气将会给蒸汽发生系统造成严重的腐蚀损伤,并使金属管道形成氧化物(生锈)。溶解在给水中的二氧化碳将会形成碳酸,并进一步对管道造成腐蚀。不凝结气体的聚集将会增加热阻,这对各种换热器很不利。本系统中的除氧器采用抽汽作为热源。

图3-9中的梯级系统的水循环的 $T-s$ 图如图3-6a所示。过程曲线 $2a-2c-2b$ 表示汽轮机内蒸汽做功的过程,其 $h-s$ 曲线图如图3-6b所示。状态点 $2b$ 和 $i, 2b$ 的压力相等,状态点 $2c$ 和 $i, 2c$ 的压力相等。为了简化汽轮机内效率的计算,假定汽轮机在不同负荷、不同级中的相对内效率不变,即

$$\eta_{i,2b} = (h_{2a} - h_{2b}) / (h_{2a} - h_{i,2b}) = (h_{2a} - h_{2c}) / (h_{2a} - h_{i,2c}) \quad (3.61)$$

其中, $h_{i,2b}$ 由 s_{2a} 和 p_c 得到, $h_{i,2c}$ 由 s_{2a} 和 p_e 得到。

汽轮机的输出功率

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (3.62)$$

过程 $2b-2d$ 表示凝汽器中的换热工况。凝汽器的出口水是饱和液态水,其出口温度 T_{2d} 和出口焓值 h_{2d} 由汽轮机的排汽压力 p_c 确定。凝汽器释放的热量

$$Q_{cd} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2b} - h_{2d}) \quad (3.63)$$

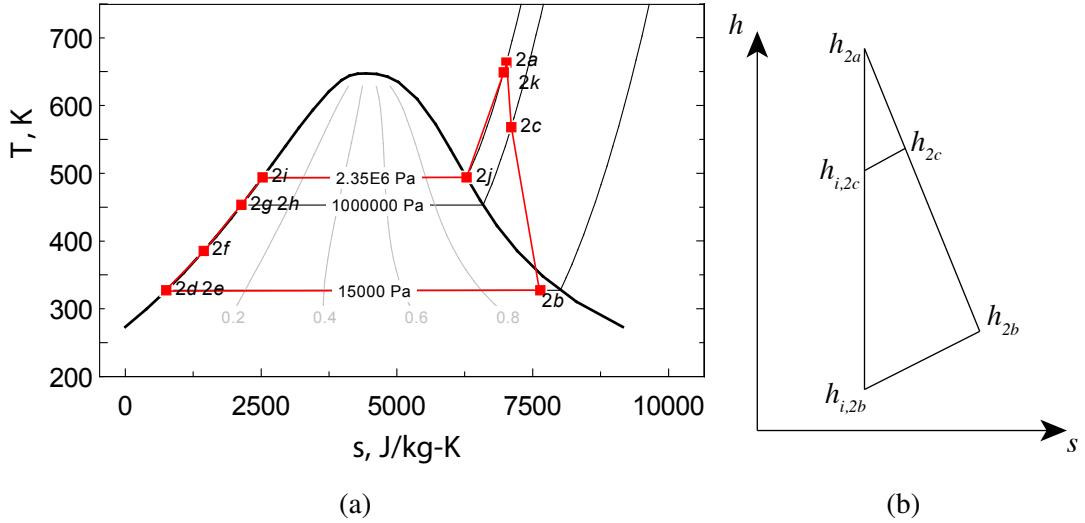


图 3-6 水循环的 $T-s$ 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 $h-s$ 图

除氧器的各进口压力和出口压力相等,状态点 $2c$ 、 $2f$ 和 $2g$ 具有相同的压力(等于 p_e)。除氧器的出口水是饱和液态水,其焓值可以由 p_e 确定。由能量平衡方程

$$yh_{2c} + (1 - y)h_{2f} = h_{2g} \quad (3.64)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (3.65)$$

其中, h_{2e} 可以通过方程 $\eta_{pu} = (h_{i,2e} - h_{2d})/(h_{2e} - h_{2d})$ 获得, h_{2h} 可以通过方程 $\eta_{pu} = (h_{i,2h} - h_{2g})/(h_{2h} - h_{2g})$ 获得。 $h_{i,2e}$ 由 s_{2d} 和 p_e 决定, $h_{i,2h}$ 由 s_{2g} 和 p_s 决定。

由于除氧器的出口水是饱和液态水，其出口温度 T_{2g} 和出口焓值 h_{2g} 由除氧器的压力 p_{2g} 决定。

$$p_{2g} = p_{2c} \quad (3.66)$$

水循环吸收的总热量为

$$Q_2 = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2f} - h_{2e}) + \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2h}) \quad (3.67)$$

朗肯循环的效率可以表示为

$$\eta_{rk} = (P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge})/Q_2 \quad (3.68)$$

3.2.2 有机工质朗肯循环

同水工质朗肯循环相比,有机工质朗肯循环具有以下特点:

- (1) 有机工质具有更低的沸点,更高的蒸汽压力,它更适宜于回收低温废热。此外,其密度和比热容较小,所需要的汽轮机、管道和换热面积都较小,这些都有利于节约制造成本。
- (2) 汽轮机的排气没有湿度(干气体)。所以无需过热,饱和蒸气就可以用作汽轮机的主气。有机工质汽轮机不会发生由于湿蒸汽中的液滴给高速旋转的叶片带来的腐蚀现象。
- (3) 有机工质流体具有比蒸汽更低的声速,汽轮机可以在较低转速下达到较好的气动力学性能。
- (4) 相同温度下,有机工质的凝汽压力比水工质高。常温下,有机工质可以在高于大气压的条件下凝结。系统压力可以保持在大气压以上运行,这就可以避免空气泄漏进入系统。这也意味着有机工质朗肯循环不再需要除氧器。
- (5) 有机工质具有很低的凝固点,这意味着即使在寒冷地区也不需要针对有机工质做防冻措施。

不同有机工质的饱和 $T-s$ 图具有不同形状的饱和曲线。有机工质可以根据 $T-s$ 图中饱和蒸气曲线斜率 dT/ds 的不同分为三种类型: $dT/ds > 0$ 表示该流体为干工质(高压饱和蒸气定熵膨胀时不会进入湿气区),大多数有机工质为干工质; $dT/ds < 0$ 表示该流体为湿工质(高压饱和蒸气定熵膨胀时会产生液滴),少数有机工质为湿工质; $dT/ds \rightarrow \pm\infty$ 表示该流体为等熵流体,例如 R134a。对于干工质,由于在汽轮机中不会出现液滴,有机工质无需过热。此外,对于应用于低温废热回收的有机工质朗肯循环,也无需进行过热。由于本文讨论的太阳能光热发电技术所获得的集热温度一般高于有机工质的饱和温度,所以本文选用的有机工质朗肯循环仍然采用过热,以提高朗肯循环的效率。

水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环的 $T-s$ 图如图3-7所示。在典型有机工质循环(如图3-8)中,循环效率可以通过使用回热器来得到提升。这是因为汽轮机出口工质是过热气体,利用其温度比对应的凝汽温度高。利用这部分高出的温度可以给加压的凝结液提供热量。通常会在有机工质汽轮机的出口和蒸发器的入口之间安装一个逆流布置的回热器。回热器可以回收部分热量,从而降低对热源的需求,提升循环的效率。

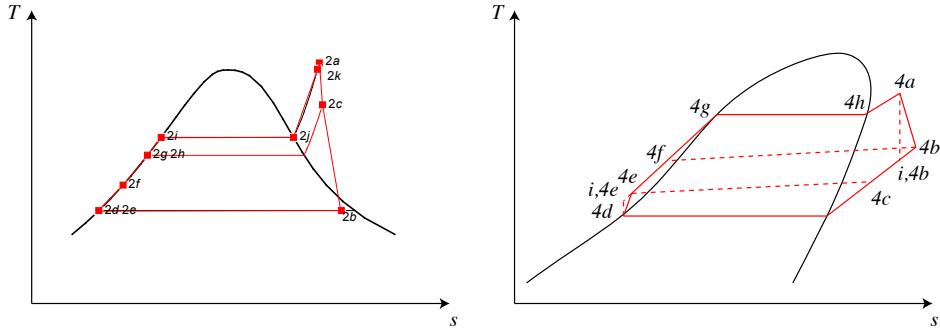
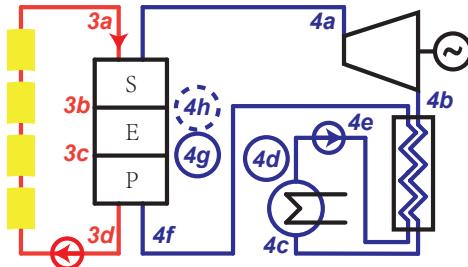

 图 3-7 水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 T - s 图


图 3-8 具有回热器的 ORC 系统结构示意图

汽轮机的相对内效率为

$$\eta_{i,tb} = (h_{4a} - h_{4b}) / (h_{4a} - h_{i,4b}) \quad (3.69)$$

其中, $h_{i,4b}$ 由 s_{4a} 和 p_c 决定。

汽轮机的输出功率为

$$P_{tb} = \dot{m}_4 (h_{4a} - h_{4b}) \quad (3.70)$$

过程曲线 $4c-4d$ 显示的是凝汽器中的放热曲线。凝汽器的出口流体为饱和液态。出口温度 T_{4d} 和出口焓值 h_{4d} 由汽轮机的出口压力 p_c 决定。

对于回热器, 依据能量平衡

$$h_{4b} - h_{4c} = h_{4f} - h_{4e} \quad (3.71)$$

凝汽器放出的凝结热

$$Q_{cd} = \dot{m}_4 (h_{4c} - h_{4d}) \quad (3.72)$$

泵的功率

$$P_{pu} = \dot{m}_4(h_{4e} - h_{4d}) \quad (3.73)$$

其中, h_{4e} 可以由方程 $\eta_{pu} = (h_{i,4e} - h_{4d})/(h_{4e} - h_{4d})$ 计算得到。 $h_{i,4e}$ 由 s_{4d} 和 p_s 得到。

输入朗肯循环的总热量

$$Q_4 = \dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f}) \quad (3.74)$$

朗肯循环的效率为

$$\eta_{rk} = \frac{P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge}}{\dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f})} \quad (3.75)$$

3.2.2.1 发电机

发电机相对而言是独立于梯级系统之外的部件, 它的效率一般假定为常数, 值为 0.975。

3.3 蒸汽发生系统建模

槽式太阳能光热发电厂的蒸汽发生系统可以被分成三部分——预热器、蒸发器和过热器, 它们都是换热器。为了便于系统分析, 假定这些换热器都不存在流动压力损失, 即加热流体(以导热油为例)和被加热流体(以水为例)的压力保持不变。水的压力和汽轮机的入口压力相等。此外, 假设这些换热器都不与环境交换热量。

为了更加清晰地理解这些换热器的机理建模过程, 本文使用图3-9中的蒸汽发生系统作为例子进行详细分析, 其传热过程如图3-10所示。图3-9中, 各中流体的不同状态点用数字加字母标出。其中, 数字表示流体类型: 1 代表空气, 2 代表水, 3 代表导热油; 字母代表不同位置的状态点。有的状态点还加有圆圈, 表示其为饱和状态: 实线圆圈表示为饱和液态, $x = 0$; 虚线圆圈表示为饱和气态, $x = 1$ 。

蒸汽发生系统的机理建模过程从本质上来看, 是求解各未知状态点的过程。需要再次提出的是, 由于水和导热油在换热过程中都没有压降, 对于饱和状态, 由于其干度已知, 其状态是确定的; 对于不饱和状态, 只要知道了温度或焓值, 那么其状态也可以确定。这意味着, 知道了温度可以求出焓值, 反之亦然。

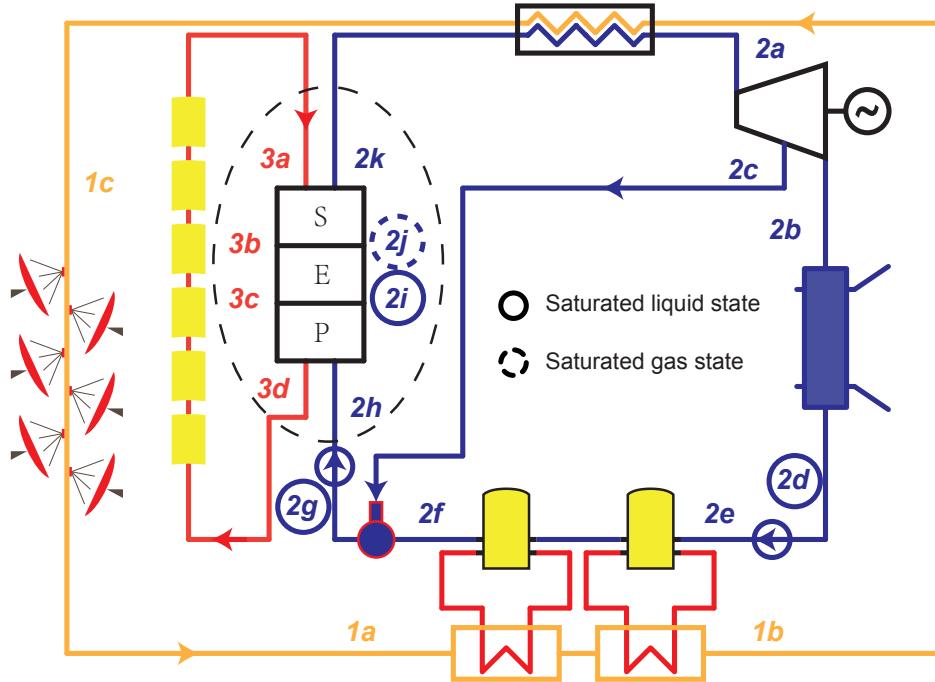


图 3-9 梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子

对于如图3-9所示的典型的蒸汽发生系统的建模过程, \dot{m}_2 , 状态点 $2h$ 和状态点 $2k$ 都由汽轮机及朗肯循环的参数确定, 可以看作已知量。状态点 $3a$ 的状态由槽式镜场的设计参数确定, 状态点 $2i$ 和 $2j$ 的状态可以由其干度确定。

(1) 预热器

预热器出口的水是饱和液态水($x = 0$), 所以其出口温度 T_{2i} 和出口焓值 h_{2i} 由汽轮机的主汽压力 p_s 决定。根据能量平衡方程,

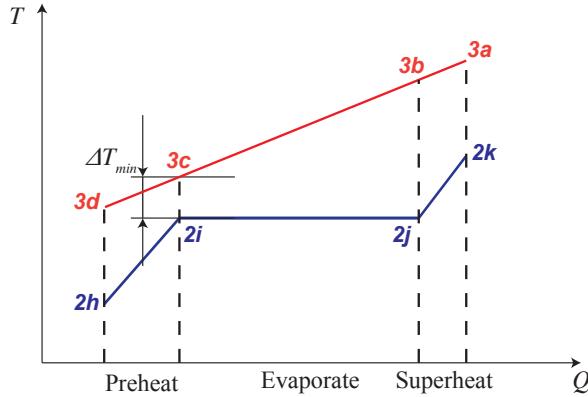
$$\dot{m}_3(h_{3c} - h_{3d}) = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h}) \quad (3.76)$$

(2) 蒸发器

蒸发器出口的水是饱和蒸汽($x = 1$), 所以其出口温度 T_{2j} 和出口焓值 h_{2j} 由汽轮机的主汽压力 p_s 决定。根据能量平衡方程,

$$\dot{m}_3(h_{3b} - h_{3c}) = \dot{m}_2(h_{2j} - h_{2i}) \quad (3.77)$$

需要指出的是, 状态点 $3c$ 的状态由 T_{3c} 决定。而 T_{3c} 由夹点温度 (pinch temperature) ΔT_{min} 确定, 即 $T_{3c} = T_{2i} + \Delta T_{min}$ 。关于夹点温度, 第5章有更加详细的说明。

图 3-10 蒸汽生产过程的 T - Q 曲线图

(3) 过热器

根据能量平衡方程，

$$\dot{m}_3(h_{3a} - h_{3b}) = \dot{m}_2(h_{2k} - h_{2j}) \quad (3.78)$$

通过求解方程 (3.76) 到 (3.78)，可以得到 \dot{m}_3 和状态点 3b、3d 的状态。

3.4 梯级系统建模

由于系统建模采用面向对象的方法，系统是利用各种组件的接口(入口和出口)相互连接形成的。这些接口通过流(stream)相互作用。例如图3-9中的汽轮机和除氧器之间通过抽汽流相互连接。每个流都拥有独立的属性，如流体类型，质量流量，温度，压力，比焓，比熵等等。为此，利用 MATLAB 建模工具建立了专门的 **Stream** 类，将各流都作为对象进行计算分析。附录C给出了 **Stream** 类的定义的源代码。**Stream** 类中的一些属性由于被多个 **Stream** 实例所共用，也被定义为了对象。如 **T**、**q_m** 和 **p** 也是对象，它们分别属于 **Temperature** 类、**Massflow** 类和 **Pressure** 类。

给定了 **Stream** 对象的固有属性(inherent properties, 包括流体类型，质量流量，温度，压力和干度)，其依赖属性(dependent properties, 包括比焓，比熵和比热容)可以依据其内部方法获得。

如果流是单相流体，它的干度就不存在，它的依赖属性就可以通过温度和压力获得。如果流是两相流体或饱和流体，那么其干度 $0 \leq x \leq 1$ ，它的依赖属性可以通过压力和干度获得。选择压力而不是温度作为输入参数的原因是，在梯级系统中，流的压力往往更容易确定。

由于流包含了状态点的所有信息,它被用来记录状态点。梯级系统的模型中创建了多个流对象,用于连接各部件,并记录各部件出入口的状态点信息。各个部件通过流对象连接在一起形成整个系统,流对象也作为参数在各个部件之间传递信息,已完成部件和系统的计算分析及结果的展示。不同的部件通过赋值同一个流对象而连接在一起,它们的出口和入口是连接的接口。系统通过给定的参数(设计参数)完成初始化,这些参数赋值给相应的流对象,并影响相关部件的状态。

针对系统计算,需要指出的是,一个部件的某些参数可能和其它多个部件相关联。在这种条件下,需要使用估值来辅助计算。估值用于设定未定状态的流对象的固有属性(如质量流量或温度),以便于获得流的依赖属性,进而得到状态点的状态信息。这些流对象通过参数传递给相应的部件,进而完成部件内部的计算方法,获得相应的计算结果。这些结果会以状态点参数的形式,和原来设定的估值进行比较。如果估值和相应计算值之间的差异在允许误差范围之内,则接受估值;否则,估值将会依据隆戈库塔法重新设定,并重新启动部件内的计算,并将新估值和获得的新的计算值进行比较,直至二者之间的差异小于允许误差为止。

例如,在图2-18a所示的蒸汽发生系统中,蒸发器的出口油温 **evaporator.T_3o** 还和过热器有关。想要获得该温度值,就需要先使用估值。估值用于赋值给对应于状态点 3b 的流对象的温度属性,这样可以获得该流对象的所有依赖属性(因为其压力已知)。该流对象作为过热器的输入参数将该状态点相应的焓值带入到过热器中,在过热器中通过方法 **superheater.get_T_3i** 得到过热器的入口油温 **superheater.T_3i**, 并将此值和估值进行比较,如果 $|evaporator.T_{3o} - superheater.T_{3i}|$ 比允许误差 (10^{-4}) 小,则接受该估值;否则,依据隆戈库塔法迭代调整估值,直至 $|evaporator.T_{3o} - superheater.T_{3i}| < 10^{-4}$ 。

3.5 本章小结

本章介绍了太阳能光热梯级系统的建模方法,并详细分析了系统中关键部件和子系统的机理建模。部件模型使用 MATLAB 建模工具,采用面向对象的方法。部件模型的机理建模充分考虑了各部件的热力学特性,动力学特性以及能量平衡。系统模型采用自底向上的方法,利用部件模型完成系统模型的搭建工作。基于面向对象语言的封装、组合和多态等特性,各部件间既具有独立性,又具有关联性。所建立的系统模型具有易于搭建,结构清晰,便于替换或改进部件,容易检查单个部件等优点。

系统还专门建立了 **Stream** 类用于部件的连接工作,部件的出口和入口是连接的接口。两个不同的部件通过被赋值同一个流对象而实现相互连接。此外,本章还简单

介绍了不同部件间通过流对象进行耦合计算的方法。

本文建立的关键部件模型可以通过试验或与经典模型进行比较等方式进行验证。斯特林机的验证工作表明,与传统的经典的斯特林机模型相比,本文所建立的模型在不同的转速和平均有效压力下,具有和试验数据更接近的性能结果。

4 斯特林机组的优化

4.1 斯特林机组的排布

对于单台斯特林机,斯特林机与传热流体之间的换热过程和流体的流动方向无关,这意味着改变冷热流体的流动方向并不会影响斯特林机的功率和效率。然而,对于斯特林机组,斯特林机的连接方式和流体的流动方向需要仔细考虑。它们既影响冷热流体的温度,又影响冷热流体的质量流量分布,这二者都对斯特林机的功率和效率有很大影响。如果采用串联连接,则一方面,每台斯特林机都可以获得全部的流体流量,这有利于获得较高的输出功率;另一方面,各斯特林机的入口加热流体温度随着流动方向逐渐降低(或各斯特林机的入口冷却流体温度随着流动方向逐渐升高),这将使沿着流动方向的斯特林机的功率和效率逐渐下降。如果采用并联连接,则一方面,每台斯特林机的入口加热流体的温度都为最高值(或每台斯特林机的入口冷却流体的温度都为最低值),这有利于获得较高的输出功率;另一方面,由于每台斯特林机都分流了热流体(或冷流体)的流量,每台斯特林机的输入总能量降低,这将不利于获得较高的输出功率。如果采用顺流连接(这里的顺流和逆流是指冷热流体依次流经一列斯特林机的次序是否一致,和传统的换热器中的顺流和逆流的含义不同),则一方面,最先流经的数台斯特林机具有最大的冷热源温差,具有最大的输出功率;另一方面,最后流经的数台斯特林机具有最小的冷热源温差,具有最小的输出功率。如果采用逆流连接,则会使斯特林机组中的每台斯特林机具有接近的冷热源温差,每台斯特林机的输出功率都比较接近。对于传统的传热器,采用逆流可以降低冷热流体的传热温差,降低换热过程中产生的烟损,并因此获得更优的换热效果。而对于斯特林机,需要增大冷热流体的温差,以提高斯特林机的输出功率和效率。为此,分析不同斯特林机组排布方式对斯特林机组性能(包括功率和效率)的影响,并优化梯级系统中斯特林机组的排布,显得额外重要而有意义。由于斯特林机组的排列方式多种多样,既可以是串联并联,又可以是顺流逆流,还可能是四者的复杂组合。因此在分析斯特林机组的排布方式之前,需要将其进行归类。

本文依据斯特林机的性能与流体流向无关性的特点,提出了五种基本的斯特林机组排布方式,如图4-1所示。其中,第1种为并联连接,第2种为串联顺流连接,第3种为串联逆流连接,第4种为加热流体串联连接而冷却流体并联连接,第5种为加热流体并联连接而冷却流体串联连接。所有其它的斯特林机组的连接方式都为这五种基

本方式的组合。例如,图4-2中斯特林机组的排布方式是第2种和第4种的组合。

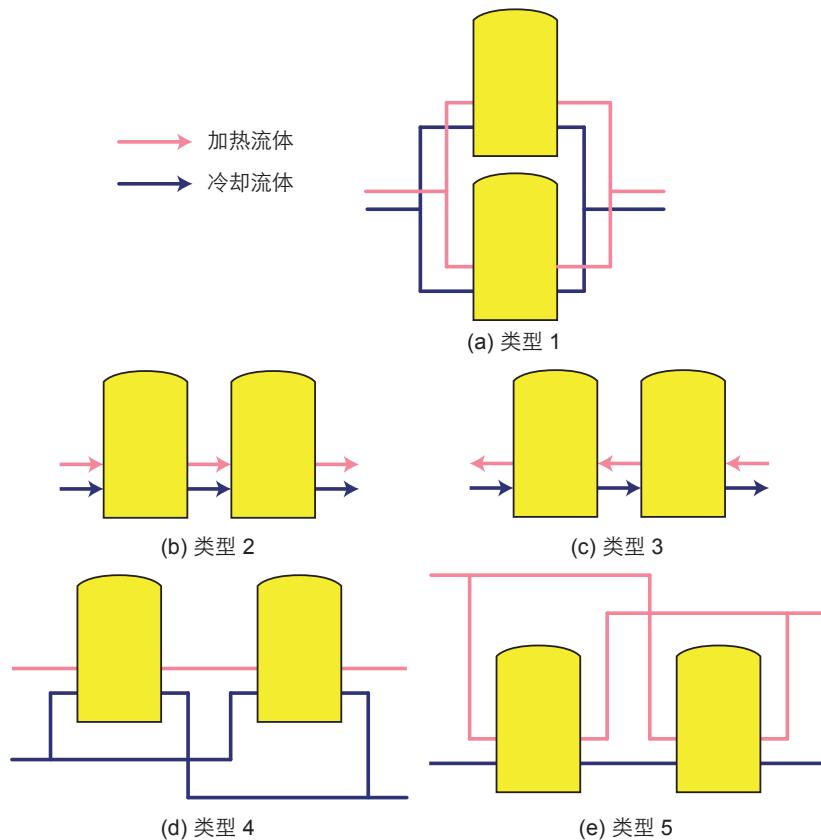


图 4-1 斯特林机组的五种基本连接方式

4.2 斯特林机组的建模

正如第4.1节中所提到的,有五种基本的斯特林机组的排布方式,任何其它排布方式是这五种方式的组合。获得了这五种基本排布方式的性能计算方法,就可以得到其它排布方式的性能。

为了得到斯特林机组的性能,需要构建各斯特林机的模型,并依据斯特林机的参数对斯特林机组进行分析。为了便于分析排布方式带来的影响,选定斯特林机组中的各斯特林机具有相同的设计参数,包括转速 s_{se} 。这对于用于发电的斯特林机是个合

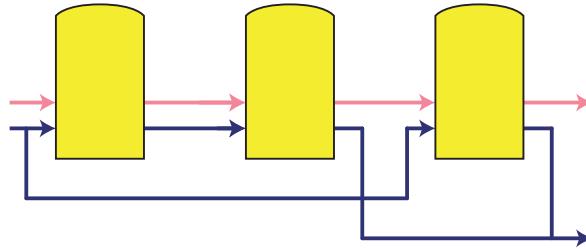


图 4-2 一种斯特林机组连接方式的例子

理的假设,因为各斯特林机的输出功的频率应该保持一致。斯特林机的速度可以通过速度控制系统进行校正^[117]。为了消除其它影响,不同排布方式的冷热流体的参数也选择相同值。为了更加清楚地表明排列方式对斯特林机组性能的影响,本文选用换热后温差变化较大的空气作为传热介质。使用空气代替传统的水来给斯特林机冷却,以避免冷却斯特林过程中仅仅产生很小的温升或是导致蒸发带来的一系列不利影响。各斯特林机的设计参数如表3.2所示,斯特林机的其它参数以及冷热流体的参数如表4.1所示。如第3.1.3.3节中提到的,斯特林机的转速和平均有效压力分别设为 25 Hz 和 5 MPa 来使所建立的斯特林机模型获得最佳性能预测精度。

表 4.1 斯特林机组模型中选用的参数

参数	值	参数	值
加热流体	空气	\dot{m}_h	0.4 kg/s
冷却流体	空气	$T_{i,h}$	1000 K
n_{se}	6	$p_{i,h}$	5×10^5 Pa
s_{se}	25 Hz	\dot{m}_c	0.4 kg/s
p_{se}	5 MPa	$T_{i,c}$	300 K
$U_h A_h$	180 W/K	$p_{i,c}$	5×10^5 Pa
$U_c A_c$	180 W/K		

每台斯特林机组都有两股流体,每股流体都有串联流动和并联流动两种形式,如图4-1所示。对于串联流动,每台斯特林机的流体质量流量均为 \dot{m} ,从流体流动的方向

看,对于第 x 台斯特林机($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{o,x-1} \quad (4.1)$$

对于并联流动,每台斯特林机的流体质量流量均为 \dot{m}/n_{se} ,对于第 x 台斯特林机($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{i,h} \quad (4.2)$$

依据第3.1.3节中的方程及方程(4.1)-(4.2),知道了冷热流体的属性就可以求解各台斯特林机的功率(方程(3.52))和效率(方程(3.53))。斯特林机组的功率和效率可以由各斯特林机的功率和热流体的流入流出参数获得。

$$P_{sea} = \sum_{x=1}^{n_{se}} P_{se,x} \quad (4.3)$$

$$\eta_{sea} = \frac{P_{sea}}{\dot{m}_1(h_{1o} - h_{1i})} \quad (4.4)$$

系统以 MATLAB 作为建模工具,使用 CoolProp 提供的物性参数来进行计算分析,建立斯特林机组的模型。以前文提出的斯特林机参数和流体参数为基础,建立了五种基本斯特林机组排布方式的模型。为了比较各排布方式的性能,以几个参数为变量,研究了不同排布方式下斯特林机组在各种条件下的性能参数。

斯特林机组的求解算法如图4-3所示,其中流程图(a)是求解已知斯特林机入口流体参数(顺流)的算法,流程图(b)是求解已知斯特林机热流体入口参数和冷流体出口参数(逆流)的算法,流程图(c)是迭代求解各中不同连接方式的求解方法。各流程图中引用了 Levenberg-Marquardt 算法来求解非线性方程组。

4.3 结果分析

本文依据表4.1中的参数,建立了不同排布方式的斯特林机组的模型,并依据算法进行了计算分析。各斯特林机组的结果见表4.2,从表中可以发现,在给定的参数条件下,第 3 种排布方式的斯特林机组具有最高的输出功率和效率,第 1 种排布方式的斯特林机组中具有最低的输出功率和效率。

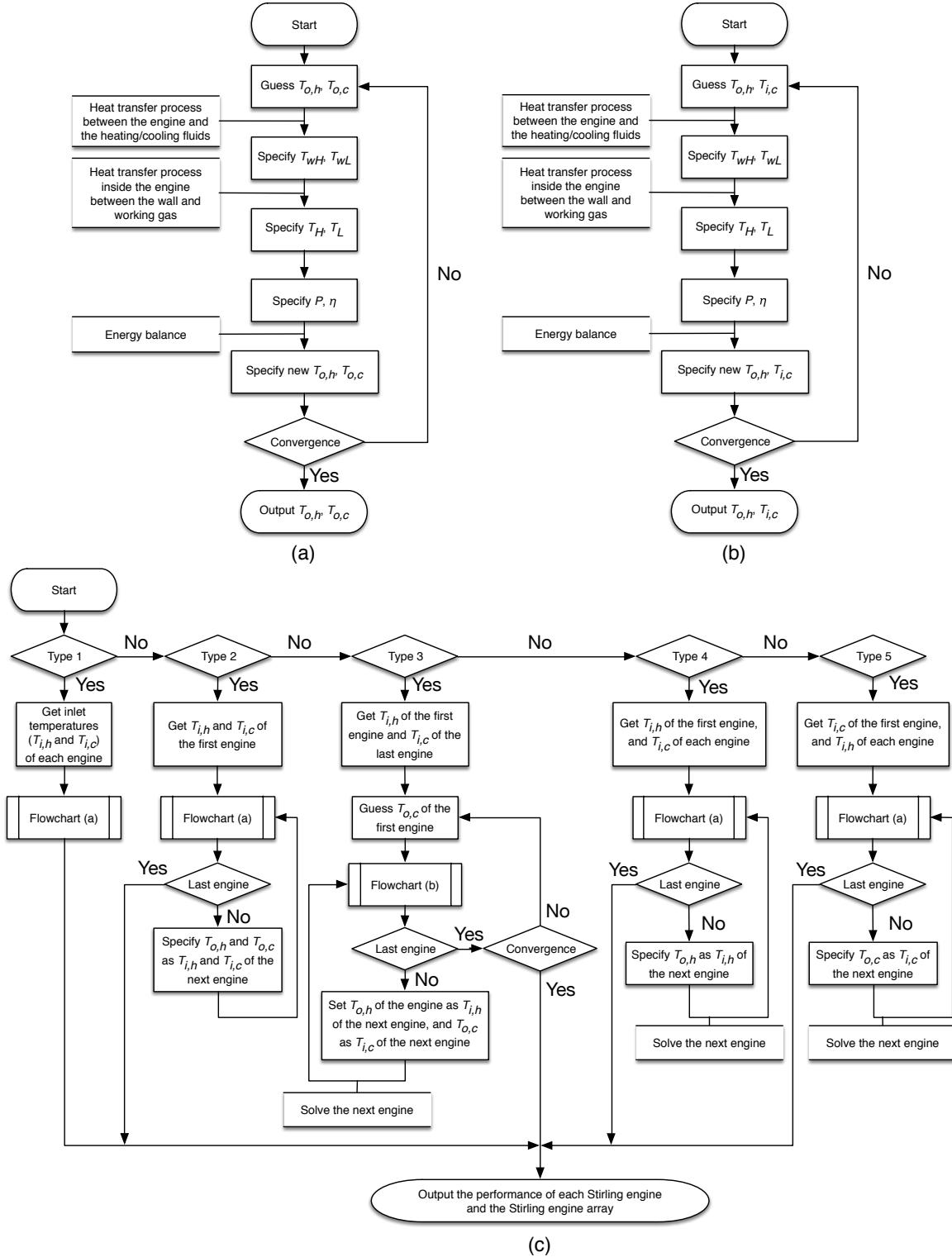


图 4-3 斯特林机组模型的性能分析流程图

表 4.2 给定参数条件下不同排布方式的斯特林机组的性能

参数	值	参数	值
η_1	0.2215	P_1	8022 W
η_2	0.2273	P_2	8483 W
η_3	0.2277	P_3	8512 W
η_4	0.2227	P_4	8116 W
η_5	0.2263	P_5	8399 W

4.3.1 $T_{i,h}$ 的影响

根据卡诺循环效率公式,热流体的温度对斯特林机的效率有很大的影响。斯特林机的效率随着热流体温度的降低而减小。当热流体温度足够低时,热源温度将不足以带动斯特林机,斯特林机的输出功率和效率可能将为零(不工作)。斯特林机组对于 $T_{i,h}$ 的性能曲线图如图4-4所示。随着 $T_{i,h}$ 的增加,所有排布方式的斯特林机组的效率和功率都会上升。然而,对于有些种类的斯特林机组,在 $T_{i,h}$ 低于某临界温度时,斯特林机组中的一些斯特林机会停止工作。在这种情况下,适当减少正在运行的斯特林机的数目反而可以增加斯特林机组的总功率输出。当 $T_{i,h}$ 很低时,图4-4中的一些斯特林机组使用了这种策略。 $\eta-T_{i,h}$ 和 $P-T_{i,h}$ 曲线上的拐点就是这种策略的结果。图中的数据点都是以在给定的条件下输出功率最大为目标计算得到的。例如,对于第 1 种连接方式的斯特林机组,当 $T_{i,h} = 820\text{ K}$ 时,如果不减少运行的斯特林机数目,则所有斯特林机都会因为较低的热源温度和较小的冷热流体质量流量而停止工作,斯特林机组的输出功率和效率都会降至零。然而,从 6 台斯特林机中移除 1 台斯特林机以后,由于每台斯特林机的冷热流体质量流量都增加了,剩余的 5 台斯特林机都会再次工作,并获得给定参数下的最大输出功率(虽然效率仍然很低)。820 K 是第 1 种连接方式的斯特林机组的临界温度,图4-4中的 $\eta-T_{i,h}$ 曲线和 $P-T_{i,h}$ 曲线在 820 K 处有拐点。

从图4-4中的曲线可以看出,第 2 种排布方式和第 3 种排布方式可以让斯特林机组获得最佳的性能,第 2 种排布方式具有最佳的健壮性(较低温度下所有斯特林机仍然可以工作)。第 2 种排布方式中的所有斯特林机在 730 K 以上时都会工作。

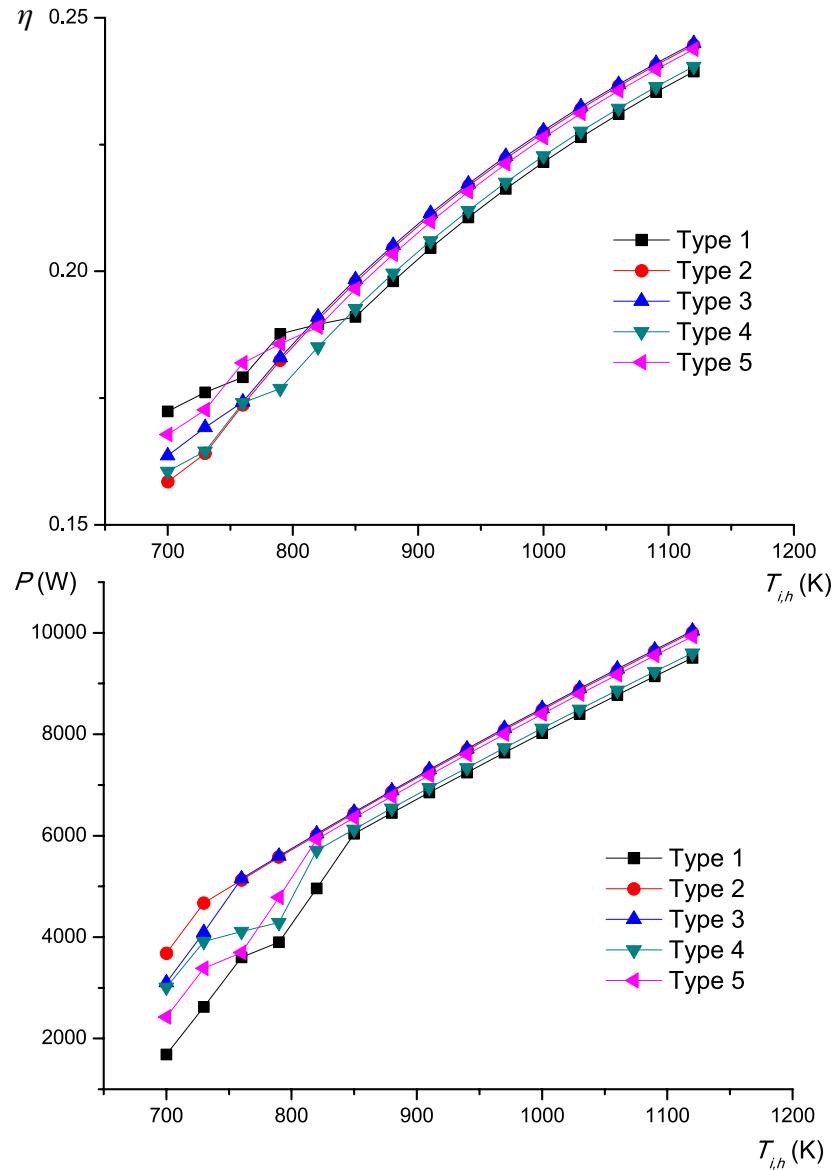


图 4-4 $T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

4.3.2 $\dot{m}c_p$ 的影响

根据方程 (3.59) 和方程 (3.60), $\dot{m}c_p$ ($\dot{m}_h c_{p,h}$ 和 $\dot{m}_c c_{p,c}$) 将会对传热过程产生很大的影响, 它是影响斯特林机组性能的一个重要因素。

斯特林机组对于 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的性能曲线图如图4-5所示。各种排布方式的斯特林机组的性

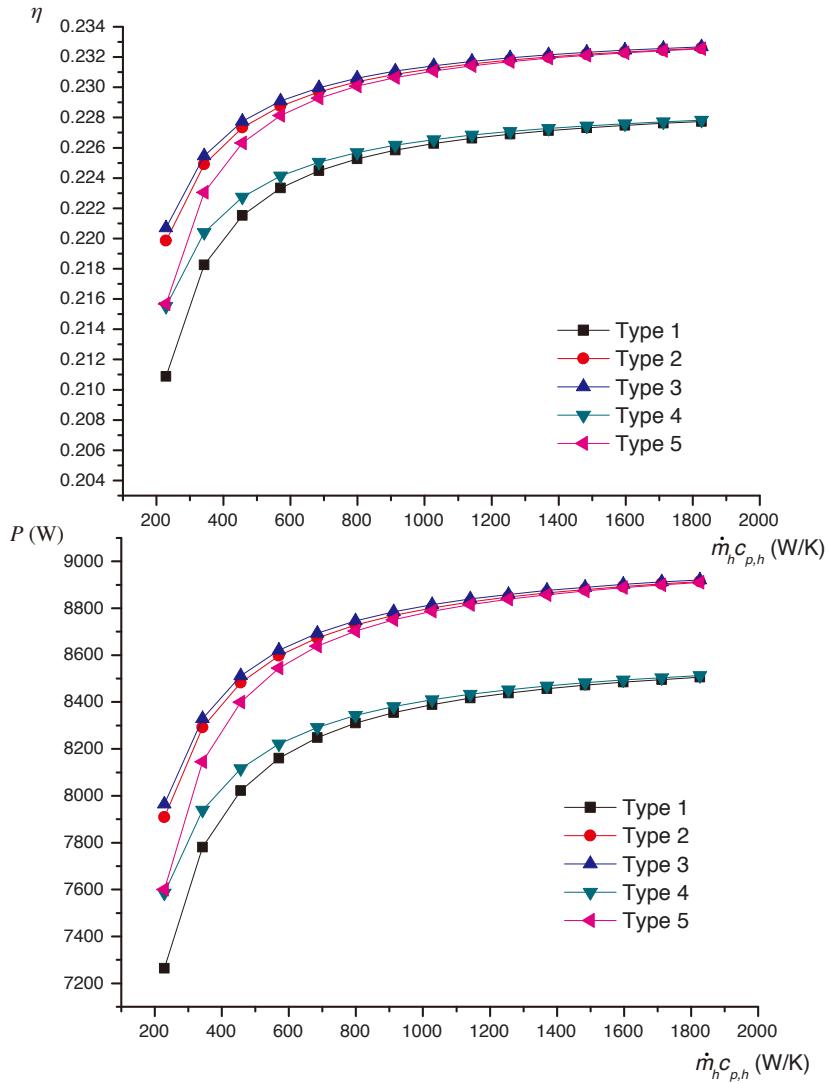


图 4-5 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

能都随着 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的增加而上升。对于较大的 $\dot{m}_h c_{p,h}$ ($> 800 \text{ W/K}$), 第 2 种, 第 3 种, 第 5 种排布方式的斯特林机组具有类似的性能, 这可以解释为这几种排布方式的冷却流

体的属性相同,对于较大的 $\dot{m}_h c_{p,h}$, 其加热效果在分流后降低地并不明显。同样,当 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 较大时, 第 1 种和第 4 种排布方式的斯特林机组的性能也很接近。这也可以用类似的原因解释。

斯特林机组对于 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的性能曲线图如图4-6所示。各种排布方式的斯特林机组的

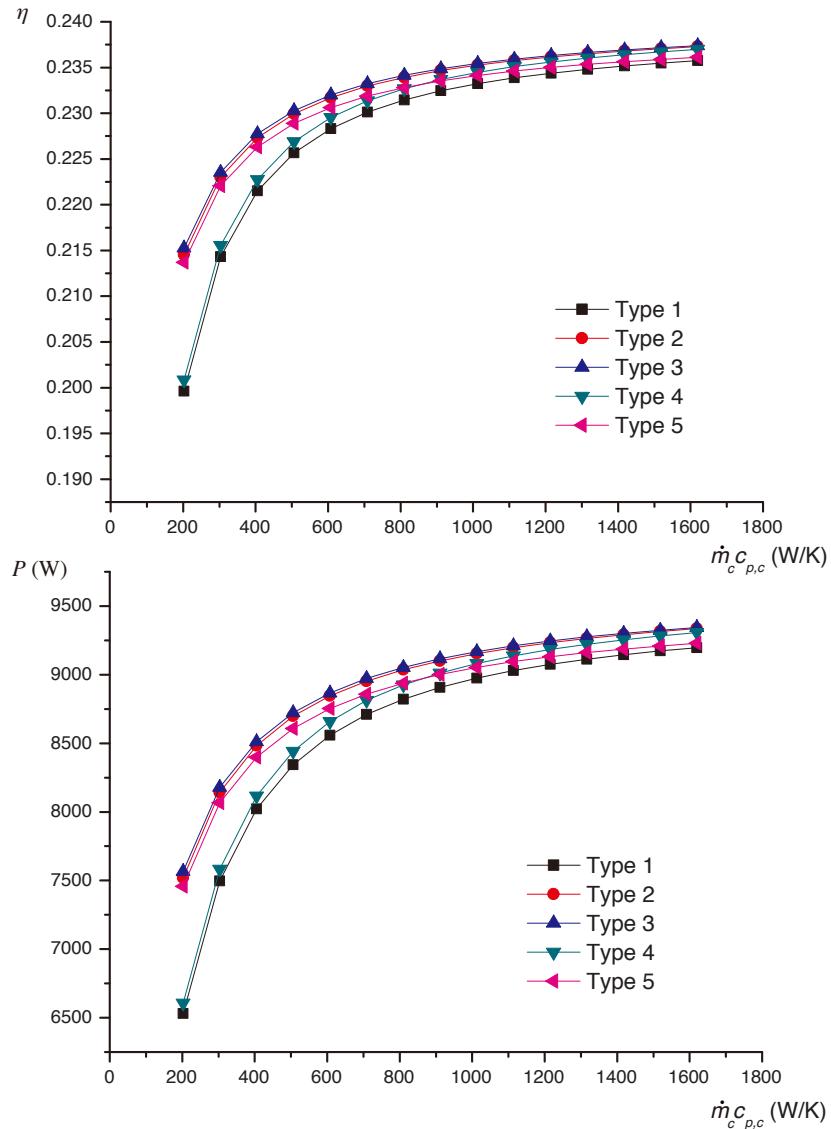


图 4-6 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

性能都随着 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的增加而上升。对于较大的 $\dot{m}_c c_{p,c} (> 800 \text{ W/K})$, 第 2 种和第 3 种排布方式的斯特林机组具有类似的性能, 这意味着当 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 较大时, 顺流或是逆流

对斯特林机组的性能的影响不大。第4种和第5种排布方式的性能曲线存在交点(约830 W/K处),对于较大的 $\dot{m}_c c_{p,c}$,第4种排布方式具有更优的性能,对于较小的 $\dot{m}_c c_{p,c}$,第5种排布方式具有更优的性能。这可以解释为,较大的 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 削弱了并行连接带来的不利影响。

4.3.3 n_{se} 的影响

通过改变运行的斯特林机的数目,斯特林机组的性能也会随之改变。 n_{se} 会影响到每一台斯特林机的流体流量和温度。斯特林机组对于 n_{se} 的性能曲线图如图4-7所示。随着 n_{se} 的增大,所有排布方式的斯特林机组的效率都会下降。这是由于随着斯特林机数目的增加,每台斯特林机的平均冷热流体温差下降了。对于一些排布方式, n_{se} 同样存在临界值。当 n_{se} 大于该临界值时,斯特林机组中的一些斯特林机将会停止工作。基于第4.3.1节所采用的策略,减少运行的斯特林机的数目才能获得最大功率的输出。显然,当 n_{se} 大于临界值时,将运行的斯特林机数目减少至临界值可以获得最大的功率输出。这解释了图4-7中性能曲线中的水平线部分。

对于给定的冷热流体,选择合适的斯特林机数量显得格外重要。对于第1种排布方式,当 $n_{se} \geq 10$ 时,所有的斯特林机停止工作,这是因为冷热流体的 $\dot{m}c_p$ 值太小。对于第2种和第3种排布方式,所有斯特林机都会工作。斯特林机组的效率随着 n_{se} 的增大而减小,功率随着 n_{se} 的增大而增大。对于第4种排布方式,通过检查计算结果可以发现,如果一直不减少运行的斯特林机数目,当 $n_{se} = 13$ 时,最后1台斯特林机停止工作;当 $n_{se} = 14$ 时,只有前10台斯特林机正常工作;当 $n_{se} = 15$ 时,正常工作的斯特林机数目降至9台。对于第5种排布方式,通过检查结果可以发现,如果不直不减少运行的斯特林机数目,当 $n_{se} = 12$ 时,最后2台斯特林机停止工作;当 $n_{se} = 13$ 时,只有前8台斯特林机正常工作;当 $n_{se} = 14$ 时,正常工作的斯特林机数目降至6台。

4.4 本章小结

斯特林机组的排布方式影响流体的流量和温度分布,进而影响了斯特林机组中每台斯特林机的性能。为了比较不同排布方式的斯特林机组在不同运行参数下性能,进而优化太阳能光热发电梯级系统中斯特林机组的排布方式,本文依据斯特林机的特性提出了五种基本的斯特林机组排布方式,并为这五种基本排布方式建立了分析模型。

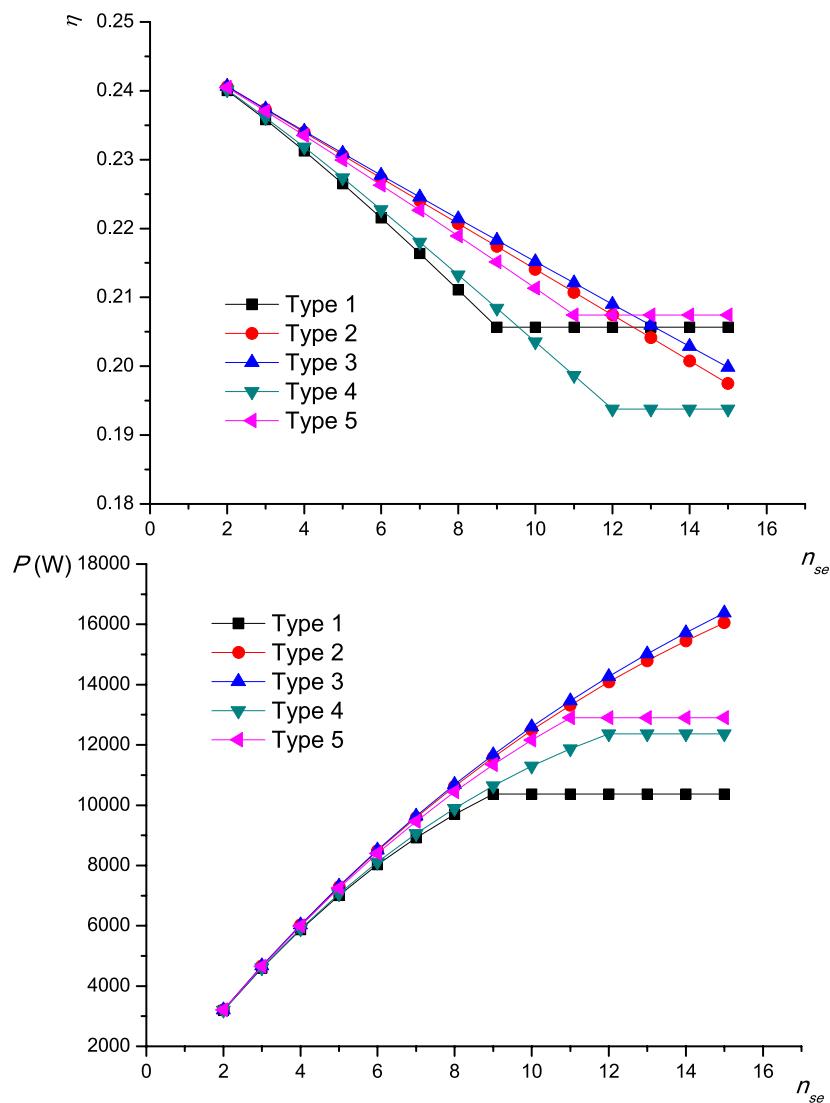


图 4-7 n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响

本文系统性地分析了不同排列方式的斯特林机组在不同 $T_{i,h}$ 、 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 、 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 及 n_{se} 下的性能, 得到了以下结论:

- (1) 降低 $T_{i,h}$ 或 $\dot{m}c_p$ 将会给各种排布方式的斯特林机组的性能带来不利影响。这是显而易见的, 因为 $T_{i,h}$ 或 $\dot{m}c_p$ 的降低将导致斯特林机热腔更低的温度分布, 斯特林机的热腔和冷腔温差的降低将会削弱斯特林机的性能。
- (2) 当热流体的入口温度低于某临界值时, 斯特林机组中的一些斯特林机将会停止工作。降低运行的斯特林机的数目则可能会增加斯特林机组的总输出功率。
- (3) 不同排布方式对热流体入口温度具有不同的健壮性。第 2 种排布方式对于较低的 $T_{i,h}$ 具有最佳健壮性, 当 $T_{i,h} \geq 730\text{ K}$ 时, 所有 6 台斯特林机都在工作。
- (4) 串联排布(第 2 种和第 3 种)的斯特林机组具有最优的性能和健壮性。给定了冷热流体, 采用串联排布是最优的排布方式。

5 蒸汽发生系统的优化

5.1 蒸汽发生子系统

在传统的使用传热流体(以导热油为例)的太阳能槽式发电厂中,朗肯循环(以水工质为例)的吸热过程发生在三个逆流布置的换热器中。这三个换热器分别为预热器、蒸发器和过热器,它们合称为蒸汽发生系统(SGSS)。传统太阳能槽式电厂中的蒸汽发生系统的结构示意图如图5-1所示。在蒸汽发生系统中,导热油和水的流量都不发生改变。水工质在吸热的过程中发生相变,在预热器中从过冷液体被加热成饱和液态水,在蒸发器中从饱和液态水被加热成饱和蒸汽,在过热器中从饱和蒸汽被加热成过热蒸汽。水工质的比热容在三个换热器中发生了巨大的变化。然而,由于导热油始终没有发生相变,其比热容相对变化很小。蒸汽发生系统中的传热过程如图5-2所示。在整个传热过程中存在着很大的传热温差,这将在整个换热过程中产生大量的烟损。

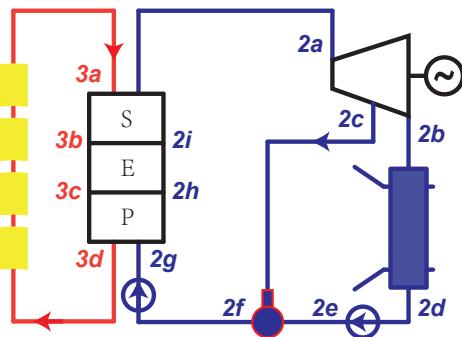


图 5-1 典型的太阳能槽式发电厂

状态点 $3a$ 的温度代表了太阳能场的出口油温,而状态点 $3d$ 的温度代表了太阳能场的进口油温。二者之间的差异可以通过调节太阳能场中的导热油的流量来调节。

由于换热器必须保持在正温差(加热流体的温度高于被加热流体的温度)工作,在蒸汽发生系统中,必须保证油温高于水温。另一方面,油温不能比水温高太多。更高的导热油温度意味着太阳能场中运行的导热油也具有更高的温度,集热器的集热效率将会下降,从而引起系统效率的下降。此外,较高的油温会给太阳能光热系统的运行

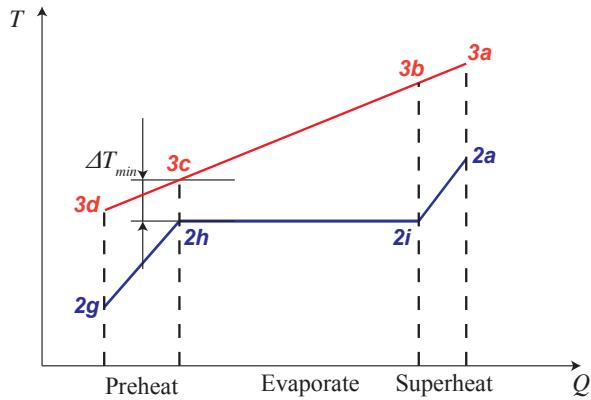


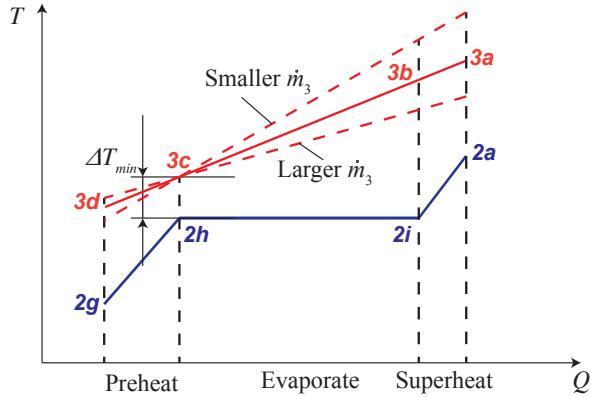
图 5-2 逆流布置的蒸汽发生器中的换热过程曲线

带来不利的影响。因此，在蒸汽发生系统中，导热油的温度必须比水的温度高但不能高太多。设置适当的导热油和水之间的传热温差就显得格外重要。

为了确定导热油的温度，一般设计了蒸汽发生系统中导热油与水之间的最小传热温差，这个温差称为夹点温度(ΔT_{min})。夹点温度一般设定为蒸发器的导热油出口温度与水的入口温度之差，即 $T_{3c} - T_{2h} = \Delta T_{min}$ 。这是因为传统太阳能槽式电站的蒸汽发生系统中，导热油和水的温差在这里最低。太阳能槽式电站的夹点温度一般设置为 10~20 K。需要注意的是，需要注意温度差 $T_{3d} - T_{2g}$ 和 $T_{3a} - T_{2a}$ 应该保持大于 ΔT_{min} 。

然而，即使设定了蒸汽发生系统中的最小换热温差 ΔT_{min} ，由于水存在相变，整个换热过程的平均换热温差依然很大。在图5-2中，水的 $T-Q$ 曲线为折线，而导热油的 $T-Q$ 曲线几乎为直线(因为导热油的比热容变化不大)。在各个换热器的出口/入口存在很大的端差。

虽然可以通过改变导热油的流量来改变导热油的温度，但在考虑选取导热油的流量时，需要作出折衷选择。如图5-3所示，改变 m_3 会影响过程线 3a-3b-3c-3d 的斜率。更低的质量流量将使过程线更加陡峭，这样虽然减小了 $T_{3d} - T_{2g}$ ，降低了预热器中的平均换热温差，但同时也升高了 $T_{3a} - T_{2a}$ ，增加了过热器中的平均换热温差；更高的质量流量将使过程线更加平缓，这样虽然减小了 $T_{3a} - T_{2a}$ ，降低了过热器中的平均换热温差，但同时也升高了 $T_{3d} - T_{2g}$ ，增加了预热器中的平均换热温差。传统蒸汽发生系统的换热过程总是伴随着很高的换热温差，并因此产生大量的熵损。基于此，本文提出了一种新型的蒸汽发生系统来减少换热温差。

图 5-3 选择 \dot{m}_3 的折衷方案

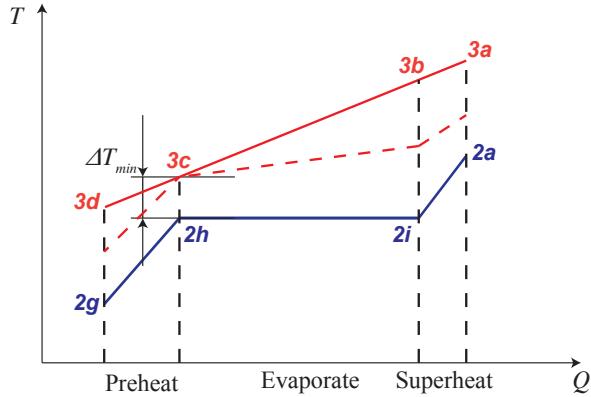
5.2 分段加热系统

传统蒸汽发生器的换热过程具有很大温差的原因在于，在换热过程中，水在不同换热器中的比热容差别很大，而导热油的比热容差别很小。这样在图5-2中，水工质的斜率变化很大，而导热油的斜率变化很小。导热油换热过程的斜率和水的换热过程的斜率不能保持一致，所以二者会出现较大的温差。

$$\Delta Q = c_p \dot{m} \Delta T \quad (5.1)$$

换热曲线的斜率取决于 $c_p \dot{m}$ ，所以除了 c_p 的改变会导致换热曲线的斜率发生变化以外，改变 \dot{m} 也可以改变换热曲线的斜率。一方面， c_p 属于物性参数，难以调整。另一方面，水的质量流量需要满足朗肯循环的需要，并不能随意改变。所以改变换热器中导热油的质量流量 \dot{m}_3 就成了最后一种选择。

在图5-4中，导热油的换热曲线可以通过调整质量流量从实线段调整到虚线段。导热油和水的换热温差可以得到有效降低。水在三个换热器中被三股不同质量流量的导热油分段加热，所以该新的蒸汽发生系统称为分段加热系统。其太阳能槽式集热系统的结构示意图如图5-1所示。太阳能场被分成三个独立的片区。三个片区分别单独为蒸汽发生过程中的预热、蒸发和过热提供热量，且三个分区的导热油的质量流量不同。需要指出的是，图5-1中各太阳能镜场分区的集热器布置只是为了表示质量流量的不同。这些片区的集热器可以以合适的数量采用串联、并联以及混联的形式进行连接。


 图 5-4 改变各换热器中的 \dot{m}_3 来减小换热温差

值得额外说明的是，太阳能场各片区的独立性和其对应集热温度的不同给太阳能场提供了额外的优化空间。各片区可以布置不同类型的集热器，以便于收集不同温度的热源。预热器对应的片区可以采用平板式集热器或菲列尔反射镜来降低低温区的集热成本。蒸发器对应的片区可以选用大量槽式集热器并联连接以提高导热油的流量，同时，该片区对温升的要求很低，所以不需要串联集热器。过热器对应的片区可以选用集热温度可以达到很高的熔融盐作为太阳能槽式集热器的传热介质，这也有诸多益处。首先，熔融盐的稳定性要比导热油高很多，熔融盐的工作压力（约 2 bar）要比导热油的工作压力（约 10 ~ 20 bar）低很多，这都更有利于系统的稳定运行。其次，熔融盐只运行于高温片区，降低了低温凝固的风险。最后，熔融盐作为传热介质可以克服导热油极限温度较低（约 400 °C）的缺陷，可以提高主汽温度，提升朗肯循环的效率。

为了优化分段加热系统，考虑到夹点温度的限制，为导热油的在各换热器的进出口的温度设置了以下限制条件：

$$T_{3d} = T_{2g} + \Delta T_{min}$$

$$T_{3c,p} = T_{3c,e} = T_{3c}$$

$$T_{3c} = T_{2h} + \Delta T_{min}$$

$$T_{3b,e} = T_{3b,s} = T_{3b}$$

$$T_{3a} = T_{2a} + \Delta T_{min}$$

可以增大蒸发器中导热油的质量流量 $\dot{m}_{3,e}$ 来减小 T_{3b} ，进而减小蒸发器中的换热

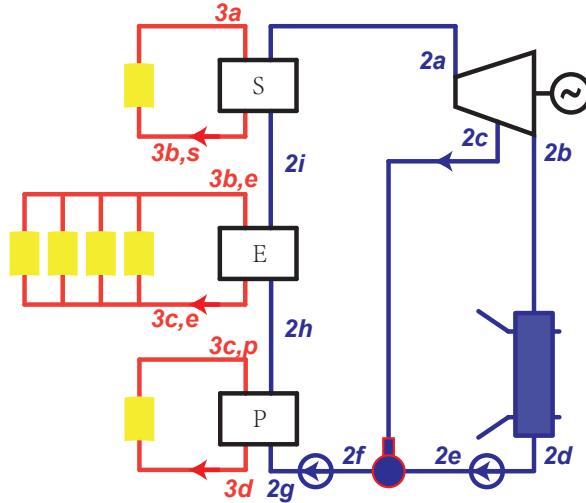


图 5-5 分段加热系统的结构示意图

温差。需要指出的是，大的流量将会导致油泵功率的增加。此外，导热油的流速还受到管道极限流速的限制(虽然采用并联集热器可以有效降低导热油的流速)。

导热油的每一个状态点都由温度和压力确定。为预热过程供热的太阳能镜场片区的最佳平均油温为

$$T_{3,p} = (T_{2g} + T_{2h})/2 + \Delta T_{min} \quad (5.2)$$

为预热过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,p} = \dot{m}_2(h_{2h} - h_{2g})/(h_{3c} - h_{3d}) \quad (5.3)$$

为蒸发过程供热的太阳能镜场片区的最佳平均油温为

$$T_{3,e} = (T_{3b} + T_{3c})/2 \quad (5.4)$$

为蒸发过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,e} = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h})/(h_{3b} - h_{3c}) \quad (5.5)$$

为过热过程供热的太阳能镜场片区的最佳平均油温为

$$T_{3,s} = (T_{3b} + T_{2a} + \Delta T_{min})/2 \quad (5.6)$$

为过热过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,s} = \dot{m}_2(h_{2a} - h_{2i})/(h_{3a} - h_{3b}) \quad (5.7)$$

5.3 对比分析

为了更深入地研究分段加热系统,本文利用太阳能光热发电系统的部件模型,分别建立了传统型式的蒸汽发生系统和本文提出的分段加热系统的模型。为了更加清楚地描述分阶段加热对太阳能镜场带来的影响,在研究太阳能场的效率时使用了第3.1.1节中的方程(3.7)来计算太阳能场片区导热油进出口温度对镜场集热效率的影响。

单位时间内一个换热过程产生的熵损为

$$\dot{I} = T_{amb} \left(\sum \dot{m}_o s_o - \sum \dot{m}_i s_i \right) \quad (5.8)$$

表 5.1 传统蒸汽发生系统和分段加热系统采用的主要设计参数

参数	值	参数	值
I_r	700 W/m^2	T_s	613.15 K
P_{ge}	$6 \times 10^6 \text{ W}$	p_s	$2.35 \times 10^6 \text{ Pa}$
$\eta_{i,tb}$	0.711	p_c	$1.5 \times 10^4 \text{ Pa}$
η_{ge}	0.975	p_{de}	$1 \times 10^6 \text{ Pa}$
ΔT_{min}	15 K		

由于两个系统(传统蒸汽发生系统和分段加热系统)的汽轮机和除氧器完全相同,水循环的各状态点的参数也一样。朗肯循环的主汽参数见表5.1。

正如在第5.2节中所讨论的, T_{3b} 是未定的参数。图5-6显示了其最小值 $T_{3b,min}$ 和最大值 $T_{3b,max}$ 。 $T_{3b,min}$ 表示的是在蒸发区导热油的流量为无穷大时,蒸发器的入口油温, $T_{3b,min} = T_{3c}$ 。 $T_{3b,max}$ 和传统蒸汽发生系统在蒸发区和过热区的效果相同,即导热油在这两个区的流量相同, $\dot{m}_{3,e} = \dot{m}_{3,s}$ 。本文添加了另一个中间值 T_{3b} 作为参考, $T_{3b} = (T_{3b,min} + T_{3b,max})/2$ 。

$$\frac{T_{3b,max} - T_{3c}}{T_{3a} - T_{3c}} = \frac{T'_{3b} - T_{3c}}{T'_{3a} - T_{3c}} \quad (5.9)$$

其中, T'_{3a} 和 T'_{3b} 分别是传统蒸汽发生系统中过热器和蒸发器的入口油温。

表 5.2 传统蒸汽发生系统和分段加热系统的模拟结果

传统蒸汽发生系统	分段加热系统		
	$T_{3b,max}$	T_{3b}	$T_{3b,min}$
T_{2a}		613.15 K	
T_{2i}		493.83 K	
T_{2h}		493.83 K	
T_{2g}		453.28 K	
T_{3c}		508.83 K	
T_{3a}	653.15 K	628.15 K	628.15 K
T_{3b}	634.11 K	612.41 K	560.62 K
T_{3d}	495.43 K	468.28 K	468.28 K
\dot{m}_{3p}	47.8 kg/s	16.1 kg/s	16.1 kg/s
\dot{m}_{3e}	47.8 kg/s	58.6 kg/s	120.8 kg/s
\dot{m}_{3s}	47.8 kg/s	59.4 kg/s	14.3 kg/s
\dot{I}_p	4.80×10^4 W	2.58×10^4 W	2.58×10^4 W
\dot{I}_e	1.10×10^6 W	9.68×10^5 W	6.24×10^5 W
\dot{I}_s	1.81×10^5 W	1.42×10^5 W	9.19×10^4 W
\dot{I}_{total}	1.33×10^6 W	1.14×10^6 W	7.44×10^5 W
η_p	0.699	0.703	0.703
η_e	0.673	0.678	0.689
η_s	0.633	0.648	0.662
$\eta_{overall}$	0.670	0.676	0.686
			0.695

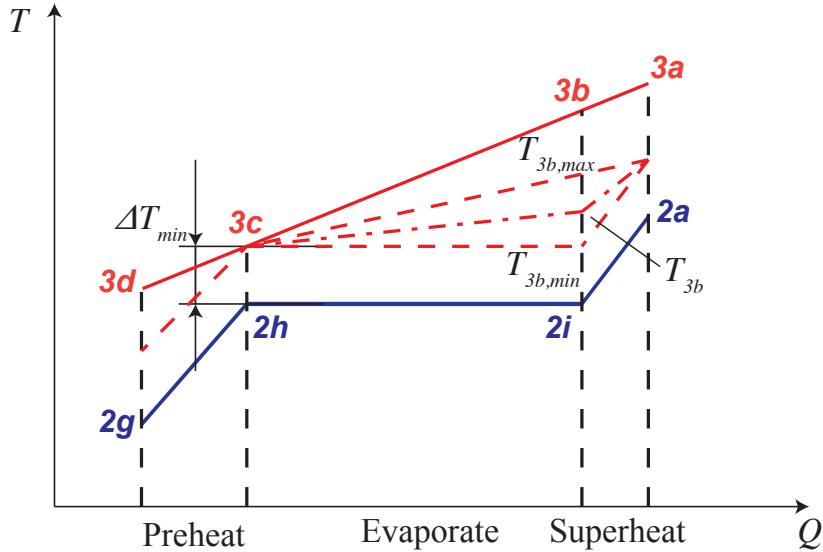


图 5-6 T_{3b} in the T - Q diagram of the heat transfer processes

四个系统模型的模拟结果见表5.2。可以发现，分段加热系统可以有效降低蒸汽发生过程中产生的熵损。三种方案的熵损可以减少 14.3% 到 76.7%。太阳能镜场的集热效率可以提升 0.9% 到 3.6%。

需要指出的是，对于 $T_{3b} = T_{3b,min}$ 的方案，当 $\dot{m}_{3e} = \infty$ 时，方程 (5.8) 不再适用。这时采用等温换热过程的计算公式来计算单位时间的熵损

$$\dot{I} = T_{amb} \left(\frac{Q}{T_{2h}} - \frac{Q}{T_{3c}} \right) = \frac{QT_{amb}(T_{3c} - T_{2h})}{T_{2h}T_{3c}} \quad (5.10)$$

其中， Q 是蒸发过程中单位时间内传递的热量。

由于水回路相同，四种系统的 T_{2a} 、 T_{2i} 、 T_{2h} 、 T_{2g} 和 T_{3c} 都相同。油回路的流量各不相同，这导致了不同的油水换热温差，并因此带来不同的熵损。从表中可以发现，改变导热油的流量可以有效降低整个换热过程中的熵损。分段加热系统的预热器中的熵损值(2.58×10^4 W)要小于传统蒸汽发生系统的熵损值(4.80×10^4 W)。不同分段加热系统的蒸发器中的熵损值差别很大，当导热油的流量从 58.6 kg/s 增加到无穷大时，熵损从 9.68×10^5 W 降到 2.41×10^5 W。蒸发器中的熵损占整个蒸汽发生系统中的熵损的最大比例，不同系统中的占比在 78.0% 到 85.2% 之间。不同分段加热器的过热器的熵损值(1.42×10^5 W、 9.19×10^4 W 及 4.24×10^4 W)要远小于传统蒸汽发生系统的熵损值(1.81×10^5 W)。

上述结果还表明，采用分段加热系统可以有效降低蒸汽发生过程中导热油的平均

温度,提升各蒸发过程对应的太阳能场的集热效率,太阳能场的总体集热效率可以得到有效提升。

5.4 本章小结

针对传统蒸汽发生系统中存在的大熵损问题,本文提出了分段加热系统。该系统将传统的太阳能场分成了独立的三个片区来分别为预热过程、蒸发过程和过热过程提供热量。不同片区具有不同的导热油流量,来控制各换热过程的换热温差。

通过给各片区设置合适的导热油流量,可以有效降低各换热过程的换热温差。较低的换热温差意味着较低的导热油温度,这有利于提高太阳能场的集热效率。此外,太阳能场各片区的独立性和集热温度的差异也给太阳能场的优化提供了额外的空间。给不同的片区配置不同类型的集热器是提高系统效率的一条可行方案。

为了精确描述本文提出的分段加热系统相比与传统蒸汽发生系统的优越性,本文建立了各类系统的模型,并提出了各片区导热油流量的控制策略。利用所建立的模型,对各系统进行了效率分析和熵分析。结果表明,本文提出的分段加热方法能够有效降低蒸汽发生过程中产生的熵损,系统的效率也会得到相应的提高。与传统的蒸汽发生系统相比,三种不同方案的使蒸汽发生过程的熵损失减少 14.3% 到 76.7%,太阳能场的集热效率也会提高 0.9% 到 3.6%。

6 梯级系统性能评估

6.1 系统描述

第2.3节选出了两种典型的梯级系统拓扑结构用于研究工作。需要指出的是，在第5章，In Section 2.3, two typical cascade system topologies (see Figure 2-18) are selected for further investigation. It has to be pointed out that, in Chapter 5, multistage exergy loss reduction system (MELRS) is proposed and analyzed. It is obvious that MELRS has better energy and exergy performance than SGSS. However, the MELRS is not applied in this chapter for investigation. There are several reasons. First, in order to clearly find out the advantages of cascade collection and cascade utilization of the cascade systems, it is not applied in the cascade system in this chapter. Second, compared with traditional SGSS, MELRS only changes the solar field, which has no influence on the cascade utilization of the cascade system. It can be easily applied in the cascade system analyzed in this chapter in the future without influence of existing calculations. Third, the MELRS proposed in Chapter 5 needs further research in the future. Different kinds of solar collector technologies can be applied in different solar fields. For example, linear Fresnel reflectors or flat collectors can be applied for preheating solar field to reduce costs; molten salt can be used as heat transfer fluid in the superheating solar field to increase the main steam temperature of the Rankine cycle.

Two typical cascade system topologies are selected in Chapter 2. Both systems take advantage of the different types of heat collectors and different thermal cycles to achieve cascade collection of energy and cascade utilization. However, this chapter focuses on the first model because it is more widely used and more suitable for large-scale applications. Figure 6-1 shows the scheme sketch of the cascade system. In this system, dish collectors are used to provide heat for Stirling engines and air-to-water heat exchanger. Trough collectors are used to provide heat for steam generating processes (preheating, evaporating and superheating) in the Rankine cycle. Hot air is produced by the dish collectors. High temperature (1073 K) air is used to provide heat to Stirling cycle to get higher conversion efficiency, then the air is used to provide heat for air-to-water heat exchanger to use the lower temperature energy in Rankine cycle effectively. Besides, feed water of Rankine cycle is used to

cool the Stirling engines to recycle the heat wasted conventionally. The Stirling engines are connected in series for better performance.

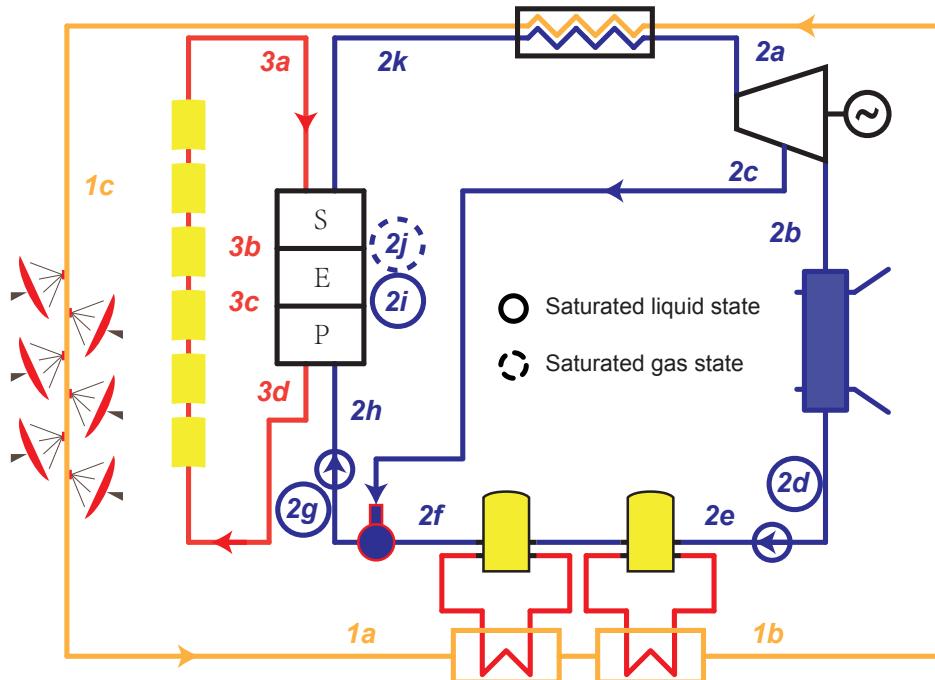
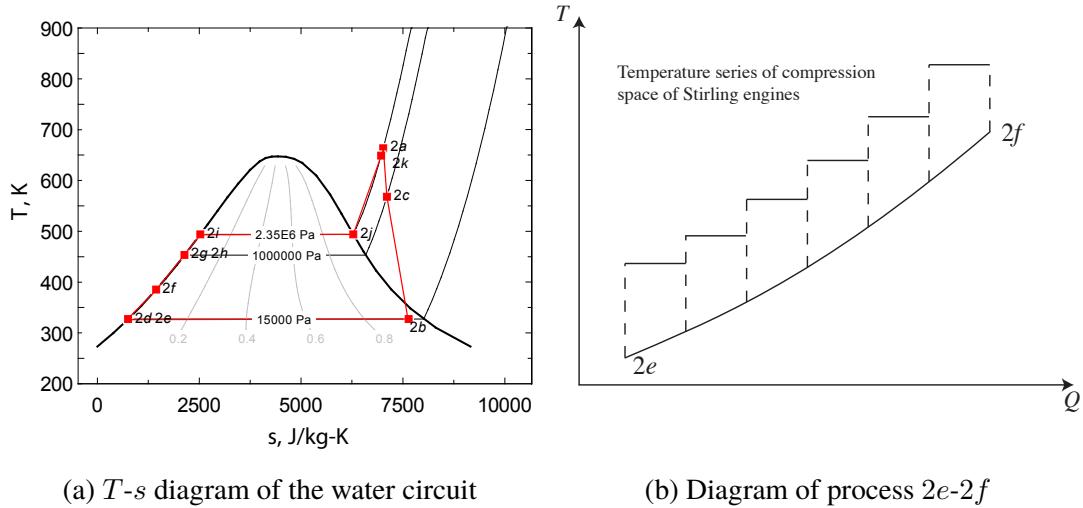


图 6-1 Sketch of the cascade system

Figure 6-2a shows the $T-s$ diagram of the water circuit in the cascade system. In this Rankine cycle, the heat provided in process 2e-2f comes from the Stirling engines, which increases the power of Rankine cycle. Figure 6-2b shows the heat transfer diagram of this process.

To build the cascade system model, several simplifying assumptions are made:

- Steady state at nominal load of the system is analyzed.
- Pressure drop due to flow is negligible.
- The leak of working fluid in the pipes is neglected.
- Same isentropic efficiency of steam turbine with different loads and in different stages.
- Heat loss that occurs from the tube to the atmosphere is not considered.
- There is no heat loss to the environment for Stirling engines.


 图 6-2 Diagrams of water circuit and $2e$ - $2f$ process

- Simple models are used of some processes and equipment.
- A symmetrical regenerator behavior is assumed so that a single effectiveness can be defined as $e = (T_R - T_L)/(T_H - T_L)$.^[107,108]
- A linear temperature profile across the regenerator exists, the mean effective temperature $T_R = (T_H - T_L)/\ln(T_H/T_L)$.^[118,119]

6.2 System evaluation method

6.2.1 System performance

The cascade system uses different types of collectors and different kinds of thermodynamic cycles. They are closely linked together. It is unable to indicate the output power of one specific kind of collector. A common approach is to define the overall efficiency of the system. The overall solar-to-electric efficiency equals to the total output power divided by the total input solar energy.

$$\eta_{cs} = \frac{P_{cs}}{I_r A_{cs}} = \frac{P_{rk} + P_{sea}}{I_r A_{tc} + I_r A_{dc}} \quad (6.1)$$

where P_{rk} is the output power of the Rankine cycle, and P_{sea} is the total output power

of the Stirling engines.

$$P_{rk} = P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge} \quad (6.2)$$

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (6.3)$$

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (6.4)$$

$$P_{sea} = \dot{m}_1 (h_{1,i,1} - h_{1,o,n_1}) - \dot{m}_2 (h_{2,o,n_1} - h_{2,i,1}) \quad (6.5)$$

As mentioned above, $\frac{P_{rk}}{I_r A_{tc}}$ does not indicate the efficiency of solar trough collectors and $\frac{P_{sea}}{I_r A_{dc}}$ does not indicate the efficiency of solar dish collectors.

6.2.2 System comparison

The other one is to compare with existing solar thermal power technologies. This requires more consideration.

(1) Compare with parabolic trough.

When compared with parabolic trough system, a higher efficiency of the cascade system may be explained as the usage of solar dish collector. It is difficult to tell if the higher efficiency is due to the usage of cascade system or the usage of dish collector.

(2) Compare with parabolic dish.

When compared with parabolic dish system, a lower cost of the cascade system may be explained as the usage of solar trough collector. It is difficult to tell if the lower cost is due to the usage of cascade system or the usage of trough collector.

(3) Compare with stand-alone systems.

It is important to choose good stand-alone systems. An intuitive idea is to use both parabolic trough and parabolic dish for comparison. To compare two systems, contrast conditions needs to be set.

If the same output power was selected as the contrast condition, different amount of trough collectors and dish collectors will be used in the cascade system and stand-alone systems. It is complicated for cost comparison due to different prices of trough collectors and dish collectors.

A better way is to select the same collectors as the contrast condition. Since the output is electricity, it is much more convenient for both efficiency comparison and cost comparison.

6.3 System parameters

In order to study the efficiency of the system and its influencing factors, a model of the cascade system is required. Chapter 3 introduces the system modeling process in detail. After the system modeling process, another important task is to determine the system parameters.

The system mainly consists of the following components:

6.3.1 Environment

Typical environmental parameter values of Wuhan are used for the cascade system design.

$$I_r = 700 \text{ W/m}^2, T_{amb} = 293 \text{ K}, p_{amb} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}, v_{amb} = 1 \text{ m/s}.$$

6.3.2 Steam Turbine

A steam turbine product, N-6 2.35, of Qingdao Jieneng Power Station Engineering Co., Ltd is used for calculation. Its nominal parameters are: $P = 6 \text{ MW}$, $p_s = 2.35 \text{ MPa}$, $T_s = 390^\circ\text{C}$, $\dot{m} = 32.09 \text{ t/h}$, $p_c = 0.015 \text{ MPa}$, $s_{tb} = 3000 \text{ rpm}$.

Known the main steam parameters, its enthalpy and entropy can be obtained by using CoolProp, $h_s = 3.2203 \times 10^6 \text{ J/kg}$, $s_s = 7.0149 \times 10^3 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$.

$$\text{Exhaust enthalpy of the turbine } h_c = h_s - \frac{P}{\dot{m}} = 2.5472 \times 10^6 \text{ J/kg}.$$

Known exhaust pressure and $s_{i,c} = s_s$, isentropic exhaust enthalpy of the turbine can be obtained by using CoolProp, $h_{i,c} = 2.2737 \times 10^6 \text{ J/kg}$.

$$\text{So the isentropic efficiency of the turbine can be obtained from } \eta_{i,tb} = \frac{h_s - h_c}{h_s - h_{i,c}} = 0.71.$$

Taking into account of the application in solar trough system, the designed parameters of the steam turbine are shown in Table 6.2.

6.3.3 Trough collector

LUZ solar collector LS-3 is used as the trough collector for its known test data. Its main characters are listed in Table 6.1.^[95]

表 6.1 Main parameters of LS-3

Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
A_{pc}	570.2 m ²	w_{dc}	5.76 m	L_{dc}	99 m
f	1.71 m	d_i	0.066 m	d_o	0.07 m
$d_{abs,i}$	0.113 m	$d_{abs,o}$	0.115 m	Rim angle	80°
ϵ	0.15	η_{peak}	0.77	ρ	0.94
τ	0.95	α	0.96	Fe	0.97

6.3.4 Dish collector

A dish reflector product of SES (Stirling Energy System) is used as the reflector, the receiver is self-designed. The key parameters of the dish collector are listed in Table 3.1.

6.3.5 Stirling engines

The Stirling engines used in the cascade system are the same with the one analyzed in Section 3.1.3. It is a GPU-3 type Stirling engine, Table 3.2 shows its parameters.

6.3.6 Preheater

Water is heated to saturated water in the preheater by the oil. For outlet stream of water, $x = 0$. Besides, considering the minimum temperature difference required between oil and water, $T_{3c} - T_{2i} = \Delta T_{3,2,min}$. $\Delta T_{3,2,min}$ is set to be 15 K.

6.3.7 Evaporator

Water is heated from saturated liquid water to saturated steam in the evaporator. For outlet stream of water, $x = 1$.

6.3.8 Superheater

The inlet temperature of oil is limited by the oil properties. In the cascade system, Therminol VP-1 Synthetic oil is used as the heat transfer fluid. Its properties can be obtained

from both EES and CoolProp. The inlet temperature of the oil of superheater is set as $T_{3a} = 623\text{ K}$.

6.3.9 Daeaerator

The deaerator has two inlet streams and one outlet stream. They have the same pressure, $p_{se} = 1 \times 10^6\text{ Pa}$. The outlet stream of the deaerator is saturated water.

6.3.10 Air-water heat exchanger

The inlet temperature is set as $T_{1b} = 673\text{ K}$.

6.3.11 Main design parameters summary

The main design parameters of the cascade system can be concluded in Table 6.2.

表 6.2 Basic design parameters of the cascade system

Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
I_r	700 W/m^2	$T_{dc,o}$	1073 K	n_{se}	100
T_{amb}	293 K	p_{dc}	$5 \times 10^5\text{ Pa}$	T_s	613 K
p_{amb}	$1 \times 10^5\text{ Pa}$	$\Delta T_{3,2,min}$	15 K	p_s	$2.35 \times 10^6\text{ Pa}$
v_{amb}	1 m/s	$T_{tc,o}$	623 K	p_c	$1.5 \times 10^4\text{ Pa}$
P_{ge}	$6 \times 10^6\text{ W}$	p_{tc}	$2 \times 10^6\text{ Pa}$	$T_{s,d}$	663 K
$T_{dc,i}$	623 K	T_{1b}	673 K	p_{de}	$1 \times 10^6\text{ Pa}$

6.4 Stand-alone system selection

Figure 6-3 shows the sketch of the stand-alone systems. These two stand-alone systems are developed for comparison. They use the same dish collectors and trough collectors with the same thermal efficiencies of the cascade system.

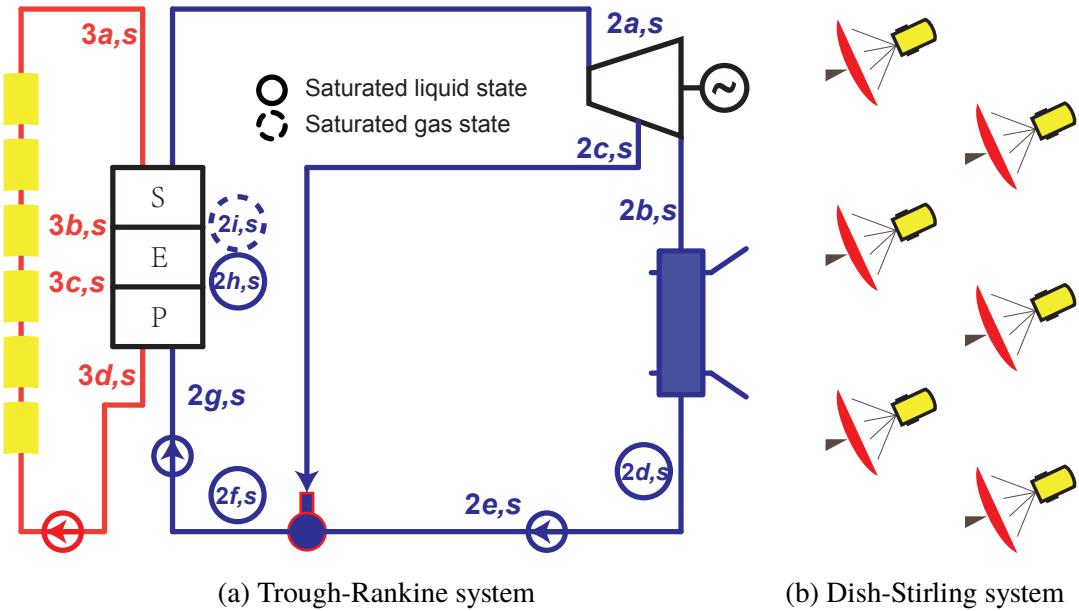


图 6-3 Sketch of the stand-alone systems

6.4.1 Stand-alone trough-Rankine system

Steam turbine has the same main parameters and isentropic efficiency with that of the cascade system. Working pressure of deaerator is the same of the cascade system. So parameters of state $2b, s$ and $2c, s$ in Figure 6-3 of the steam turbine can be expressed by

$$\eta_{i,tb} = (h_{2a,s} - h_{2b,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2b,s}) = (h_{2a,s} - h_{2c,s}) / (h_{2a,s} - h_{i,2c,s}) \quad (6.6)$$

The output power of steam turbine

$$P_{tb,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2b,s}) + y_s \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2c,s}) \quad (6.7)$$

The output power of generator

$$P_{ge,s} = P_{tb,s} \eta_{ge} \quad (6.8)$$

The total power of pumps

$$P_{pu,s} = (1 - y_s) \dot{m}_{2,s} (h_{2e,s} - h_{2d,s}) + \dot{m}_{2,s} (h_{2g,s} - h_{2f,s}) \quad (6.9)$$

Heat injected in the water circuit

$$Q_{2,s} = \dot{m}_{2,s} (h_{2a,s} - h_{2g,s}) \quad (6.10)$$

The generator efficiency is the same of that in the cascade system, and the efficiency of Rankine cycle can be expressed as

$$\eta_{rk,s} = (P_{tb,s} - P_{pu,s}/\eta_{ge})/Q_{2,s} \quad (6.11)$$

6.4.2 Stand-alone dish-Stirling system

In the stand-alone dish-Stirling system, Stirling engines with the same number of dish collectors are directly put on the focuses of the dish collectors. Water is used for cooling the Stirling engines. $T_{H,s}$ is chosen to be equal to outlet temperature of air in dish receiver. $T_{L,s}$ is chosen to be 310 K, the default expansion temperature in Fraser's dissertation^[120] for the calculation of 4-95 NKII engine. k and γ are chosen the same value as that of the Stirling engines in the cascade system.

$$\eta_{sea,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} + \frac{1 - e_s}{k - 1} \cdot \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln \gamma}} \quad (6.12)$$

where, $T_{R,s} = \frac{T_{H,s} - T_{L,s}}{\ln(T_{H,s}/T_{L,s})}$ and $e_s = \frac{T_{R,s} - T_{L,s}}{T_{H,s} - T_{L,s}}$.

The total power of Stirling engines

$$P_{sea,s} = n_{dc} A_{dc} I_r \eta_{dc} \eta_{sea,s} \quad (6.13)$$

6.5 Comparison with stand-alone system

The results presented in Table 6.3 are issued using design parameters with counterflow of two fluids in Stirling engine array as the default flow type. It is shown that the cascade system with design parameters can achieve higher efficiency compared to corresponding stand-alone systems. Although the efficiency of the Stirling engine array is lower, the efficiency of the Rankine cycle is higher. The overall output power of the cascade system is 3.83×10^4 W higher.

表 6.3 Some important results using design parameters

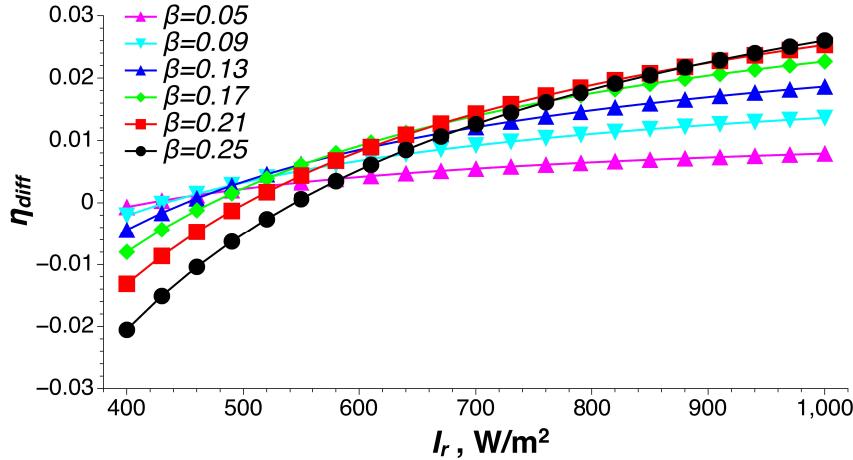
Parameter	Value	Parameter	Value	Parameter	Value
η_{cs}	0.1974	$\eta_{sea,s}$	0.3786	$P_{ge,s}$	$5.826 \times 10^6 \text{ W}$
η_s	0.1962	η_{rk}	0.2660	P_{sea}	$3.552 \times 10^5 \text{ W}$
η_{diff}	0.0062	$\eta_{rk,s}$	0.2678	$P_{sea,s}$	$4.909 \times 10^5 \text{ W}$
η_{sea}	0.3407	P_{ge}	$6 \times 10^6 \text{ W}$	P_{diff}	$3.830 \times 10^4 \text{ W}$

6.5.1 Effects of I_r

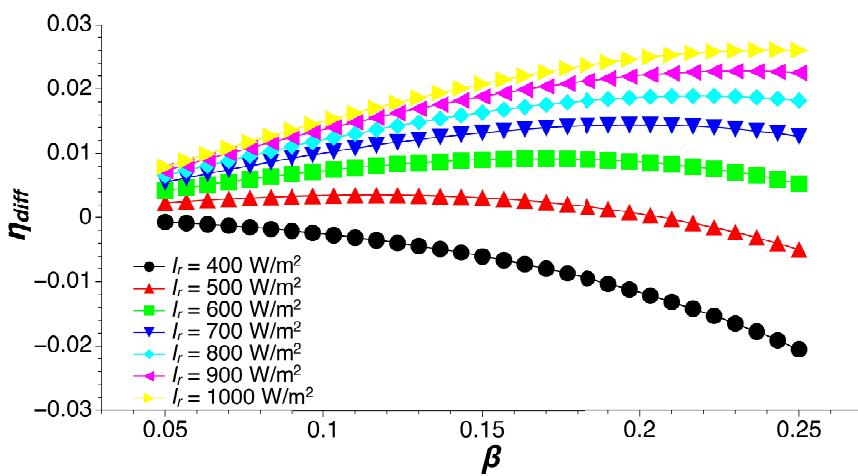
It is found that I_r can affect the efficiency difference of cascade system and stand-alone systems η_{diff} . Figure 6-4 shows curve fits of efficiency differences η_{diff} versus I_r with a series of different Stirling engine array power ratios. As it can be seen, for a high I_r ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$), $\eta_{diff} > 0$, the cascade system can achieve a higher efficiency than corresponding stand-alone systems. For a low I_r ($I_r < 550 \text{ W/m}^2$), η_{diff} may be negative. At this situation, the cascade system achieves a lower efficiency than corresponding stand-alone systems. This may be explained that instead of cooling water in the stand-alone dish-Stirling system, condensed water of Rankine cycle is used to cool the Stirling engines, which jeopardizes the heat dissipation and leads to a lower power of the Stirling engines. For a low I_r , the increased power of steam turbine due to absorbed heat by the condensed water is lower than the power loss of the Stirling engines. It can also be found that higher I_r can achieve higher η_{diff} , which can be interpreted as the heat absorbed by the condensed water increases with I_r . So a higher I_r location is always more suitable for cascade system. This means I_r is a key factor to determine whether cascade system should be applied in a certain location.

6.5.2 Effects of β

As it can be seen in Table 6.3, the η_{diff} is very small with the design parameters given above. A reason η_{diff} to be so small is that β , the ratio of power of Stirling engines to the total power, is very small, the heat released by the Stirling engine array is a small portion of the heat absorbed in the Rankine cycle. So increase β may achieve higher η_{diff} . The relationship


 图 6-4 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus I_r

between η_{diff} and β under a series of I_r is shown in Figure 6-5. It can be found that, for a high I_r , increase β may achieve a higher η_{diff} , but there is a limit. For $I_r = 900\text{W/m}^2$, the maximum $\eta_{diff} = 0.0228$ appears at $\beta = 0.23$. For a low I_r , η_{diff} is negative, increase β will reduce η_{diff} . This can be explained as the same reason in Section 6.5.1.


 图 6-5 Curve fits of efficiency difference η_{diff} versus β

6.5.3 Effects of flow type

Flow type between heating and cooling streams can affect the efficiency of Stirling engine array. Parallel flow, compared to counterflow, leads to higher Stirling engine efficiency in the first columns of the array for lower cooling temperature, while lower Stirling engine efficiency in the last columns for higher cooling temperature.

表 6.4 Results of Stirling engine array with two different flow types

x	Parallel flow				Counterflow			
	$T_{1,i}$ K	$T_{2,i}$ K	P_{sea} W	η_{sea} -	$T_{1,i}$ K	$T_{2,i}$ K	P_{sea} W	η_{sea} -
1	1073.15	327.17	5000	0.3648	1073.15	348.09	4867	0.3601
2	1022.38	329.80	4630	0.3599	1023.25	345.48	4541	0.3562
3	974.35	332.29	4280	0.3544	975.82	343.00	4230	0.3520
4	928.90	334.65	3949	0.3485	930.75	340.65	3934	0.3474
5	885.91	336.88	3635	0.3419	887.94	338.42	3654	0.3424
6	845.26	339.00	3338	0.3347	847.28	336.29	3387	0.3370
7	806.82	341.00	3057	0.3269	808.69	334.28	3134	0.3312
8	770.49	342.91	2792	0.3184	772.06	332.37	2894	0.3248
9	736.16	344.71	2541	0.3090	737.31	330.55	2666	0.3180
10	703.75	346.43	2304	0.2989	704.37	328.82	2450	0.3106

Table 6.4 shows the different results of the two flow types. The fit curves of temperature series of the heating and cooling fluids and the efficiency of Stirling engines in different columns are shown in Figure 6-6 and 6-7.

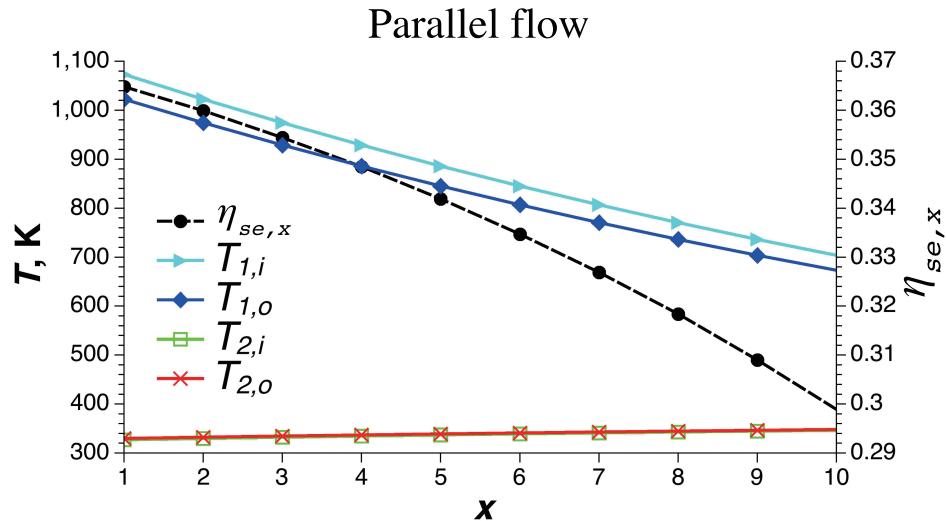


图 6-6 Parallel flow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x

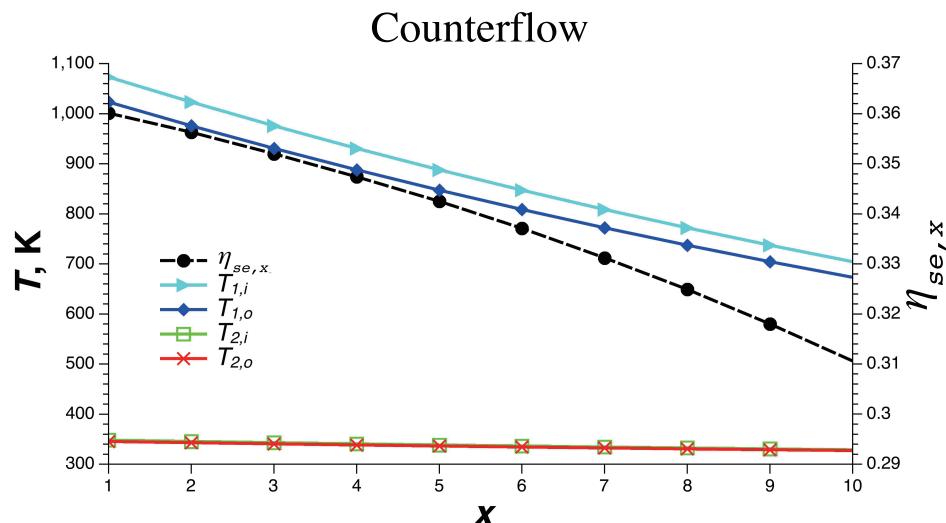


图 6-7 Counterflow: Temperature series of two fluids and efficiency of Stirling engines in column x

It can be concluded that the temperature increment of cooling fluid is much smaller than the temperature decrement of heating fluid due to their large difference of $c_p \dot{m}$, which leads to a small difference of overall efficiency of Stirling engine array between the two flow types.

To find out a clear difference of the two flow types, a simple model of Stirling engine array is developed with air as the heating fluid and water as the cooling fluid. $T_{1,i}, T_{1,o}, T_{2,i}, q_{1,m}$ are fixed and chosen the same values as in the cascade system. Change the value of $q_{2,m}$, and the corresponding Stirling engine array efficiency of the two flow types (η_p and η_c) can be obtained. Figure 6-8 shows the efficiency of Stirling engine array with different $q_{2,m}$ in two flow types. It can be found that counterflow has a higher efficiency than parallel flow, and with lower $q_{2,m}$ comes with higher efficiency difference.

For a system with large difference of $c_p\dot{m}$ of two fluids, that means one fluid can only achieve a small temperature rise (drop) compared to the other fluid, will lead to a small difference of two flow types. For a system with similar difference of $c_p\dot{m}$, use the counterflow can achieve a higher efficiency.

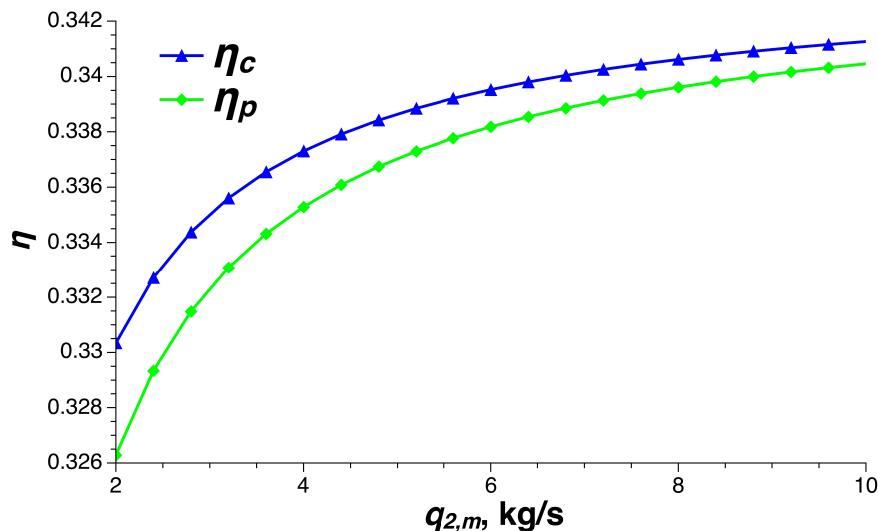


图 6-8 效率的 Stirling 引擎阵列与不同的 $q_{2,m}$

6.6 Conclusion

In this chapter, an effective typical cascade system proposed in Chapter 2 is chosen for evaluation. This cascade system uses two different types of collectors and two different power generation methods. Steam Rankine cycle is applied for this system for its widely applied applications. Reasonable parameters are selected and the system model is developed. Two stand-alone systems are chosen as the comparison systems for system evaluation. They use

the same dish collectors and trough collectors of the cascade system. Simulations of the cascade system are carried out and results are compared with corresponding stand-alone systems.

Results show that I_r is the key factor to determine whether cascade system should be applied in a certain location. Compared to corresponding stand-alone systems, the cascade system can achieve a higher efficiency with high solar irradiance ($I_r > 550 \text{ W/m}^2$). The directions to increase the efficiency difference between cascade system and corresponding stand-alone systems are also considered. To design a cascade system including Stirling engine array, flow type of fluids for heating and cooling Stirling engine array is also required to be considered.

7 太阳能光热发电平台的试验研究

第3章介绍了利用 MATLAB 建模工具实现为太阳能光热发电系统中各关键部件建模的工作。基于其建立的部件模型,可以方便地构建太阳能光热发电平台的模型。

在第3章中,建立了槽式集热器的机理模型。在假定整体传热系数沿着集热器长度方向均匀分布的条件下,建立了传热流体温升与太阳直射辐射强度(DNI)、集热器长度、传热流体流量、环境温度、传热流体入口温度等因素之间的关系式,并得出了槽式集热器的热效率计算公式。还详细分析了碟式接收器的各种能量损失,建立了详细的热网络模型。通过使用各种经典的传热公式,求解了热网络模型中各节点温度值,并得到了碟式集热器的热效率计算公式。

为了更加深入地理解太阳能光热发电系统,也为了对所提出的部件模型进行验证分析和误差分析,建立了包括太阳能槽式集热器、太阳能碟式集热器、有机工质朗肯循环系统(ORC 系统)的太阳能光热发电平台。该平台的建立为以后太阳能梯级集热系统的搭建提供了良好的基础。

7.1 平台简介

太阳能光热发电平台的结构示意图如图7-1所示。不同的流体构建了三个回路,包括空气回路、油回路和有机工质回路。在空气回路中,环境中的空气首先在空气压缩机中被加压,再送到碟式集热器中实现高温集热,经过空气-油换热器将获得的热量提供给朗肯循环,再经过冷却系统排至大气中。此外,空气回路还设有加热器支路,可以将空气预热之后再送入碟式集热器中,以便于研究不同空气入口温度对碟式集热器热效率的影响。在油回路中,导热油先被槽式集热器加热,然后流入空气-油换热器吸收热空气提供的热量,接着流入 ORC 系统的蒸发器,为朗肯循环提供热量后再经油泵泵入槽式集热器。此外,油回路还设有加热器支路,可以将导热油再次加热之后再送入 ORC 系统,可以将导热油加热至指定温度,为 ORC 系统提供温度稳定的热源。在有机工质回路中,有机工质流体在蒸发器中吸收热量,变成蒸气,进入有机工质汽轮机膨胀做功,接着流入回热器回收部分热能,然后通过有机工质泵回到蒸发器。

接下来将详细介绍太阳能光热发电平台的重要设备。

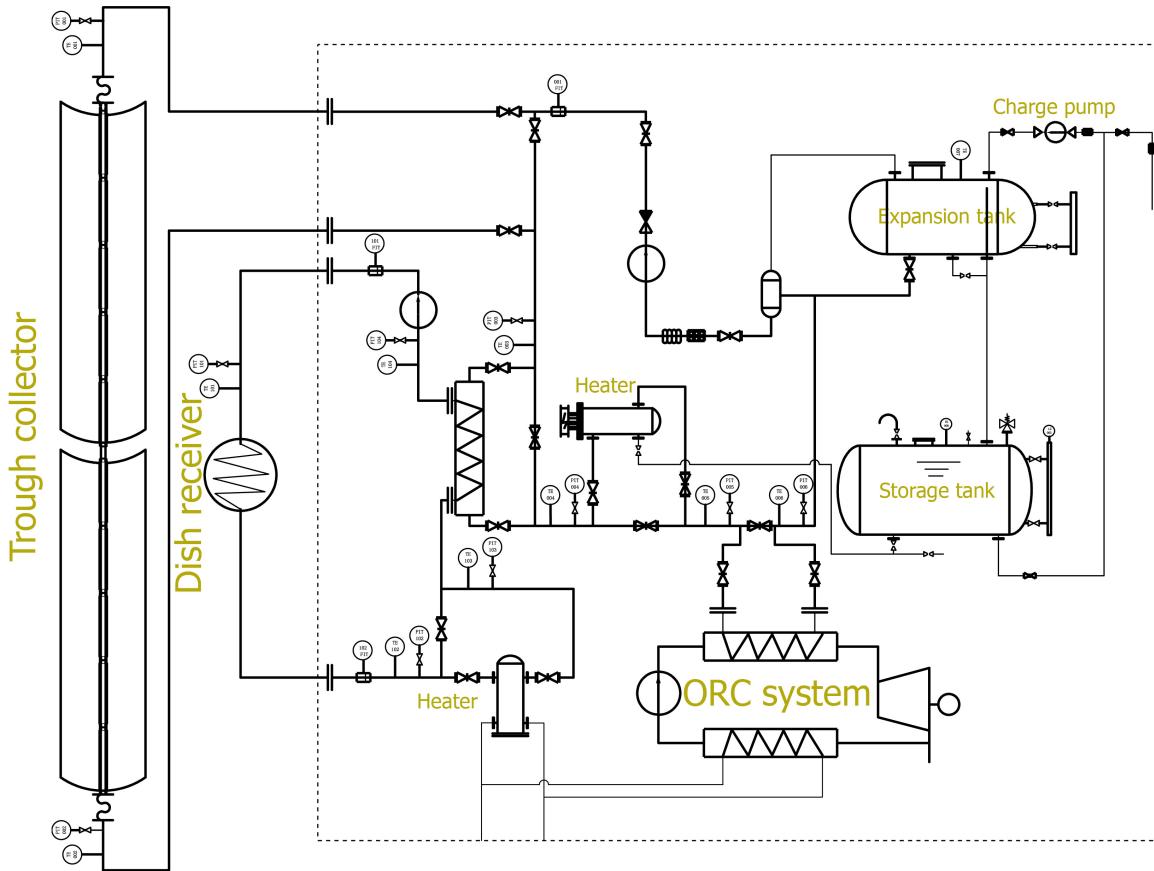


图 7-1 太阳能光热发电平台的结构示意图

7.1.1 碟式集热器

由于土地限制,碟式集热器呈沿东西方向布置。它由槽式反射镜、接收器和支架组成,其结构如图7-2所示。槽式反射镜长20 m,宽2.55 m。接收器采用的是北京桑普公司的SEIDO-I系列产品,它由黑色的金属吸热管和透明的玻璃管组成,二者之间抽成真空以减少散热损失。玻璃管的外径为0.11 m,内径为0.106 m,金属管的外径为0.038 m,内径为0.035 m。金属和玻璃采用溶封(火封)连接,玻璃管和金属管之间起始真空度保持在0.05 Pa左右,真空管内设有消气剂或其他保持真空的装置。支架用于支撑反射镜和接收器,其结构足以抵御市内的大风、雷电及雨雪等恶劣天气。槽式系统采用单轴跟踪系统,水平回转角度为-85°至+175°,能够实行太阳监测并运算太阳轨迹,跟踪误差小于0.2°,没有累计误差。此外,除了自动跟踪模式以外,跟踪系统还提供了手动模式,控制柜中的控制按钮可以方便地将集热器调整到指定方位。跟踪系统还提供了在发生意外事故的条件下系统自动切换至自动保护的功能。整个槽式集

热器系统装置的转动、定位和连接等机械结构简单可靠,便于安装、拆装和运输,运行和维护方便;能够连续 24 小时稳定工作。

槽式集热器选用长城润滑油 L-QD350 合成型导热油作为传热介质,其典型参数由商家提供。

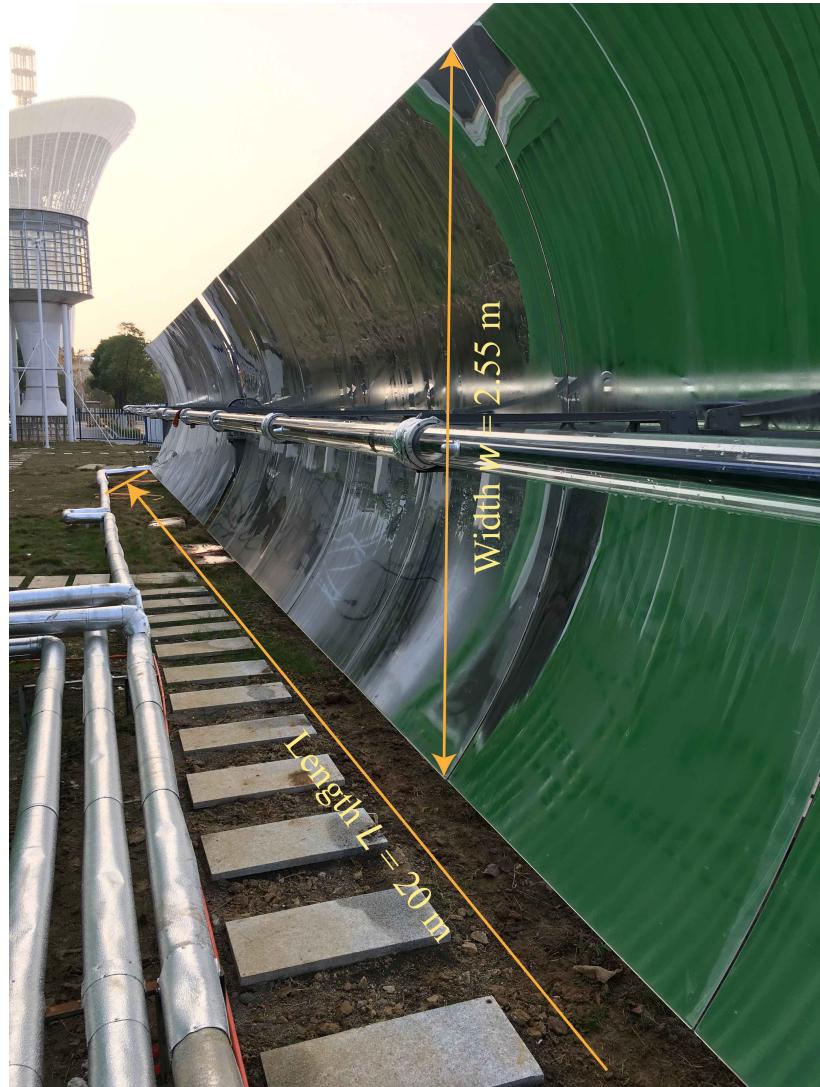


图 7-2 试验平台的槽式集热器



图 7-3 试验平台的碟式集热器

7.1.2 碟式集热器

碟式集热器的实物图如图7-3所示，其镜面由多块弯曲成型的玻璃反射面组成。当集热器开口正对太阳时，每块玻璃反射面都将入射光线反射到集热器的焦点处。集热器的焦点放置有自行设计的接收器，如图7-3的顶部所示。碟式集热器的各重要参数见表7.1。碟式集热器采用 YYGN-GR-1A 型双轴跟踪系统，该跟踪系统同时采用算法跟踪和传感器跟踪。同样，除了自动跟踪功能外，该跟踪系统也提供了手动调整集热器朝向的功能。通常在进行聚焦工作时，先启用手动模式，将集热器粗略调整至朝

表 7.1 碟式集热器的重要参数列表

参数	值	参数	值	参数	值
d_{cav}	0.45 m	ϵ_{insu}	0.6	θ_{dc}	20°
δ_{insu}	0.11 m	α_{cav}	0.87	γ	0.97
dep_{cav}	0.45 m	δ_a	0.002 m	$\eta_{shading}$	1
d_{ap}	0.25 m	$d_{i,1}$	0.07 m	ρ	0.91
λ_{insu}	0.06 W/(m · K)	A_{dc}	23.3 m ²		

向太阳的方向,然后再启用自动模式,利用传感器精确对准太阳,并启用跟踪算法,实现连续精确地跟踪太阳。这为碟式集热器提供了非常精确的跟踪方式,其误差小于0.2°,且没有累积误差。

碟式集热器的控制柜提供了机械电气等控制功能。它还提供了对环境风速的实时监测结果,可以设定极限风速。当环境风速达到设定的极限风速时,系统将启用保护动作,将碟式集热器旋转至安全角度(朝向天顶)。

7.1.3 有机工质朗肯循环系统

ORC 系统选用的是法国公司 Enogia 的产品,整个 ORC 系统放置在长 1.2 米,宽 0.8 米,高 1.7 米的钢架结构中,其系统结构示意图和实物图分别如图7-4和图7-5所示,ORC 系统由汽轮机、发电机、回热器、凝汽器、缓冲罐、泵、蒸发器、控制柜、润滑冷却系统等部件组成。

ORC 系统采用导热油作为热源,采用自来水作为冷源。在热回路中,额定工况下,导热油的入口温度为 180°C,出口温度为 160°C,质量流量为 0.44 kg/s。在冷回路中,额定工况下,冷却水的入口温度为 30°C,质量流量为 0.83 kg/s。额定工况的输出功率为 1.5 kW。

控制柜提供了触摸屏来控制 ORC 系统,控制柜提供了自动运行模式和手动操作模式。在自动运行模式下,所有的启动工作和关停工作都由程序设定自行完成,系统根据当前热源和冷源的情况自行调整输出功率。在手动模式下,可以手动调节系统运行参数,如有机工质泵的频率,来对系统进行精确调节。

需要指出的是,由于 ORC 系统在运输和存放过程中,汽轮机末端轴承产生了损

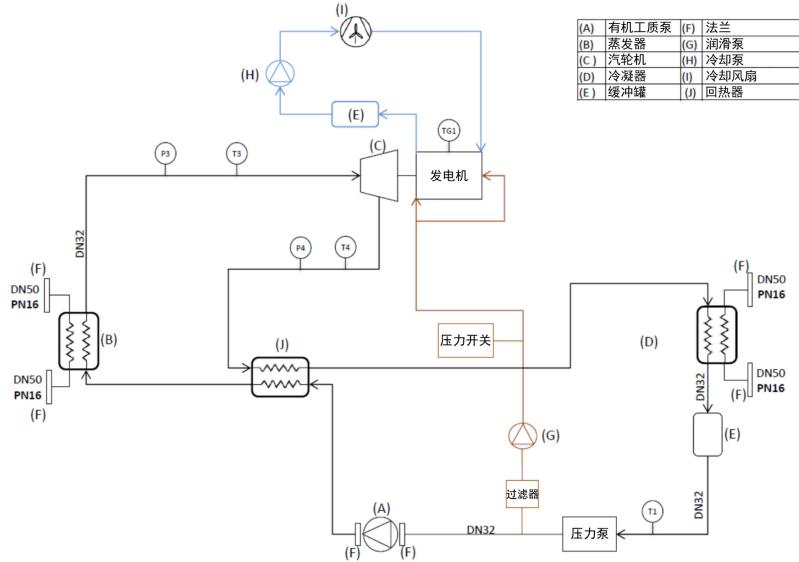


图 7-4 ORC 系统结构示意图



图 7-5 ORC 系统实物图

伤。ORC 系统不能连续稳定运行，需要待法国工程师更换轴承后再进行相关试验工作。此外，由于本文所采用的有机工质朗肯循环模型是经典模型，ORC 系统的效率计算公式同样采用该模型。所以，本文所采用的有机工质朗肯循环模型无需也不能采用 ORC 试验的数据进行验证。



图 7-6 ORC 系统控制柜的操作界面

7.1.4 管道系统

管道系统提供了流体流动和换热的基础。此外，它还铺设了保温层以减少热流体的对环境的散热。管道中布置了测量仪表、泵、阀门、罐体及加热器等器件来维持系统正常有序地运行。

太阳能光热发电平台采用了两个加热器来调节流体(空气和导热油)的温度，以满足试验的要求。两个加热器都可以通过改变功率来维持其出口流体温度的稳定。此外，当 DNI 不够高时，可以启用加热器辅助加热，实现 ORC 系统的正常运行。

7.2 试验

为了测试平台的性能并验证本文建立的部件模型，进行了相关的试验操作。

7.2.1 槽式集热器试验

7.2.1.1 试验目的

槽式集热器试验的目的是研究 DNI、传热流体流量、入口温度对槽式集热器热性能的影响，并验证第3.1.1节所建立的槽式集热器模型。

7.2.1.2 试验步骤

试验步骤分为以下几步：

- (1) 完成准备工作。确保所有部件和仪表都正确连接，并可以正常工作。

- (2) 初始化太阳能辐射仪。调整太阳能辐射仪的方向来获取太阳直射强度的数值，确保穿过辐射仪孔道的阳光落在校准位置。
- (3) 打开油回路的阀门，并开启油泵。
- (4) 打开槽式集热器跟踪系统的马达。同步跟踪系统的时间，并开启自动模式，让槽式系统自动对向太阳，并开始跟踪。
- (5) 调整槽式系统参数来满足设计工况要求。当试验数据稳定后，记录并保存数据收集系统采集到的试验数据。
- (6) 当所有设计工况测试完毕后，结束试验。
- (7) 复位槽式集热器。在系统控制界面将槽式集热器调整至其开口水平的状态，关闭马达。
- (8) 关闭油泵。

7.2.1.3 试验设计工况

考虑到太阳直射辐射强度在晴天具有不可控性和相对连续性，当以太阳直射辐射强度为控制变量时，太阳辐射强度值不能控制为设计值，而应该为实测值。当需要固定太阳直射辐射强度时，应该尽量控制几组试验的总时间，以减少太阳直射辐射强度变化带来的影响。

表7.2中，工况 1 到工况 10 分别在一天的不同时间点或是数天间的时间点完成。工况 11 到工况 15 的试验要求在半个小时之内完成。需要指出的是，当以入口油温为考察变量时，仅仅设计了 5 个温度相差不大的工况（工况 16 到工况 20）进行试验。这是由于通过加热器提升油温的速度较慢，为了保证 DNI 基本不变，所以各工况入口油温差别不大。这 5 个工况的试验要求在一个小时之内完成。

7.2.1.4 数据处理方法

商家给定的导热油的比热容的数据为：当 $T = 373.15^\circ\text{C}$ 时， $c_p = 2.44 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；当 $T = 473.15^\circ\text{C}$ 时， $c_p = 2.88 \times 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。本文假定导热油的比热容与温度成线性关系，采用线性插值法，则有 $c_p = aT + b$ ，其中 $a = 4.4 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}^2)$ ， $b = 798.14 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

$$\text{导热油吸收的热量 } Q_{abs} = \int_{T=T_i}^{T=T_o} c_p \dot{m} dT = \frac{1}{2} a(T_o^2 - T_i^2) \dot{m} + b(T_o - T_i) \dot{m}.$$

槽式集热器的集热效率

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{abs}}{I_r w_{tc} L_{tc}} \quad (7.1)$$

表 7.2 太阳能槽式系统的设计工况

工况	DNI(W/m ²)	流量(kg/s)	入口油温(K)
1-10	实测值	0.2	433.2
11	实测值	0.1	433.2
12	实测值	0.2	433.2
13	实测值	0.3	433.2
14	实测值	0.4	433.2
15	实测值	0.5	433.2
16	实测值	0.2	413.2
17	实测值	0.2	423.2
18	实测值	0.2	433.2
19	实测值	0.2	443.2
20	实测值	0.2	453.2

为了验证本文建立的槽式集热器的模型的正确性, 需要检查方程(3.4)。在模型中,

$$\tilde{T}_o = T_{amb} + \frac{q''}{U(T_{abs})} + \exp\left(-\frac{U(T_{abs})\pi d_o L}{\dot{m}\tilde{c}_p}\right)(T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}) \quad (7.2)$$

其中, T_{abs} 用 $(T_i + T_o)/2$ 代替 (T_i 和 T_o 分别采用测量的入口油温和出口油温), \tilde{c}_p 是用 $(T_i + T_o)/2$ 得到的平均比热容。 $U(T_{abs})$ 由下式得到^[97]:

$$U(T_{abs}) = 0.687257 + 0.001941(T_{abs} - T_{amb}) + 0.000026(T_{abs} - T_{amb})^2 \quad (7.3)$$

$$q'' = \frac{I_r w_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta)}{\pi d_o} \quad (7.4)$$

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (7.5)$$

$$\widetilde{\eta}_{tc} = \frac{\dot{m}\tilde{c}_p(\tilde{T}_o - T_i)}{I_r w_{tc} L_{tc}} \quad (7.6)$$

于是模拟得到的集热器的效率值 $\widetilde{\eta_{tc}}$ 可以同方程 (7.1) 得到的试验值 η_{tc} 进行比较。

7.2.2 碟式集热器试验

7.2.2.1 试验目的

碟式集热器试验的目的是研究太阳直射辐射强度、传热流体流量、入口温度对碟式集热器热性能的影响，并验证第3.1.2节所建立的碟式集热器模型。

7.2.2.2 试验步骤

试验步骤分为以下几步：

- (1) 完成准备工作。确保所有部件和仪表都正确连接，并可以正常工作。
- (2) 初始化太阳能辐射仪。调整太阳能辐射仪的方向来获取太阳直射强度的数值，确保穿过辐射仪孔道的杨过落在校准位置。
- (3) 打开水冷系统。
- (4) 打开空气回路的入口阀门和开口阀门，再打开空气压缩机。
- (5) 使用手动模式将集热器转动至朝向太阳，再切换至自动模式，让集热器实现自动调整跟踪。
- (6) 调整碟式系统参数来满足设计工况要求。当试验数据稳定后，记录并保存数据采集系统采集到的试验数据。
- (7) 当所有设计工况测试完毕后，结束试验。
- (8) 复位碟式集热器。将集热器切换至手动模式，手动将借热器调整至朝向天顶的方向。依次关闭空气压缩机，空气回路入口阀门和出口阀门，水冷系统。

7.2.2.3 试验设计工况

表7.3中，工况 1 到工况 10 分别在一天的不同时间点或是数天间的时间点完成。工况 11 到工况 15 的试验要求在半个小时之内完成。工况 16 到工况 20 的试验要求在一个小时之内完成。

7.2.2.4 数据处理方法

知道了压力 ($p = 4 \times 10^5 \text{ Pa}$) 和测量的温度值，可以得到空气的入口焓 h_i 和出口焓 h_o 。

空气吸收的热量 $Q_{abs} = \dot{m}(h_o - h_i)$ 。

表 7.3 太阳能碟式系统的设计工况

工况	DNI(W/m ²)	流量(kg/s)	入口温度(K)
1-10	实测值	0.03	423.2
11	实测值	0.01	423.2
12	实测值	0.02	423.2
13	实测值	0.03	423.2
14	实测值	0.04	423.2
15	实测值	0.05	423.2
16	实测值	0.03	383.2
17	实测值	0.03	403.2
18	实测值	0.03	423.2
19	实测值	0.03	443.2
20	实测值	0.03	463.2

碟式集热器的集热效率 $\eta_{dc} = \frac{Q_{abs}}{I_r A_{dc}}$ 。

为了验证本文建立的碟式集热器的模型的正确性,求解第3.1.2节建立的碟式接收器的热网络模型(见图3-4)。

则模拟所得的碟式集热器的集热效率为 $\widetilde{\eta}_{dc} = \frac{Q_{dr,1}}{I_r A_{dc}}$ 。

7.3 结果分析

7.3.1 槽式集热器试验结果分析

7.3.1.1 I_r 的影响

工况 1 到 工况 10 的试验结果如表7.4所示。需要指出的是,由于太阳能辐射强度的不可控性和多变性,表中太阳直射辐射强度(DNI)的实测值分布并不均匀。DNI 对集热器效率的影响曲线见图7-7。图中还显示了模型计算的结果。模型所采用的参数和试验参数相同。

可以发现,试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势,即槽式集热器的集热效率

表 7.4 槽式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m ²)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
1	353	0.2	433.2	452.9	277.8
2	408	0.2	433.2	456.2	278.0
3	464	0.2	433.2	459.4	278.2
4	476	0.2	433.2	460.2	278.4
5	497	0.2	433.2	461.3	278.4
6	508	0.2	433.2	462.0	278.6
7	553	0.2	433.2	464.6	278.6
8	610	0.2	433.2	467.9	278.8
9	637	0.2	433.2	469.3	278.8
10	652	0.2	433.2	470.2	278.9

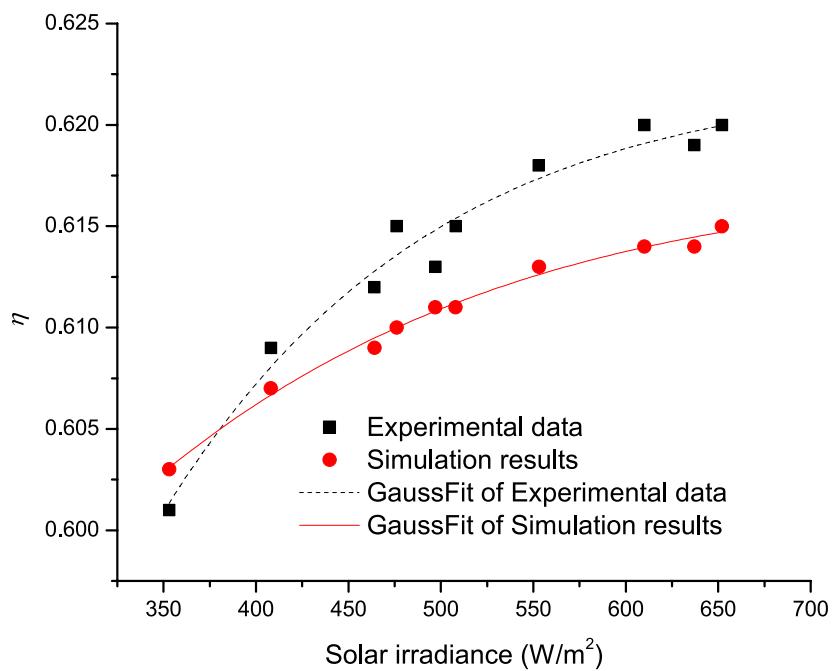


图 7-7 DNI 对槽式集热器效率的影响

随着 DNI 的增加而升高。模拟结果与试验数据的误差很小(小于 1%),但随着 DNI 的增加,误差会有所增大。

7.3.1.2 \dot{m} 的影响

表 7.5 槽式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m ²)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
11	612	0.1	433.2	501.0	286.3
12	615	0.2	433.2	468.2	286.4
13	615	0.3	433.2	456.7	286.6
14	614	0.4	433.2	451.2	286.7
15	612	0.5	433.2	447.6	286.7

工况 11 到工况 15 的试验结果如表7.5所示。这些数据点都是在半个小时内完成采集,以减小太阳辐射变化带来的影响。导热油质量流量对集热器集热效率的影响曲线见图7-8。

可以发现,试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势,即槽式集热器的集热效率随着传热流体流量的增加而升高。这是因为,更大的流量将从吸热器带走更多的热量,导致更低的吸热器温度分布,进而使散热损失减小。模拟结果与试验数据存在较小的偏差(误差在 0.4% 到 0.9% 之间),模拟结果所得的集热效率要低于相应的试验数据得到的集热效率。这是由于模拟过程所采用的整体传热系数公式(见式7.3)适用于 LS-3 型的接收器,而对本试验所采用的集热器并不是很适合。未来更多的试验数据可以用来修正此公式,使其更加适用于本试验平台的 SEIDO-I 型接收器。

7.3.1.3 T_i 的影响

工况 16 到工况 20 的试验结果如表7.6所示。导热油入口温度对槽式集热器集热效率的影响曲线见图7-9。

可以发现,试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势,即槽式集热器的集热效率随着导热油入口温度的提高而降低。这是因为,更高的入口油温将导致更高的吸热器温度分布,并由此带来更多的散热损失。模拟结果和试验数据算得的集热效率之间存

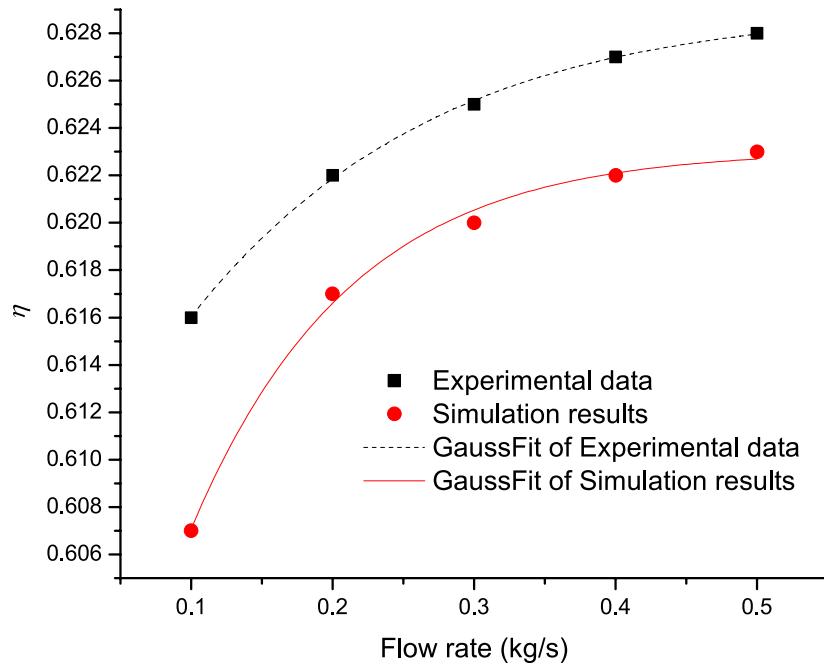


图 7-8 导热油流量对槽式集热器效率的影响

表 7.6 槽式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m^2)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
16	616	0.2	413.2	449.7	289.5
17	614	0.2	423.2	458.8	288.3
18	610	0.2	433.2	467.9	288.7
19	618	0.2	443.2	477.7	288.9
20	615	0.2	453.2	486.8	286.3

在较小的偏差(0.7% 到 1.5%)，模拟结果的效率要低于相应的试验数据得到的集热效率。这同样可以用整体传热系数不适用来解释。

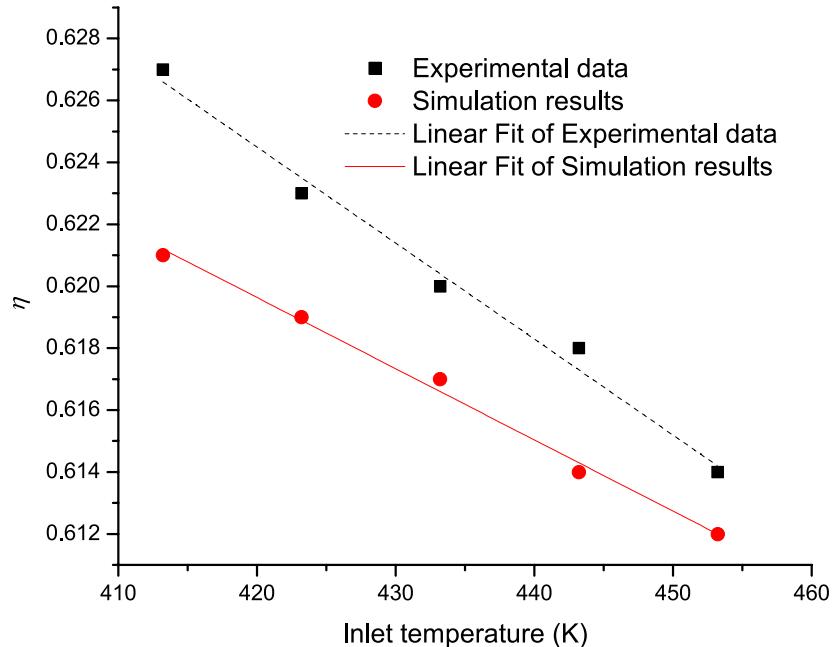


图 7-9 入口油温对槽式集热器效率的影响

7.3.2 碟式集热器试验结果分析

7.3.2.1 I_r 的影响

工况 1 到工况 10 的试验结果如表 7.7 所示。DNI 对集热器效率的影响曲线如图 7-10 所示。图中还显示了模拟计算的结果。模型所采用的参数和试验参数相同。

可以发现,试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势,即碟式集热器的集热效率存在极值。当 DNI 小于 600 W/m^2 时,碟式集热器的集热效率随着 DNI 的增加而升高;当 DNI 大于 600 W/m^2 时,碟式集热器的集热效率随着 DNI 的增加而下降。这是由于,较高的辐射强度将会增加接收器的内腔温度,进而带来更多的辐射损失,而由于辐射损失与内腔温度的四次方成正比,所以随着辐射强度的增加,集热器的热效率反而下降。模拟结果和试验数据之间的差异可以认为是接收器的绝热措施不够导致的,试验测得的绝热层外壁温度高于热网络结构图算得的温度也验证了这一点。

为了更加清晰地表明更高 DNI 对碟式集热器的影响,图 7-11 显示了 DNI 值在 300 W/m^2 到 1000 W/m^2 之间变化时,碟式集热器集热效率的模拟结果曲线图。模拟的参数为:入口空气温度为 423.2 K , 流量为 0.03 kg/s , 环境温度设置为 283.2 K , 环境风速为 0.4 m/s 。可以发现,对于给定的集热器,存在最佳 DNI,使得集热器获得最大集热效率。本试验的条件下,碟式集热器的最佳 DNI 约为 600 W/m^2 。

表 7.7 碟式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m ²)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
1	303	0.03	423.2	552.1	282.1
2	358	0.03	423.2	576.4	282.5
3	414	0.03	423.2	602.3	283.2
4	426	0.03	423.2	607.5	283.4
5	512	0.03	423.2	646.0	285.0
6	596	0.03	423.2	682.7	287.4
7	620	0.03	423.2	692.4	289.2
8	641	0.03	423.2	701.5	289.5
9	658	0.03	423.2	708.7	289.4
10	683	0.03	423.2	719.4	289.5

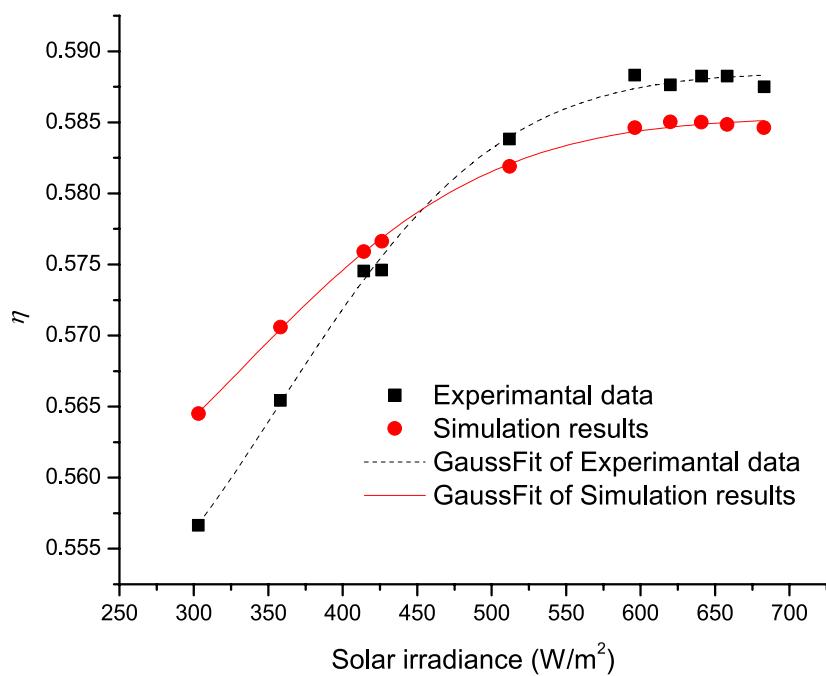


图 7-10 DNI 对碟式集热器效率的影响

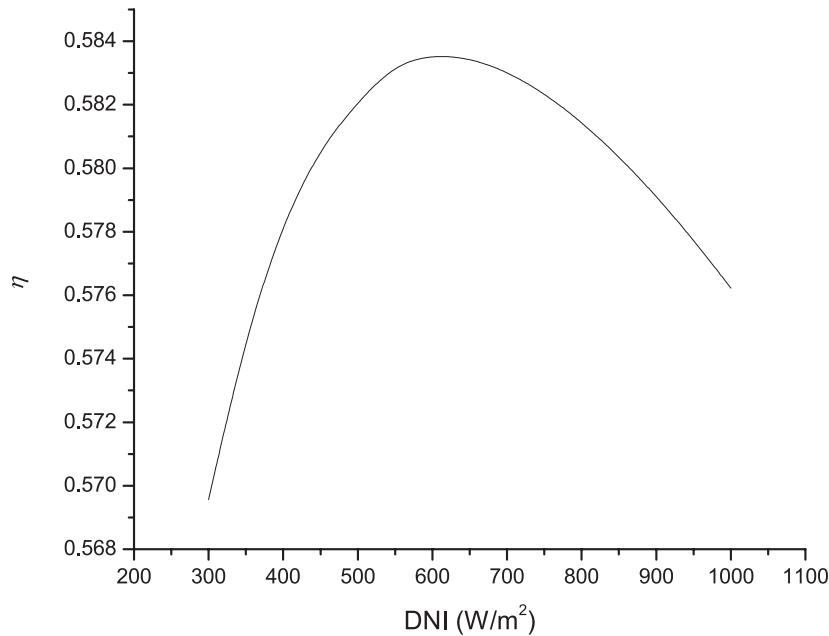


图 7-11 DNI 与碟式集热器集热效率之间的模拟结果曲线图

7.3.2.2 \dot{m} 的影响

表 7.8 碟式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m²)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
11	613	0.01	423.2	950.7	286.3
12	615	0.02	423.2	783.9	286.4
13	616	0.03	423.2	691.8	286.6
14	614	0.04	423.2	634.9	286.7
15	613	0.05	423.2	597.8	286.7

工况 11 到工况 15 的试验结果如表 7.8 所示。这些数据点都是在半个小时以内完成采集, 以减小太阳辐射变化带来的影响。空气流量对槽式集热器集热效率的影响曲线见图 7-12。

可以发现, 试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势, 即碟式集热器的集热效率

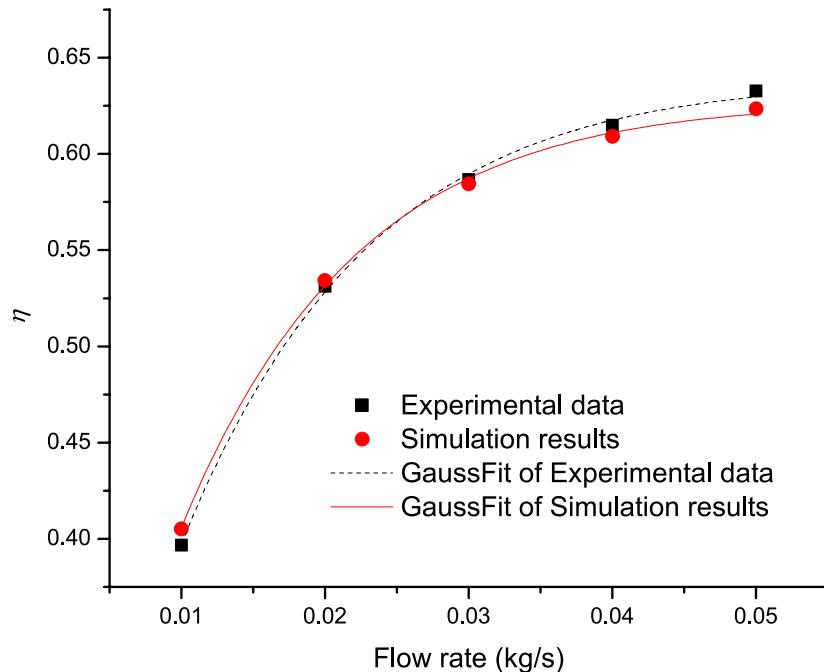


图 7-12 空气流量对碟式集热器效率的影响

随着空气流量的增加而增加。这是因为，更大的流量将从接收器带走更多的热量，导致更低的接收器温度分布，进而使散热损失减少。模拟结果和试验数据符合的很好。

7.3.2.3 T_i 的影响

表 7.9 碟式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的试验结果

工况	DNI (W/m ²)	\dot{m} (kg/s)	T_i (K)	T_o (K)	T_{amb} (K)
16	616	0.03	383.2	661.9	289.0
17	615	0.03	403.2	676.4	288.8
18	612	0.03	423.2	690.6	288.8
19	617	0.03	443.2	707.8	288.9
20	615	0.03	463.2	722.2	288.9

工况 16 到工况 20 的试验结果如表 Table 7.9 所示。空气入口温度对碟式集热器

效率的影响曲线如图7-13所示。

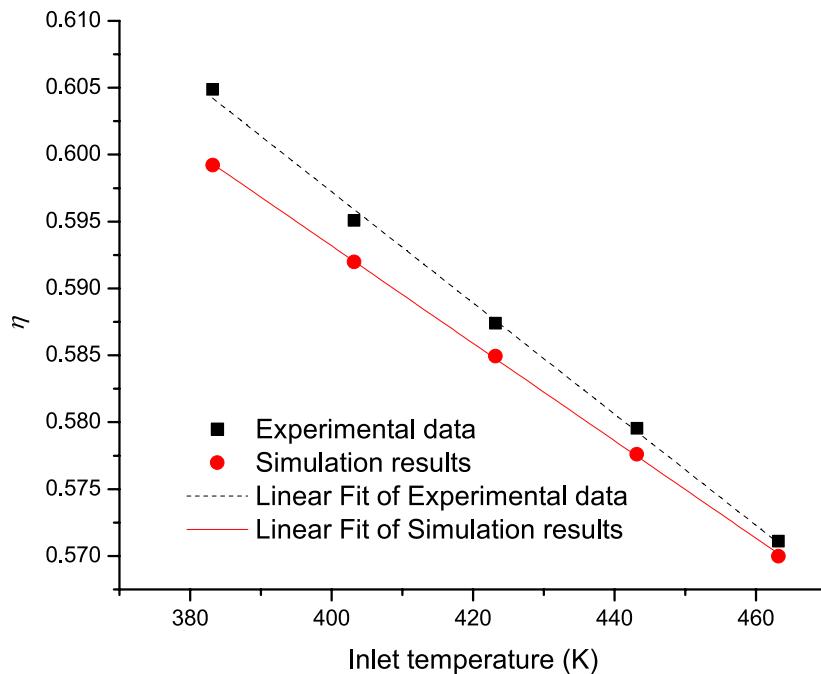


图 7-13 空气的入口温度对碟式集热器效率的影响

可以发现,试验数据和模拟结果具有相同的变化趋势,即碟式集热器的集热效率随着空气入口温度的提高而降低。这是因为,更高的空气入口温度将导致更高的接收器温度分布,并由此带来更多的散热损失。模拟结果和试验数据符合的很好。

7.4 本章小结

太阳能光热发电平台的建立为太阳能梯级系统开启了良好的开端。本章介绍了平台的部件和各回路。依据太阳辐射的特点,专门设计了特殊的试验工况来研究不同参数对槽式集热器和碟式集热器的集热效率的影响。设计了详细的试验步骤,明确了试验目的,并进行了相关的试验,获得了相关的试验数据。

研究分析了太阳辐射直射强度、传热流体流量、入口温度对集热器性能的影响,并对建立的槽式集热器模型和碟式集热器模型进行了验证分析。需要指出的是,由于试验平台并不具备测量各集热器光学效率的能力,且本文建立的集热器模型中光学效率的各参数都是常数值,所以本章所建立的模型的光学效率是人为设定的常数值。

通过对试验数据和模拟结果的分析,可以发现:

- (1) 在试验条件下,槽式集热器的集热效率在 60.1% 到 62.8% 之间,碟式集热器的集热效率在 39.7% 到 63.3% 之间。
- (2) 在不同测试参数下,模拟结果都与试验数据具有相同的影响趋势。更高的传热流体流量带来更高的集热效率,更高的传热流体入口温度导致更低的集热效率。
- (3) 对于给定的碟式集热器,存在着最佳的太阳直射辐射强度使得集热器获得最高的集热效率。
- (4) 槽式集热器模拟结果和试验数据之间的差异表明模型所用的整体传热系数和试验平台所采用的集热器的整体传热系数存在差异,可以通过更多的试验数据来修改公式,使模拟结果更加精确。
- (5) 碟式集热器模拟结果和试验数据之间的差异表明需要检查并加强碟式集热器的绝热措施。

8 总结与展望

8.1 总结

考虑到现有太阳能光热发电技术的优缺点,本文提出、组建并优化太阳能光热梯级发电技术系统,为大规模低成本高效率利用太阳能光热发电技术提供新的可行方案。本文的主要研究内容和相关贡献有如下几点:

- (1) 提出了有效的太阳能光热梯级发电的拓扑结构。通过分析太阳能光热发电系统中各部件的热力学特征及其运行参数,本文系统性地分析了太阳能光热梯级发电系统设计中的考虑因素,并针对这些因素进行了深入的分析。经过分析和排除,确定了两种有效的太阳能光热梯级发电的拓扑结构。这两种拓扑结构中,同时采用了多种型式的集热器和多种形式的热力循环,以实现能量的梯级收集和梯级利用。在一种拓扑结构中,同时选用朗肯循环和斯特林循环用于发电,利用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机,以回收利用斯特林循环放出的热量。在另一种拓扑结构中,采用多级有机工质朗肯循环的方式,顶部循环的凝结热被底部循环吸收用于发电。
- (2) 建立了太阳能光热发电系统中各部件的机理模型。本文详细介绍了太阳能光热发电系统中关键部件的详细建模过程,包括:槽式集热器、碟式集热器、斯特林机、蒸汽发生系统、朗肯循环子系统等的建模过程。各部件的机理模型是由经典理论所证实的或是经过合理简化假设并被大量试验数据所验证的。
针对槽式集热器,进行了整体换热系数沿焦线方向均匀一致的假设,通过对集热器的热力学分析,得到了计算集热器效率的简化方程,建立了槽式集热器的机理模型,并利用试验所得的数据对模型进行了验证。
针对碟式集热器,建立了碟式接收器的热网络模型,通过对模型各项热损失的分析计算,建立了碟式集热器的机理模型,并利用试验所得的数据对模型进行了验证。
针对斯特林机,基于合理的简化和假设,建立了考虑多种不可逆因素和热损失的模型,并经过对 GPU-3 型斯特林机的模拟,同经典斯特林机模型和试验数据进行了对比分析。
- (3) 开发了具有自主计算机知识产权的太阳能光热发电系统建模的开发软件,并创建了太阳能光热梯级集热发电系统的模型。太阳能光热发电系统建模开发软件

采用面向对象的方式,利用从底向上的设计方法,按照设备,子系统,全系统的顺序,利用部件的机理模型,组建太阳能光热发电系统。所建立的模型具有易于搭建,结构清晰,便于替换或改进部件等优点。

- (4) 针对斯特林机组的排布方式进行了优化工作。斯特林机组的排布方式对梯级系统的性能由很大的影响,为了研究并优化斯特林机组的排布方式,本文依据斯特林机的工作特性,提出了五种基本的斯特林机组排布方式,并对这五种排布方式进行了建模仿真分析。通过分析不同运行参数的影响,得出了串联连接的斯特林机组具有最佳性能和最佳健壮性的结论。
- (5) 针对蒸汽发生系统进行了优化工作。针对传统槽式太阳能电厂的蒸汽发生系统存在较大烟损的缺点,提出了新的分段加热系统。并通过系统建模仿真,对传统蒸汽发生系统和分段加热系统进行了对比分析。结果表明,分段加热系统可以有效降低蒸汽发生过程中的传热温差,进而减少传热过程中产生的烟损。
- (6) 针对太阳能光热梯级发电系统建立了对应的独立系统,并对二者进行了多种参数影响下的对比分析。本文提出了梯级系统的性能评估方法和对应独立系统的选取方案。建立了梯级系统及其对应独立系统的模型,进行了多种参数条件下的模拟分析。结果表明,在太阳直射辐射强度大于 700 W/m^2 及碟式集热器出口空气温度为 1073 K 时,所提出的梯级系统比独立系统的发电效率高 5.2%。
- (7) 搭建了太阳能光热发电平台,并进行了相关的试验工作。针对太阳辐射的不可控性、连续性及多变性,设计了特殊的试验工况,并分析了太阳辐射直射强度、传热流体流量、入口温度对集热器效率的影响,并利用试验结果对同本文提出的模型进行了验证分析。试验结果显示,在试验条件下,槽式集热器的集热效率在 60.1% 到 62.8% 之间,碟式集热器的集热效率在 39.7% 到 63.3% 之间。

8.2 创新点

本文主要有以下创新点:

- (1) 提出了同时采用多种型式的集热器和多种形式的热力循环的梯级系统。这样,不同工作特性的集热器和不同工作温度区间的热力循环可以有效地组合起来,进而克服传统太阳能光热发电系统中的缺点。这可能为大规模低成本高效率太阳能光热发电提供新的方向。
- (2) 提出的梯级系统中,采用了空气-水换热器来提高朗肯循环的主汽温度。这提供了一种新的方式来克服传统的以导热油为传热流体的槽式系统主汽温度受限于

导热油极限温度的缺陷。这为朗肯循环的发电效率提供了提升空间。

- (3) 提出的梯级系统中,采用朗肯循环的凝结液来冷却斯特林机,进而有效利用斯特林机放出的热量。通过回收这部分能量,可以有效提升梯级系统的整体发电效率。
- (4) 研究了不同排布方式对斯特林机组性能的影响。依据斯特林机特殊的工作特性,本文归纳出了五种基本的斯特林机组排布方式。并通过建模仿真分析,得出了串联连接是最佳排布方式的结论。
- (5) 提出了采用分段加热系统来降低蒸汽发生过程中的温差的方案。通过将太阳能场划分为三个片区的方式,分别调节预热区、蒸发区和过热区所对应的导热油的质量流量,进而有效降低传热过程的温差。同时,这也为在太阳能场中使用多种集热器技术提供了空间。

8.3 展望

本文做的研究只是在寻找大规模低成本高效率的光热发电技术方案的研究上做了一些初步的探索,还有很多问题尚待未来的研究工作继续展开:

- (1) 集热器串联连接方式需要进一步深入研究。尤其是第2.2.3节提到的应用于塔式太阳能技术的槽式集热器(或平板式加热器)加热给水的方案。该方案可以有效利用不同形式的集热器的工作特性,有效降低光热发电系统的单位成本。
- (2) 分阶段加热系统可以进行更加深入的研究。研究不同太阳能场片区采用不同种类的集热器给系统带来的收益。预热器对应的片区可以采用平板式集热器或菲列尔反射镜来降低低温区的集热成本。蒸发器对应的片区可以选用大量槽式集热器并联连接以提高导热油的流量,同时,该片区对温升的要求很低,所以不需要串联集热器。过热器对应的片区可以选用集热温度可以达到很高的熔融盐作为太阳能槽式集热器的传热介质。
- (3) 需要对梯级系统进行经济性分析。一种新的技术方案在应用之前一定要进行经济性分析,经济上可行是新方案大规模应用的必要条件。
- (4) 太阳能光热发电平台还需要进一步完善,为太阳能梯级示范系统的搭建做好准备工作。**ORC** 系统的汽轮机轴承需要及时更换,试验平台的操作界面及数据采集功能还有很大的优化空间。

致 谢

In 2004, I came to Huazhong University of Science and Technology as an undergraduate student. Now, I am over 30. The completion of the doctoral dissertation indicates that my student life here is coming to an end. Although I had discouraged days in the unforgivable life, when I staggering to leave the land that accomplished my grown up years, I am grateful for all the hardships and joys I have experienced. The full harvest of both academic and life will change my life journey.

You miss a place because you miss the people there. Special thanks for professor Huang Shuhong, I learned a lot during those years being with you. I have been deeply infected by your academic attitude, working spirit and personal charisma. Your unique academic insight and acute academic ideas always inspired me.

After he past away, I dreamed about my tutor several times, especially when I was depressed. Recalling your teachings and encouragements, I always re-establish my confidence to overcome the difficulties. Face to face learning is a collection of my memory. Professor's firm academic enthusiasm will continue to guide me.

Many thanks to the teachers who provide guidances and helps in these years. I offer my thanks to Professor Gao Wei, his elegant temperament and broad mind set up a good example for personal relationship and learning approaches. I would like to thank Associate Professor Zhang Yanping for urging me to study and write from time to time, paying close attention to the progress of the papers, and giving many timely wit directions. Special thanks for professor Inmaculada Arauzo, I am lucky enough to follow you to University of Zaragoza to open a new academic perspective. Your easy-going temper, warm attitude make my life in Spain warm and fulfilling. Your rigorous spirit and deep insight influenced me a lot. I also show my thanks to Teacher He and Yang, they concerned about me and helped me. The completion of my study comes with the generous guidance and encouragement of the teachers.

In the academic team, I was fortunate to meet Lv Fangming, Wang Jizhou. We learned a lot from each other and created precious memories. In the days with Rahul and Daniel, I improved my English communication ability and writing skills.

Finally, I thank my family for their understanding and support. I am grateful to my parents for their hard work and strong support. Thank you, my wife, after our daughter

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

Tongtong was born, you carried the burden of taking care of this little life. Thank you, Tongtong, your cleverness and cuteness are the flavors of my life and they always make me full of power.

Time to say goodbye. This will be a new starting point for my life. I will stay true to my mission, follow my heart, and manage a new life with gratitude and expectations.

Zhang Cheng

December 14, 2017

参考文献

- [1] International Energy Agency (2014). http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/TechnologyRoadmapSolarPhotovoltaicEnergy_2014edition.pdf. Accessed: 2017-05-04.
- [2] Price H, Lupfert E, Kearney D, et al. Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2002, 124(2):109–125.
- [3] Dudley V E, Kolb G J, Mahoney A R, et al. Test results: SEGS LS-2 solar collector. *Nasa Sti/recon Technical Report N*, 1994, 96(4):2506–2514.
- [4] Burkholder F, Kutscher C. Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. May, 2009.
- [5] Wang J, Wang J, Bi X, et al. Performance Simulation Comparison for Parabolic Trough Solar Collectors in China. *International Journal of Photoenergy*, 2016, 2016(18):1–16.
- [6] Zou B, Yang H, Yao Y, et al. A detailed study on the effects of sunshape and incident angle on the optical performance of parabolic trough solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126(Supplement C):81 – 91.
- [7] Lüpfurt E, Pottler K, Ulmer S, et al. Parabolic Trough Optical Performance Analysis Techniques. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2006, 129(2):147–152.
- [8] Xu C, Chen Z, Li M, et al. Research on the compensation of the end loss effect for parabolic trough solar collectors. *Applied Energy*, 2014, 115:128 – 139.
- [9] Huang W, Hu P, Chen Z. Performance simulation of a parabolic trough solar collector. *Solar Energy*, 2012, 86(2):746 – 755.
- [10] Padilla R V, Fontalvo A, Demirkaya G, et al. Exergy analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 67(1-2):579 – 586.
- [11] Padilla R V, Demirkaya G, Goswami D Y, et al. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*, 2011, 88(12):5097 – 5110.
- [12] Guo J, Huai X, Liu Z. Performance investigation of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 95:357 – 364.
- [13] Behar O, Khellaf A, Mohammedi K. A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES). *Energy Conversion and Management*, 2015, 106(Supplement C):268 – 281.
- [14] Hachicha A, Rodriguez I, Capdevila R, et al. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Applied Energy*, 2013, 111:581 – 592.
- [15] Guo J, Huai X. Multi-parameter optimization design of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 98:73 – 79.
- [16] Boukelia T, Arslan O, Mecibah M. ANN-based optimization of a parabolic trough solar thermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107:1210 – 1218.

- [17] Liu Q, Yang M, Lei J, et al. Modeling and optimizing parabolic trough solar collector systems using the least squares support vector machine method. *Solar Energy*, 2012, 86(7):1973 – 1980.
- [18] Lobon D H, Valenzuela L, Baglietto E. Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. *Energy Conversion and Management*, 2014, 78:393 – 404.
- [19] Mohamad A, Orfi J, Alansary H. Heat losses from parabolic trough solar collectors. *International Journal of Energy Research*, 2014, 38(1):20–28.
- [20] Guo S, Liu D, Chu Y, et al. Real-time dynamic analysis for complete loop of direct steam generation solar trough collector. *Energy Conversion and Management*, 2016, 126:573 – 580.
- [21] Ashouri M, Vandani A M K, Mehrpooya M, et al. Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. *Energy Conversion and Management*, 2015, 105:1328 – 1339.
- [22] Bader R, Pedretti A, Barbato M, et al. An air-based corrugated cavity-receiver for solar parabolic trough concentrators. *Applied Energy*, 2015, 138:337 – 345.
- [23] Good P, Ambrosetti G, Pedretti A, et al. An array of coiled absorber tubes for solar trough concentrators operating with air at 600°C and above. *Solar Energy*, 2015, 111:378 – 395.
- [24] Kaloudis E, Papanicolaou E, Belessiotis V. Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model. *Renewable Energy*, 2016, 97:218 – 229.
- [25] Al-Sulaiman F A, Hamdullahpur F, Dincer I. Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. *Renewable Energy*, 2012, 48:161 – 172.
- [26] Tan Y, Zhao L, Bao J, et al. Experimental investigation on heat loss of semi-spherical cavity receiver. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87(Supplement C):576 – 583.
- [27] Chaudhary A, Kumar A, Yadav A. Experimental investigation of a solar cooker based on parabolic dish collector with phase change thermal storage unit in Indian climatic conditions. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2013, 5(2):023107.
- [28] Mawire A, Taole S H. Experimental energy and exergy performance of a solar receiver for a domestic parabolic dish concentrator for teaching purposes. *Energy for Sustainable Development*, 2014, 19:162 – 169.
- [29] Zhu J, Wang K, Wu H, et al. Experimental investigation on the energy and exergy performance of a coiled tube solar receiver. *Applied Energy*, 2015, 156:519 – 527.
- [30] Skouri S, Bouadila S, Salah M B, et al. Comparative study of different means of concentrated solar flux measurement of solar parabolic dish. *Energy Conversion and Management*, 2013, 76:1043 – 1052.
- [31] Thirunavukkarasu V, Sornanathan M, Cheralathan M. An experimental study on energy and exergy performance of a cavity receiver for solar parabolic dish concentrator. *International Journal of Exergy*, 2017, 23(2):129.
- [32] Pavlovic S, Bellos E, Roux W G L, et al. Experimental investigation and parametric analysis of a solar thermal dish collector with spiral absorber. *Applied Thermal Engineering*, 2017,

- 121(Supplement C):126 – 135.
- [33] Lovegrove K, Burgess G, Pye J. A new 500m² paraboloidal dish solar concentrator. *Solar Energy*, 2011, 85(4):620 – 626. SolarPACES 2009.
 - [34] Berumen C R, Benítez R R, Mendoza J L, et al. Design and Construction of a Parabolic Dish in Mexico. in: *Proceedings of ASME 2004 International Solar Energy Conference*, 2004, 653-657.
 - [35] PAVLOVIĆ S R, STEFANOVIĆ V P, SULJKOVIĆ S H. OPTICAL MODELING OF A SOLAR DISH THERMAL CONCENTRATOR BASED ON SQUARE FLAT FACETS. *Thermal Science*, 2014, 18(3):989 – 998.
 - [36] Hijazi H, Mokhiamar O, Elsamni O. Mechanical design of a low cost parabolic solar dish concentrator. *Alexandria Engineering Journal*, 2016, 55(1):1 – 11.
 - [37] Ma H, Jin G, Xing Z, et al. Optical Design of a Solar Dish Concentrator Based on Triangular Membrane Facets. *International Journal of Photoenergy*, 2012, 2012(2012):3109–3109.
 - [38] Schertz P T, Brown D C, Konnerth I. Facet development for a faceted stretched-membrane dish by Solar Kinetics, Inc. *Parabolic Dish Collectors*, 1991, 91.
 - [39] Shuai Y, Xia X, Tan H. Numerical simulation and experiment research of radiation performance in a dish solar collector system. *Frontiers of Energy & Power Engineering in China*, 2010, 4(4):488–495.
 - [40] Qianjun M, Ming X, Yong S, et al. Study on solar photo-thermal conversion efficiency of a solar parabolic dish system. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 2014, 33(4):1438–1444.
 - [41] Li Z, Tang D, Du J, et al. Study on the radiation flux and temperature distributions of the concentrator-receiver system in a solar dish/Stirling power facility. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(10):1780 – 1789.
 - [42] Wang W, Laumert B. Effect of cavity surface material on the concentrated solar flux distribution for an impinging receiver. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2017, 161(Supplement C):177 – 182.
 - [43] Blázquez R, Carballo J, Silva M. Optical design and optimization of parabolic dish solar concentrator with a cavity hybrid receiver. *AIP Conference Proceedings*, 2016, 1734(1).
 - [44] Reddy K, Vikram T S, Veershetty G. Combined heat loss analysis of solar parabolic dish – modified cavity receiver for superheated steam generation. *Solar Energy*, 2015, 121:78 – 93. {ISES} Solar World Congress 2013 (SWC2013) Special Issue.
 - [45] Reddy K, Kumar K R, Ajay C. Experimental investigation of porous disc enhanced receiver for solar parabolic trough collector. *Renewable Energy*, 2015, 77(Supplement C):308 – 319.
 - [46] Vikram T S, Reddy K. Investigation of convective and radiative heat losses from modified cavity based solar dish steam generator using {ANN}. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 87:19 – 30.
 - [47] Patil P N, Khandekar M A, Patil S N. Automatic dual-axis solar tracking system for parabolic dish. in: *Proceedings of 2016 2nd International Conference on Advances in Electrical, Electronics, Information, Communication and Bio-Informatics (AEEICB)*, Feb, 2016, 699-703.

- [48] Raturi M P, Deolal M H, Grover J, et al. Parabolic Dish Type Solar Cooking System with Gravity Based Solar Tracking System. 2014, 11(3):34–36.
- [49] Kuang J, Zhang W. Design and Implementation of Tracking System for Dish Solar Thermal Energy Based on Embedded System. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012, pages 31–38.
- [50] Jin X, Xu G, Zhou R, et al. A Sun Tracking System Design for a Large Dish Solar Concentrator. International Journal of Clean Coal & Energy, 2013, 02(2):16–20.
- [51] Shanmugam S, Christraj W. The Tracking of the Sun for Solar Paraboloidal Dish Concentrators. Journal of Solar Energy Engineering, 2005, 127(1):156–160.
- [52] Alexopoulos S, Hoffschmidt B. Advances in solar tower technology. Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment, 2017, 6(1):e217–n/a. E217.
- [53] Montes M, Abánades A, Martínez-Val J. Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. Solar Energy, 2009, 83(5):679 – 689.
- [54] Feldhoff J F, Schmitz K, Eck M, et al. Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage. Solar Energy, 2012, 86(1):520 – 530.
- [55] Steinmann W D, Eck M. Buffer storage for direct steam generation. Solar Energy, 2006, 80(10):1277 – 1282. Solar Power and Chemical Energy Systems (SolarPACES’04).
- [56] Yu Q, Wang Z, Zhu L. Analysis and improvement of the cavity structure of steam receiver of 1MWe solar tower power plant. in: Proceedings of Solarpaces: International Conference on Concentrating Solar Power & Chemical Energy Systems, 2017, 164-174.
- [57] González-Roubaud E, Pérez-Osorio D, Prieto C. Review of commercial thermal energy storage in concentrated solar power plants: Steam vs. molten salts. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 80(Supplement C):133 – 148.
- [58] Toro C, Rocco M V, Colombo E. Exergy and Thermo-economic Analyses of Central Receiver Concentrated Solar Plants Using Air as Heat Transfer Fluid. Energies, 2016, 9(11).
- [59] Roldán M I, Fernándezreche J. CFD analysis of supercritical CO₂ used as HTF in a solar tower receiver. in: Proceedings of Solarpaces: International Conference on Concentrating Solar Power & Chemical Energy Systems, 2016, 2293-2305.
- [60] Joshi A, Wang C, Akinjiola O, et al. Transient analysis of a molten salt central receiver (MSCR) in a solar power plant. 2016, 1734(1):578–592.
- [61] Thalange V C, Dalvi V H, Mahajani S M, et al. Design, optimization and optical performance study of tripod heliostat for solar power tower plant. Energy, 2017, 135(Supplement C):610 – 624.
- [62] Besarati S M, Yogi Goswami D. A computationally efficient method for the design of the heliostat field for solar power tower plant. Renewable Energy, 2014, 69:226–232.
- [63] Sassi G. Some notes on shadow and blockage effects. Solar Energy, 1983, 31(3):331 – 333.
- [64] Wei X, Lu Z, Wang Z, et al. A new method for the design of the heliostat field layout for solar tower power plant. Renewable Energy, 2010, 35(9):1970–1975.

- [65] Kim J, Kim J S, Stein W. Simplified heat loss model for central tower solar receiver. *Solar Energy*, 2015, 116:314 – 322.
- [66] Lara-Cerecedo L O, Moreno-Cruz I, Pitalúa-Díaz N, et al. Modeling of Drift Effects on Solar Tower Concentrated Flux Distributions. *International Journal of Photoenergy*, 2016, 2016:1–9.
- [67] Franchini G, Perdichizzi A, Ravelli S, et al. A comparative study between parabolic trough and solar tower technologies in Solar Rankine Cycle and Integrated Solar Combined Cycle plants. *Solar Energy*, 2013, 98, Part C:302 – 314.
- [68] Xu E, Yu Q, Wang Z, et al. Modeling and simulation of 1 MW DAHAN solar thermal power tower plant. *Renewable Energy*, 2011, 36(2):848–857.
- [69] Xu E, Wang Z, Wei G, et al. Dynamic simulation of thermal energy storage system of Badaling 1 MW solar power tower plant. *Renewable Energy*, 2012, 39(1):455–462.
- [70] Benammar S, Khellaf A, Mohammedi K. Contribution to the modeling and simulation of solar power tower plants using energy analysis. *Energy Conversion and Management*, 2014, 78(Supplement C):923 – 930.
- [71] Suzuki A. Cascade connection of solar collectors for effective energy gain. *Journal of Solar Energy Engineering Transactions of the Asme*, 1986, 108(3):172–177.
- [72] Kribus A, Doron P, Rubin R, et al. A Multistage Solar Receiver:: The Route To High Temperature. *Solar Energy*, 1999, 67(1–3):3 – 11.
- [73] Gordon J M, Saltiel C. Analysis and Optimization of a Multi-Stage Solar Collector System. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1986, 108(3):192–198.
- [74] Oshida I, Suzuki A. Optical Cascade Heat-Collection for Effective Solar Energy Gain. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1987, 109(4):298–302.
- [75] Desai N B, Bandyopadhyay S. Integration of parabolic trough and linear Fresnel collectors for optimum design of concentrating solar thermal power plant. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 2015, 17(7):1945–1961.
- [76] Coco-Enríquez L, Muñoz-Antón J, Martínez-Val J. Integration between direct steam generation in linear solar collectors and supercritical carbon dioxide Brayton power cycles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, 40(44):15284 – 15300. The 4th International Conference on Nuclear and Renewable Energy Resources (NURER2014), 26-29 October 2014, Antalya, Turkey.
- [77] Li Y, Yang Y. Thermodynamic analysis of a novel integrated solar combined cycle. *Applied Energy*, 2014, 122:133 – 142.
- [78] Gülen S C. Second Law Analysis of Integrated Solar Combined Cycle Power Plants. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(5):51701.
- [79] Shaaban S. Analysis of an integrated solar combined cycle with steam and organic Rankine cycles as bottoming cycles. *Energy Conversion and Management*, 2016, 126:1003–1012.
- [80] Alqahtani B J, Patiño-Echeverri D. Integrated Solar Combined Cycle Power Plants: Paving the way for thermal solar. *Applied Energy*, 2016, 169:927 – 936.
- [81] Manente G. High performance integrated solar combined cycles with minimum modifications to the combined cycle power plant design. *Energy Conversion and Management*, 2016, 111:186

– 197.

- [82] Turchi C S, Ma Z. Co-located gas turbine/solar thermal hybrid designs for power production. *Renewable Energy*, 2014, 64:172 – 179.
- [83] Mukhopadhyay S, Ghosh S. Solar tower combined cycle plant with thermal storage: energy and exergy analyses. *Advances in Energy Research*, 2016, 4(1):29–45.
- [84] Li J, Li P, Pei G, et al. Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander. *Applied Energy*, 2016, 165:627–638.
- [85] Al-Sulaiman F A. Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management*, 2014, 77:441 – 449.
- [86] Dunham M T, Lipiński W. Thermodynamic Analyses of Single Brayton and Combined Brayton–Rankine Cycles for Distributed Solar Thermal Power Generation. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2013, 135(3):031008–031008–8.
- [87] Bahrami M, Hamidi A A, Porkhial S. Investigation of the effect of organic working fluids on thermodynamic performance of combined cycle Stirling-ORC. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 2013, 4(1):12.
- [88] Thierry D M, Flores-Tlacuahuac A, Grossmann I E. Simultaneous optimal design of multi-stage organic Rankine cycles and working fluid mixtures for low-temperature heat sources. *Computers & Chemical Engineering*, 2016, 89:106 – 126.
- [89] Bahari S S, Sameti M, Ahmadi M H, et al. Optimisation of a combined Stirling cycle–organic Rankine cycle using a genetic algorithm. *International Journal of Ambient Energy*, 2016, 37(4):398–402.
- [90] Abbin J, Leuenberger W. Program CYCLE: a Rankine cycle analysis routine. [For solar-thermal electricity production for Sandia's Solar Community study]. Oct, 1977.
- [91] Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 24:325 – 342.
- [92] Bilgen E, Rheault J. Solar chimney power plants for high latitudes. *Solar Energy*, 2005, 79(5):449 – 458.
- [93] Good P, Ambrosetti G, Pedretti A, et al. A 1.2MWth solar parabolic trough system based on air as heat transfer fluid at 500 °C — Engineering design, modelling, construction, and testing. *Solar Energy*, 2016, 139(Supplement C):398 – 411.
- [94] Giglio A, Lanzini A, Leone P, et al. Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 74:453–473.
- [95] Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, et al. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(7):1695 – 1721.
- [96] Khenissi A, Krüger D, Hirsch T, et al. Return of Experience on Transient Behavior at the DSG Solar Thermal Power Plant in Kanchanaburi, Thailand. *Energy Procedia*, 2015, 69:1603 – 1612. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, SolarPACES 2014.

- [97] Romero-Alvarez M, Zarza E. Concentrating solar thermal power. Efficiency and Renewable Energy, 2007.
- [98] Adkins D R. Control strategies and hardware used in solar thermal applications. Nasa Sti/recon Technical Report N, 1987, 88.
- [99] Coronel P, Sandeep K. Heat transfer coefficient in helical heat exchangers under turbulent flow conditions. International Journal of Food Engineering, 2008, 4(1).
- [100] Serth R W. Process heat transfer principles and applications. Amsterdam; London: Elsevier Academic Press, 2007.
- [101] Churchill S W, Bernstein M. A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow. Journal of Heat Transfer, 1977, 99(2):300–306.
- [102] Ma R Y. Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector. Sandia National Laboratory, 1993, SAND92-7293(September).
- [103] Wu S Y, Xiao L, Cao Y, et al. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. Solar Energy, 2010, 84(8):1342 – 1355.
- [104] Leibfried U, Ortjohann J. Convective Heat Loss from Upward and Downward-Facing Cavity Solar Receivers: Measurements and Calculations. Journal of Solar Energy Engineering, 1995, 117(2):75–84.
- [105] Koenig A, Marvin M. Convection heat loss sensitivity in open cavity solar receivers. Technical report, Department of Energy, USA, 1981.
- [106] Stine W B, Diver R B. A compendium of solar dish/Stirling technology. Technical report, DTIC Document, 1994.
- [107] Formosa F, Despesse G. Analytical model for Stirling cycle machine design. Energy Conversion and Management, 2010, 51(10):1855–1863.
- [108] Juhasz A. A mass computation model for lightweight brayton cycle regenerator heat exchangers. in: Proceedings of 8th Annual International Energy Conversion Engineering Conference, 2010.
- [109] Duan C, Wang X, Shu S, et al. Thermodynamic design of Stirling engine using multi-objective particle swarm optimization algorithm. Energy Conversion & Management, 2014, 84:88–96.
- [110] Babaeehi M, Sayyaadi H. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. Applied Energy, 2015, 141:143 – 159.
- [111] Urieli I, Berchowitz D M. Stirling cycle engine analysis. Bristol: A. Hilger, 1984.
- [112] Heywood, JohnB. Internal combustion engine fundamentals. Amsterdam; London: McGraw-Hill, 1988.
- [113] Strauss J M, Dobson R T. Evaluation of a second order simulation for Sterling engine design and optimisation. Journal of Energy in Southern Africa, 2010, 21(2):17–29.
- [114] Timoumi Y, Tlili I, Nasrallah S B. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. Energy, 2008, 33(7):1100 – 1114.
- [115] MARTINI W R. Stirling engine design manual, 2nd edition. Technical report, Martini Engineering, Richland, WA (USA), 1983.

- [116] Hosseinzade H, Sayyaadi H, Babaelahi M. A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics. *Energy Conversion and Management*, 2015, 90:395 – 408.
- [117] Hooshang M, Moghadam R A, AlizadehNia S. Dynamic response simulation and experiment for gamma-type Stirling engine. *Renewable Energy*, 2016, 86:192 – 205.
- [118] Der Minassians A. Stirling Engines for Low-temperature Solar-thermal-electric Power Generation: [PhD Dissertation]. Berkeley: EECS Department, University of California, Berkeley, December 20, 2007.
- [119] Cavazzuti M. Optimization Methods: From Theory to Design Scientific and Technological Aspects in Mechanics. Berlin Heidelberg: Springer, 2012.
- [120] Fraser P, Klein P S a. Stirling Dish System Performance Prediction Model. *Mechanical Engineering*, 2008, Master of:203.

附录 A Heat transfer under constant temperature

Assuming U, T_c, \dot{m}, c_p to be constant, for given T_i ,

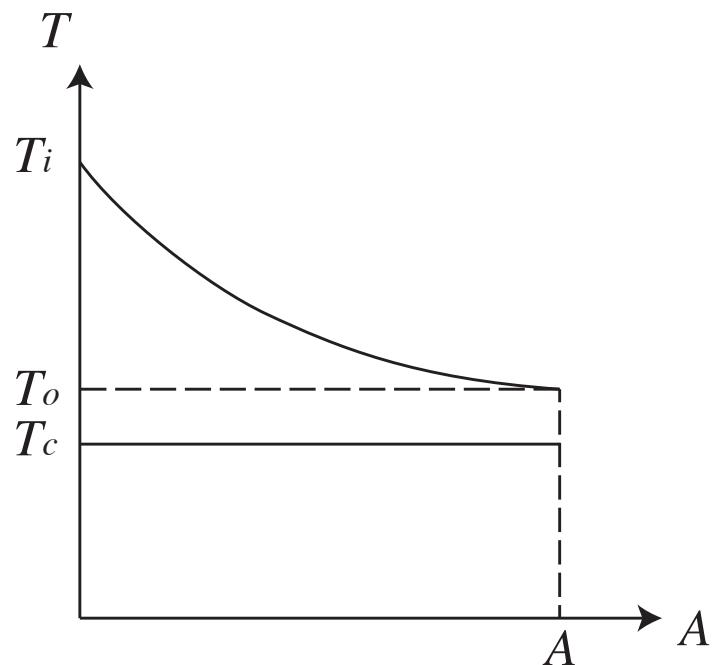


图 1-1 Diagram of heat transfer under constant temperature

For $A(x) = Px$, x from 0 to L , while $T(x)$ from T_i to T_o ,

$$\dot{m}c_p dT(x) = (T_c - T(x))UPdx \quad (\text{A.1})$$

so

$$\frac{dT(x)}{dx} = -\frac{UP}{\dot{m}c_p}(T(x) - T_c) \quad (\text{A.2})$$

$$T_g(x) = T_p(x) + T_h(x) \quad (\text{A.3})$$

where $T_g(x)$ is the general solution, $T_p(x)$ is the particular solution, $T_h(x)$ is the homogeneous solution.

$$-\frac{UP}{\dot{m}c_p}(T_p(x) - T_c) = 0 \quad (\text{A.4})$$

$$T_p(x) = T_c \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{dT_h(x)}{dx} = -\frac{UP}{\dot{m}c_p}T_h(x) \quad (\text{A.6})$$

$$\int_{T_h(x)=T_h(0)}^{T_h(x)=T_h(L)} \frac{dT_h(x)}{T_h(x)} = - \int_{x=0}^{x=L} \frac{UP}{\dot{m}c_p} dx \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{T_h(L)}{T_h(0)} = \exp\left(-\frac{UPL}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.8})$$

that is

$$\frac{T_g(L) - T_p(L)}{T_g(0) - T_p(0)} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{T_o - T_c}{T_i - T_c} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{A.10})$$

附录 B Thermal gradient under constant heat flux

Assuming $U, T_c, \dot{m}, c_p, q''$ to be constant, for given T_i ,

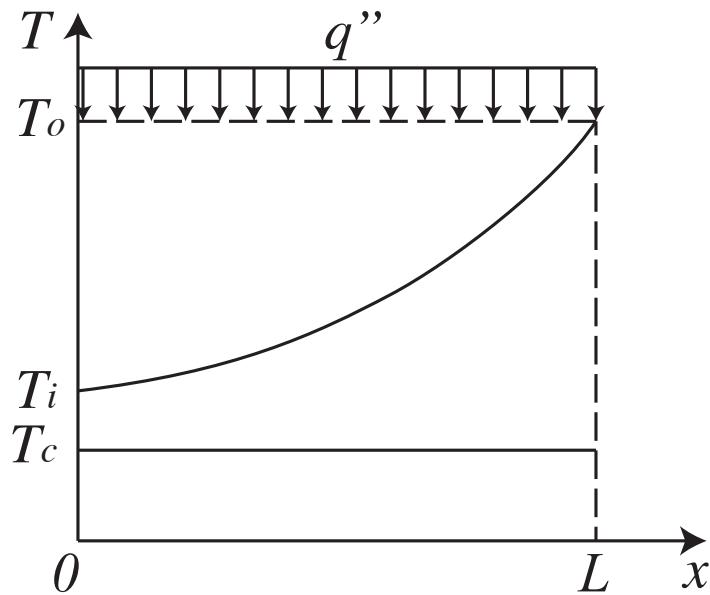


图 2-1 Diagram of heat transfer with one constant temperature heat source and constant heat flux

For $A(x) = Px$, x from 0 to L , while $T(x)$ from T_i to T_o ,

$$\dot{m}c_p dT(x) = (T_c - T(x))UPdx + q''Pdx \quad (\text{B.1})$$

so

$$\frac{dT(x)}{dx} = -\frac{UP}{\dot{m}c_p}T(x) + \frac{q''P + UPT_c}{\dot{m}c_p} \quad (\text{B.2})$$

$$T_g(x) = T_p(x) + T_h(x) \quad (\text{B.3})$$

where $T_g(x)$ is the general solution, $T_p(x)$ is the particular solution, $T_h(x)$ is the homogeneous solution.

$$-\frac{UP}{\dot{m}c_p}T_p(x) + \frac{q''P + UPT_c}{\dot{m}c_p} = 0 \quad (\text{B.4})$$

$$T_p(x) = T_c + \frac{q''}{U} \quad (\text{B.5})$$

$$\frac{dT_h(x)}{dx} = -\frac{UP}{\dot{m}c_p}T_h(x) \quad (\text{B.6})$$

the same as Equation (A.6), so we have

$$\frac{T_g(L) - T_p(L)}{T_g(0) - T_p(0)} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{B.7})$$

$$\frac{T_o - T_c - \frac{q''}{U}}{T_i - T_c - \frac{q''}{U}} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (\text{B.8})$$

附录 C MATLAB code of class Stream

```

1 classdef Stream < handle
2 %Stream This class describes a fluid stream that has inherent
3 %properties and dependent properties
4
5 properties
6     fluid;    % Fluid type
7     dot_m;    % Mass flow rate, kg/s
8     T;        % Temperature, K
9     p;        % Pressure, Pa
10    x;        % Quality, [0, 1] for two phase stream; NaN for single
11        % phase stream
12 end
13 properties(Dependent)
14     h;        % Mass specific enthalpy, J.kg
15     s;        % Mass specific entropy, J/kg-K
16     cp;       % Specific heat under constant pressure, J/kg-K
17 end
18
19 methods
20     function obj = Stream
21         obj.T = Temperature;
22         obj.dot_m = Massflow;
23         obj.p = Pressure;
24     end
25     function flowTo(obj, st)
26         st.fluid = obj.fluid;
27         st.dot_m = obj.dot_m;
28     end
29     function st2 = mix(obj, st1)
30         % Get the properties of a stream mixed by two streams
31         % The two streams must have the same fluid type and pressure
32         if obj.fluid == st1.fluid
33             if obj.p.v == st1.p.v
34                 obj.p = st1.p;
35                 st2.fluid = obj.fluid;
36                 st2.p = obj.p;
37                 st2.dot_m.v = obj.dot_m.v + st1.dot_m.v;
38                 h = (obj.dot_m.v .* obj.h + st1.dot_m.v .* st1.h)...
39                     ./ (obj.dot_m.v + st1.dot_m.v);
40                 st2.T.v = CoolProp.PropsSI('T', 'H', h, 'P', st2.p.v);
41             else
42                 error('The two streams have different pressures!');
43             end
44         else

```

```

45         error('The two streams have different fluid types!');
46     end
47 end
48 function convergeTo(obj, st, y)
49     % Get another stream converged (or diverged)
50     % from the original stream state.
51     % If y < 1, the original stream is diverged
52     % If y > 1, the original stream is converged
53     st.fluid = obj.fluid;
54     st.T = obj.T;
55     st.p = obj.p;
56     st.x = obj.x;
57     st.dot_m.v = obj.dot_m.v .* y;
58 end
59 end
60 methods
61     % The dependent properties can be obtained from the inherent
62     % properties
63     % If x is NaN, then the dependent properties are determined
64     % by T and P; otherwise, they are determined by P and x
65     function value = get.h(obj)
66         if isempty(obj.x)
67             value = CoolProp.PropsSI('H', 'T', obj.T.v, ...
68                                     'P', obj.p.v, obj.fluid);
69         else
70             value = CoolProp.PropsSI('H', 'P', obj.p.v, 'Q', ...
71                                     obj.x, obj.fluid);
72         end
73     end
74     function value = get.s(obj)
75         if isempty(obj.x)
76             value = CoolProp.PropsSI('S', 'T', obj.T.v, ...
77                                     'P', obj.p.v, obj.fluid);
78         else
79             value = CoolProp.PropsSI('S', 'P', obj.p.v, 'Q', ...
80                                     obj.x, obj.fluid);
81         end
82     end
83     function value = get.cp(obj)
84         if isempty(obj.x)
85             value = CoolProp.PropsSI('C', 'T', obj.T.v, ...
86                                     'P', obj.p.v, obj.fluid);
87         else
88             value = inf;
89         end
90     end
91 end
92 end

```

附录D 攻读学位期间发表的学术论文

- [1] Cheng Zhang, Yanping Zhang, Inmaculada Arauzo, Wei Gao, Chongzhe Zou. Cascade system using both trough system and dish system for power generation. *Energy Conversion and Management*. 2017.06.15;142:494–503.
- [2] Cheng Zhang, Yanping Zhang, Xiaolin Lei, Wei Gao. Design and Comparison of Solar Thermal Oilfield Steam Production System Plans. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2017.01.08;139;004502-4.
- [3] Cheng Zhang, Kun Wang, Jizhou Wang, Shuhong Huang. FEA simulation on the alignment of the shafts of three-fulcrum turbine. *International Conference on Power Engineering*. 2013.
- [4] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang, Shuhong Huang, Weicheng Shu. Design and Optimization of a High-temperature Cavity Receiver for a Solar Energy Cascade Utilization System. *Renewable Energy*. 2017.04.01:103; 478-89.
- [5] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Huayi Feng, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang, Wei Gao. “Effects of Geometrical Parameters on Thermal Performance for a Cylindrical Solar Receiver Using 3D numerical Model.” *Energy Conversion and Management*, 2017.10.1: 126-17.
- [6] Chongzhe Zou, Yanping Zhang, Quentin Falcoz, Pierre Neveu, Cheng Zhang. Thermal modeling of a pressurized air cavity receiver for solar dish Stirling system, Solarpaces: International Conference on Concentrating Solar Power & Chemical Energy Systems. AIP Publishing LLC, 2017:1884-1892.
- [7] A solar thermal cascade system, No. 201610806296.5
- [8] A flow control method used in a multistage heating system, No. 201610805604.2