

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

太阳能梯级集热发电系统优化设计及
其建模研究

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 optimization and
modeling research

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,进而开发了太阳能光热发电设计软件。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列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列方式,发现串联连接是最佳的排列方式,斯特林机组具有最佳健壮性和最大的发电效率。

提出了分段加热系统,有效降低了蒸汽发生系统中的熵损。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,换热过程有较大的熵损。本文提出分段加热的方法,通过改变各段加热流体的流量,减小换热温差,降低换热过程的熵损,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性能评估指标及其与传统型式太阳能光热发电独立系统的对比方法。经过建模仿真分析发现,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。

建立了太阳能光热发电实验平台,并开展了相关的实验工作。在相关实验条件下,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。实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 arrangement for the best robustness and maximum efficiency of the Stirling engines.

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. After modeling and simulation of the systems, 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	X
表格索引	XII
1 发电系统建模理论研究	1
1.1 发电系统部件建模	1
1.2 朗肯循环发电子系统建模	17
1.3 蒸汽发生系统建模	22
1.4 梯级系统建模	24
1.5 本章小结	26
2 斯特林机组排列方式优化研究	27
2.1 斯特林机组的排列方式	27
2.2 斯特林机组的建模	28
2.3 结果分析	32
2.4 本章小结	36
3 太阳能梯级发电实验台的建设及实验研究	37
3.1 实验台简介	37
3.2 实验	43
3.3 结果分析	47
3.4 本章小结	54
附录 A 流体与定温热源的传热计算公式	56
附录 B 等热流密度下的流体与定温热源的传热计算公式	58
附录 C 类 Stream 的 MATLAB 源代码	60
附录 D 攻读学位期间的主要成果和奖励	62

术语表

$\overline{d_{cav}}$	腔体有效直径, m
A	面积, m^2
c_p	定压比热容, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
c_r	螺旋管的螺旋因子
c_v	定容比热容, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
d	直径, m
e	回热率
J	置换器与圆柱体内壁之间的缝隙大小, m
K	容积因子
k	热容比 (c_p/c_v); 导热率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
l	深度, m
m_{se}	单台斯特林机中的工质的质量, kg
n_g	单台斯特林机中的工质的物质的量, mol
n_{se}	斯特林机组中斯特林的数目
Nu	努塞尓数
P	功率, W
p	压力, Pa
p_e	汽轮机抽汽压力, Pa
Pr	普朗特数

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

Q	吸热量, W
q''	热流密度, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
R	气体常数, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Re	雷诺数
s_{se}	斯特林机转速, Hz
T_H	热量温度, K
T_L	冷腔温度, K
T_R	有效回热温度, K
T_w	壁温, K
U	整体换热系数, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
V_C	压缩体积, m^3
V_D	死区容积, m^3
V_E	膨胀体积, m^3
V_{DC}	冷头死区容积, m^3
V_{DH}	热头死区容积, m^3
V_{DR}	回热器死区容积, m^3
W	输出功, J
x	干度
y	汽轮机的抽汽率
Z	置换器的往复长度, m
希腊字母	
δ	厚度, m

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

ϵ	发射率
$\eta_{shading}$	遮挡因子
γ	拦截因子; 压缩比
γ_H	过程 12 的容积率
γ_L	过程 34 的容积率
λ	导热率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
μ	动力粘度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
ρ	反射率
θ_{dc}	碟式集热器开口角度 (0° 表示水平, 90° 表示竖直向下)

下标

c	冷却流体; 逆流
cd	凝汽器
cw	冷却器壁面
dr	碟式接收器
h	加热流体; 齐次解
hw	加热器壁面
i	入口
$insu$	绝热层
o	出口
pu	泵
r	回热器
th	理论值

华 中 科 技 大 学 博 士 学 位 论 文

- w 管壁
1 空气
2 水
3 导热油

插图索引

图 1-1	槽式集热器结构示意图	2
图 1-2	吸热管的传热分析示意图	3
图 1-3	碟式接收器的结构示意图	5
图 1-4	碟式接收器的热网络模型	6
图 1-5	斯特林循环的 $T-s$ 图	9
图 1-6	用于分析水工质朗肯循环的梯级系统结构图	18
图 1-7	水循环的 $T-s$ 图及过程 2a-2c-2b 的 $h-s$ 图	19
图 1-8	朗肯循环的 $T-s$ 图	20
图 1-9	具有回热器的 ORC 系统结构示意图	21
图 1-10	用于分析蒸汽发生系统的梯级系统结构图	22
图 1-11	蒸汽生产过程的 $T-Q$ 曲线图	23
图 1-12	太阳能光热发电设计系统结构图	25
图 2-1	斯特林机组的八种基本连接方式	28
图 2-2	斯特林机组的五种基本连接方式	29
图 2-3	一种斯特林机组连接方式的例子	29
图 2-4	斯特林机组模型的性能分析流程图	31
图 2-5	入口温度 $T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	33
图 2-6	热流体热容量 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	34
图 2-7	冷流体热容量 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响	34
图 2-8	运行的斯特林机的数目 n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响	35
图 3-1	太阳能光热发电实验台的结构示意图	38
图 3-2	实验台的槽式集热器	39
图 3-3	实验台的碟式集热器	40
图 3-4	ORC 系统结构示意图	42
图 3-5	ORC 系统实物图	42
图 3-6	ORC 系统控制柜的操作界面	43
图 3-7	法向直射辐射强度 I_r 对槽式集热器效率的影响	48

图 3-8	导热油流量对槽式集热器效率的影响	49
图 3-9	入口油温对槽式集热器效率的影响	50
图 3-10	法向直射辐射强度 I_r 对碟式集热器效率的影响	52
图 3-11	法向直射辐射强度 I_r 与碟式集热器集热效率之间的模拟结果曲线图	52
图 3-12	空气流量对碟式集热器效率的影响	54
图 3-13	空气的入口温度对碟式集热器效率的影响	55
图 1-1	流体与定温热源的传热示意图	56
图 2-1	等热流密度下的流体与定温热源的传热示意图	58

表格索引

表 1.1	碟式集热器的主要参数	5
表 1.2	GPU-3 型斯特林机的设计参数 ^[? ?]	14
表 1.3	模型及实验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	15
表 1.4	模型及实验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)	16
表 2.1	斯特林机组模型中选用的参数	30
表 2.2	给定参数条件下不同排列方式的斯特林机组的性能	32
表 3.1	碟式集热器的重要参数列表	41
表 3.2	太阳能槽式系统的设计工况	44
表 3.3	太阳能碟式系统的设计工况	47
表 3.4	槽式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的实验结果	48
表 3.5	槽式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的实验结果	49
表 3.6	槽式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的实验结果	50
表 3.7	碟式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的实验结果	51
表 3.8	碟式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的实验结果	53
表 3.9	碟式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的实验结果	54

1 发电系统建模理论研究

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创建了系统的模型。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封装性、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。

1.1 发电系统部件建模

1.1.1 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, 它主要包含以下几项^[?]:

- 遮挡损失
- 跟踪损失
- 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^[?]通过实验研究给出了槽式集热器的余弦损失计算公式:

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (1.1)$$

图1-1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被反射到接收器上。这一部分辐射量的多少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。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。

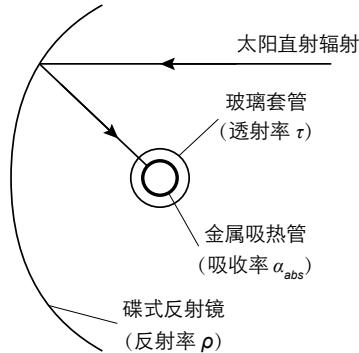


图 1-1 槽式集热器结构示意图

穿透玻璃管到达吸热器的能量可以表示为

$$P = I_r w_{tc} L_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta) \quad (1.2)$$

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'' 。

$$q'' = \frac{P}{\pi d_o L_{tc}} = \frac{I_r w_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta)}{\pi d_o} \quad (1.3)$$

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, 可以将环境看作定温热源, 这样就可以利用附录B中的传热计算公式计算吸收管对环境的散热。吸收管的传热分析示意图如图1-2所示。

$$\frac{T_o - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}}{T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}} = \exp\left(-\frac{U(T_{abs})\pi d_o L_{tc}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (1.4)$$

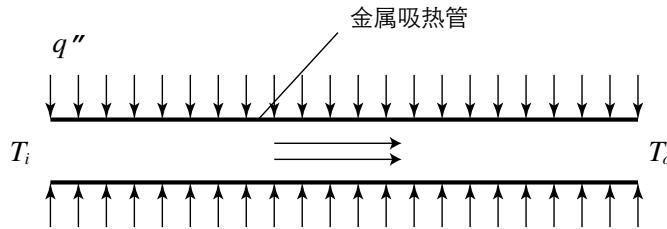


图 1-2 吸热管的传热分析示意图

由于管道中的努塞尓数 Nu 非常大(大约为 1×10^4), 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^[2]:

$$U(T_{abs}) = 0.687257 + 0.001941(T_{abs} - T_{amb}) + 0.000026(T_{abs} - T_{amb})^2 \quad (1.5)$$

达到所需加热效果的槽式集热器的长度 L_{tc} 可以从公式(1.4)中获得。

$$L_{tc} = \frac{\dot{m}c_p}{\pi d_o U(T_{abs})} \ln \left(\frac{T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}}{T_o - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}} \right) \quad (1.6)$$

垂直投射到槽式集热器开口的能量为

$$Q_{total} = I_r L_{tc} w_{tc} \quad (1.7)$$

被传热流体吸收的能量为

$$Q_{use} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (1.8)$$

槽式集热器的集热效率为

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{use}}{Q_{total}} = \frac{I_r L_{tc} w_{tc}}{\dot{m}c_p(T_o - T_i)} \quad (1.9)$$

1.1.2 碟式集热器

碟式集热器由反射镜和接收器组成。反射镜通过跟踪太阳来反射太阳光并将其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。

碟式集热器的跟踪系统主要有两种型式^[? 1]:

- 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跟踪太阳。

在传统的碟式斯特林机系统中,斯特林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。接收器由设有开孔的腔体和置于其中的吸热器组成。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腔体式接收器。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,空气流出吸热器作为高温热源为其它部件提供热量。

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型曲面拼接起来形成,或是通过由连续气室成形的拉伸膜形成。在所有的情况下,曲面都应镀铝或镀银以提高反射率。

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1.1。碟式接收器为自行设计研制的接收器,图1-3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1-4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, $q_{rad,emit}$ 。

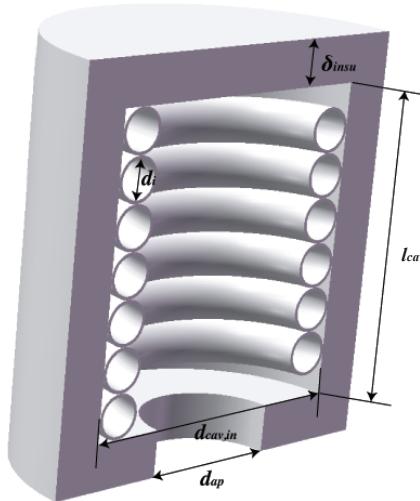


图 1-3 碟式接收器的结构示意图

表 1.1 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
l_{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1-4中的热网络结构图,必须仔细分析图中各热流量的关系并求解方程。

(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不利影响。

$$q_i = I_r A_{dc} \gamma \eta_{shading} \rho \quad (1.10)$$

其中, γ 是拦截因子, $\eta_{shading}$ 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, $q_{dr,1}$

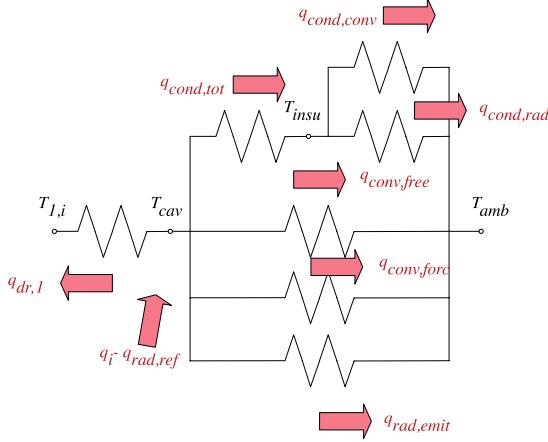


图 1-4 碟式接收器的热网络模型

传热流体与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

$$q_{dr,1} = h_{dr,1} A_{dr,1} \Delta T_{ln,dr,1} \quad (1.11)$$

其中

$$h_{dr,1} = Nu_{tube} \lambda_{dr,1} / d_{i,1} \quad (1.12)$$

$$Nu_{tube} = c_r Nu'_{tube} \quad (1.13)$$

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^[?]:

$$c_r = 1 + 3.5 \frac{d_{i,1}}{d_{cav} - d_{i,1} - 2\delta_a} \quad (1.14)$$

Nu'_{tube} 是直圆管的努塞尓数, 它由下式计算^[?]:

$$Nu'_{tube} = 0.027 Re_{tube}^{0.8} Pr_{tube}^{1/3} (\mu_{tube} / \mu_{tube,w})^{0.14} \quad (1.15)$$

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

$$\Delta T_{ln,dr,1} = \frac{(T_{cav} - T_{dc,i}) - (T_{cav} - T_{dc,o})}{\ln \frac{T_{cav} - T_{dc,i}}{T_{cav} - T_{dc,o}}} \quad (1.16)$$

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

$$q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff})q_i \quad (1.17)$$

其中, α_{eff} 是接收器的等效吸收率, 它由下式算得:

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav})\frac{A_{ap}}{A_{cav}}} \quad (1.18)$$

α_{cav} 是接收器孔腔材料的吸收率, A_{cav} 是孔腔的内表面总面积, 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, $q_{cond,tot}$

$$q_{cond,tot} = 2\pi\lambda_{insu}l_{cav}\frac{T_{cav} - T_{insu}}{\ln(1 + 2\delta_{insu}/d_{cav})} \quad (1.19)$$

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, $q_{cond,conv}$

$$q_{cond,conv} = h_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb}) = \frac{k_{insu}Nu_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb})}{d_{cav} + 2\delta_{insu}} \quad (1.20)$$

其中, Nu_{insu} 可以由流体绕流圆柱体的公式得到^[?]。

(6) 接收器绝热层的辐射损失, $q_{cond,rad}$

$$q_{cond,rad} = \epsilon_{insu}A_{insu}\sigma(T_{insu}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.21)$$

(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实验, 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, 获取了大量的实验数据^[?]。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对流损失如热网络结构图1-4所示。

$$q_{conv,free} = h_{free}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.22)$$

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。 Nu_{free} 由下式算得^[?]:

$$Nu_{free} = 0.088Gr^{1/3}(T_{cav}/T_{amb})^{0.18}\cos^{2.47}\theta(d_{ap}/\overline{d_{cav}})^S \quad (1.23)$$

其中,

$$S = -0.982d_{ap}/\overline{d_{cav}} + 1.12 \quad (1.24)$$

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

$$q_{conv,forc} = h_{forc} A_{cav} (T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.25)$$

Wu 等^[?]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^[?]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^[?]提出的公式、Stine 和 Diver^[?]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。

对于正面迎风,

$$h_{forc} = 0.1967 v_{wind}^{1.849} \quad (1.26)$$

对于侧面迎风,

$$h_{forc} = f(\theta) v_{wind}^{1.401} \quad (1.27)$$

$$f(\theta) = 0.1634 + 0.7498 \sin \theta - 0.5026 \sin(2\theta) + 0.3278 \sin(3\theta) \quad (1.28)$$

式中, θ 为风向与圆柱形接收器轴线间的夹角。

(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,

$$\epsilon_{cav} = \alpha_{eff} \quad (1.29)$$

$$q_{rad,emit} = \epsilon_{cav} A_{ap} \sigma (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.30)$$

从热网络结构图(见图1-4)中可以得到

$$q_{eff} = q_i - q_{rad,ref} \quad (1.31)$$

$$q_{eff} = q_{dr,1} + q_{cond,tot} + q_{conv,free} + q_{conv,forc} + q_{rad,emit} \quad (1.32)$$

$$q_{cond,tot} = q_{cond,conv} + q_{cond,rad} \quad (1.33)$$

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 (1.11) 计算得出。于是, 碟式接收器的热效率为

$$\eta_{dr} = \frac{q_{dr,1}}{q_i} \quad (1.34)$$

碟式集热器的热效率为

$$\eta_{dc} = \frac{q_{dr,1}}{I_r A_{dc}} \quad (1.35)$$

1.1.3 斯特林机

1.1.3.1 理想斯特林循环

理想斯特林循环由同冷热热源进行的两个等温换热过程及同回热器进行的两个定容换热过程组成。斯特林循环的 $T-s$ 图如图1-5所示,图中 4-1 过程中回热器吸收的热量在 2-3 过程中被重新利用。但是实际上,由于回热过程不完善,这部分能量往往不能被完全利用,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,所以需要定义回热率 e 来表征回热器的完善程度^[? ?]。 $e = \frac{T_R - T_L}{T_H - T_L}$, 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。

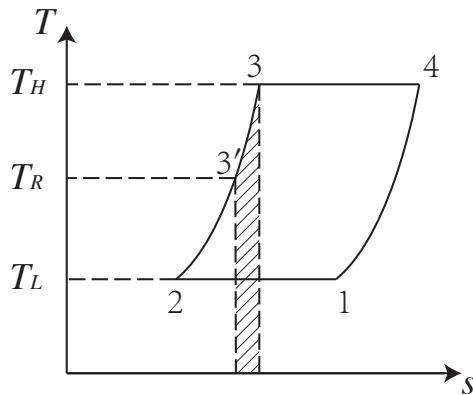


图 1-5 斯特林循环的 $T-s$ 图

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理想气体。
- 斯特林机不与环境间交换热量。
- 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 $T_R = \frac{T_H - T_L}{\ln(T_H/T_L)}$ ^[? ?]。

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} ^[?]。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。

$$K = \frac{V_{DH}}{T_H} + \frac{V_{DR}}{T_R} + \frac{V_{DC}}{T_L} \quad (1.36)$$

对于定温压缩过程 1-2, 输出功

$$W_{12} = \int_{V_E+V_C}^{V_E} p_{12} dV = -m_{se} R T_L \ln \frac{V_E + V_C + K T_L}{V_E + K T_L} \quad (1.37)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 输出功

$$W_{34} = \int_{V_E}^{V_E+V_C} p_{34} dV = m_{se} R T_H \ln \frac{V_E + V_C + K T_H}{V_E + K T_H} \quad (1.38)$$

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

$$W_{th} = W_{12} + W_{34} = m_{se} R (T_H \ln \gamma_H - T_L \ln \gamma_L) \quad (1.39)$$

对于定容加热过程 3'-3, 吸收的热量

$$Q_{3'3} = n c_v (T_H - T_R) = \frac{1-e}{k-1} m_{se} R (T_H - T_L) \quad (1.41)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 吸收的热量

$$Q_{34} = W_{34} = m_{se} R T_H \ln \gamma_H \quad (1.42)$$

在一个循环过程中, 理论吸收热为

$$Q_{th} = Q_{3'3} + Q_{34} = \frac{1-e}{k-1} m_{se} R (T_H - T_L) + m_{se} R T_H \ln \gamma_H \quad (1.43)$$

1.1.3.2 不可逆因素及损失

本文主要考虑以下不可逆因素及损失:

(1) 非理想吸热影响

由于加热器和冷却器的传热过程并非理想传热,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:

$$T_H = T_{hw} - \frac{Q s_{se}}{h_h A_{hw}} \quad (1.44)$$

$$T_L = T_{cw} + \frac{(Q - W) s_{se}}{h_c A_{cw}} \quad (1.45)$$

其中的传热系数可以通过下式获得^[2]:

$$h_{h,c} = \frac{\mu c_p f_{Re}}{2 D_{h,c} Pr_{h,c}} \quad (1.46)$$

式中, f_{Re} 是与雷诺数有关的摩擦因子:

$$f_{Re} = 0.0791 Re_{h,c}^{0.75} \quad (1.47)$$

$Re_{h,c}$, $Pr_{h,c}$ 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

压力损失使斯特林机的输出功率下降。压力损失可以表示为^[2]:

$$\Delta p = -\frac{2 f_{Re} \mu u V}{d^2 A} \quad (1.48)$$

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:

$$W_{pd} = \oint \sum_{i=E,C} (\Delta p_i \frac{dV_i}{d\theta}) d\theta \quad (1.49)$$

(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^[2]:

$$W_{fs} = \oint p (\pm \frac{au_p}{c} \pm \frac{\Delta p_f}{p}) dV \quad (1.50)$$

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^[?]:

$$\Delta p_f = 0.97 + 0.009s_{se} \quad (1.51)$$

$$a = \sqrt{3k} \quad (1.52)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (1.53)$$

(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^[?]。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:

$$Q_{id} = \frac{k_r A_r}{L_r s_{se}} (T_{hw} - T_{cw}) \quad (1.54)$$

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^[?]:

$$Q_{sc} = 0.4 \frac{Z^2 k_p D_p}{J L_d s_{se}} (T_H - T_L) \quad (1.55)$$

其中, Z 、 k_p 、 D_p 、 J 和 L_d 分别表示置换器的往复长度、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吸热量可以表述为

$$Q = Q_{th} + Q_{id} + Q_{sc} \quad (1.56)$$

总的输出功可以表述为

$$W = W_{th} - W_{pd} - W_{fs} \quad (1.57)$$

斯特林机的输出功率为

$$P = W s_{se} \quad (1.58)$$

斯特林机的效率为

$$\eta = W/Q \quad (1.59)$$

1.1.3.3 模型验证

通过选用 GPU-3 型斯特林机作为实例, 对所建立的模型进行评估。GPU-3 型斯特林机的设计参数见表1.2。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实验结果进行比较, 结果如表1.3和表1.4所示。

从表中可以发现, 与之前的斯特林机热力模型相比, 本文建立的模型同实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 (1.57) 和 (1.56) 得到。因此, W, Q 和 η 都可以由热力模型和输入参数得到。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1.3和表1.4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准确性。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, 转速较低时具有最佳性能预测准确性。

然而, 同实验结果相比, 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[2?1]。然而, 该模型需要假定斯特林循环中各过程的多变指数, 该多变指数又与具体的斯特林机及具体的过程相关, 而且多变过程模拟模型需要更多的计算量。

1.1.3.4 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。于是可以利用附录A中的流体与定温热源的传热计算公式, 有

$$\frac{T_o - T_w}{T_i - T_w} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (1.60)$$

对于斯特林机, 可以分别用 T_{hw} 和 T_{cw} 来替代 T_w , 用 $T_{i,h}, T_{o,h}$ 及 $T_{i,c}, T_{o,c}$ 来替代 T_i 与 T_o 。

$$\frac{T_{o,h} - T_{hw}}{T_{i,h} - T_{hw}} = \exp\left(-\frac{U_h A_h}{\dot{m}_h c_{p,h}}\right) \quad (1.61)$$

$$\frac{T_{o,c} - T_{cw}}{T_{i,c} - T_{cw}} = \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_c c_{p,c}}\right) \quad (1.62)$$

表 1.2 GPU-3 型斯特林机的设计参数[? ?]

参数	值
斯特林机类型	β 型
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
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 1.3 模型及实验的热效率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[?])				绝热分析模型 (simple II ^[?])				本文提出的模型	实验 数据 ^[?]
		平均 数值 (%)	误差 (%)	平均 数值 (%)	误差 (%)	平均 数值 (%)	误差 (%)	平均 数值 (%)	误差 (%)		
16.67		38.72	18.22	32.48	11.98	28.16	7.66	20.50	20.50		
25.00		36.16	15.46	31.21	10.51	27.75	7.05	20.70	20.70		
33.33	2.76	33.79	15.79	29.45	11.45	27.43	9.43	18.00	18.00		
41.67		31.48	16.28	27.45	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	11.80		
58.33		29.74	24.34	22.89	17.49	26.74	21.34	5.40	5.40		
25.00		35.65	10.85	32.29	7.49	27.29	2.49	24.80	24.80		
33.33		33.52	9.62	30.40	6.50	26.94	3.04	23.90	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	18.20		
58.33		27.40	15.40	24.21	12.21	26.17	14.17	12.00	12.00		
41.67		31.20	8.70	28.59	6.09	26.24	3.74	22.50	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	14.20		
50.00		29.07	10.37	26.61	7.91	25.62	6.92	18.70	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 1.4 模型及实验的输出功率($T_{hw}=922\text{ K}$, $T_{cw}=288\text{ K}$)

转速 (Hz)	有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 [?]^1)				绝热分析模型 (simple II [?]^1)				本文提出的模型 数据 [?]^1 数值 (kW)
		平均 数值 (kW)	误差 (%)	平均 数值 (kW)	误差 (%)	平均 数值 (kW)	误差 (%)	平均 数值 (kW)	误差 (%)	
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	3.215	165.70		3.117	157.60	1.632	34.88	1.21		
41.67	3.769	211.49		272.03	3.615	198.76	254.71	2.001	65.37	104.84
50.00	4.195	303.37		3.973	282.08	2.362	127.12	1.21		1.04
58.33	4.505	704.46		4.203	650.54	2.715	384.82	0.56		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
50.00	6.462	174.98		6.126	160.68	3.405	44.89	39.83	2.42	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	4.401	34.18	43.68
58.33	9.470	243.12		8.858	220.94	5.045	82.79	5.045	82.79	2.76
50.00	10.788	174.50		10.223	160.13	5.362	36.44	3.93		
58.33	6.90	11.840		399.58	287.04	11.071	367.13	6.140	159.07	97.75
										2.37

在一个循环周期中,热流体传递给斯特林机的热量为

$$\dot{m}_h c_{p,h} (T_{i,h} - T_{o,h}) / s_{se} = Q \quad (1.63)$$

在一个循环周期中,斯特林机传递给冷流体的热量为

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{o,c} - T_{i,c}) / s_{se} = Q - W \quad (1.64)$$

1.2 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。

1.2.1 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汽轮机抽汽作为热源。

以图1-6为例,详细介绍水工质冷肯循环的建模理论研究。图1-6中,各种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, $x = 1$ 。

梯级系统的水循环的温熵图如图1-7a所示。过程曲线 2a-2c-2b 表示汽轮机内蒸汽做功的过程,其焓熵曲线图如图1-7b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

$$\eta_{i,tb} = (h_{2a} - h_{2b}) / (h_{2a} - h_{i,2b}) = (h_{2a} - h_{2c}) / (h_{2a} - h_{i,2c}) \quad (1.65)$$

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

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (1.66)$$

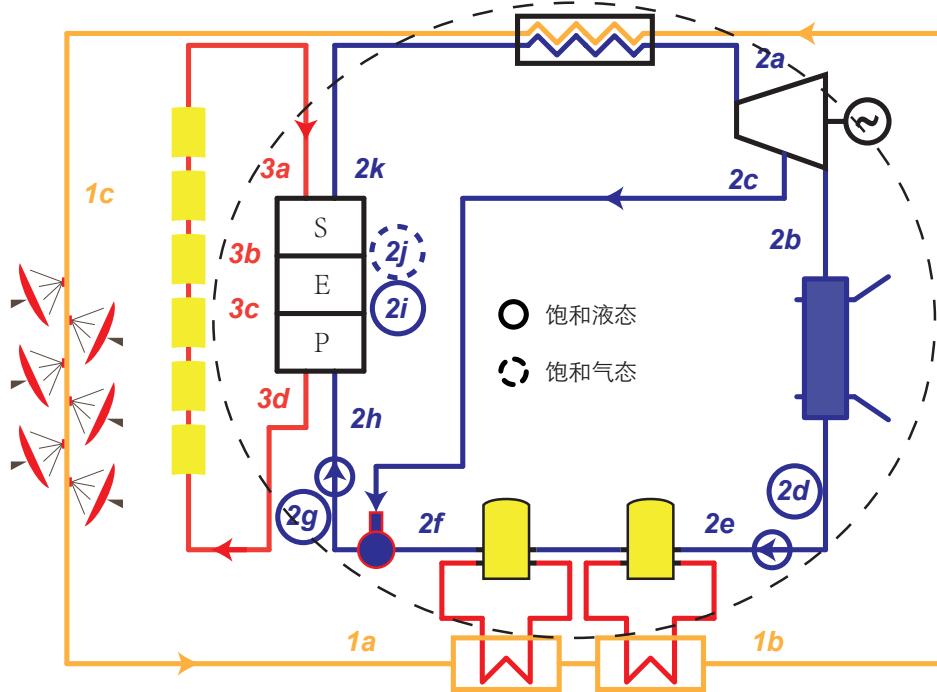


图 1-6 用于分析水工质朗肯循环的梯级系统结构图

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} 由汽轮机的排气压力 p_c 确定。凝汽器释放的热量

$$Q_{cd} = (1 - y)\dot{m}_2(h_{2b} - h_{2d}) \quad (1.67)$$

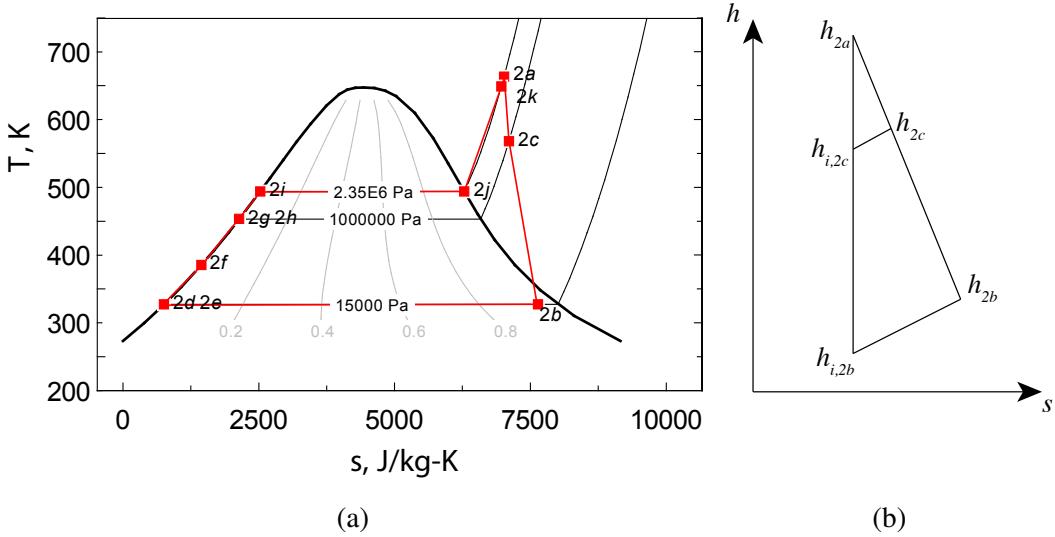
除氧器的各进口压力和出口压力相等,状态点 $2c$ 、 $2f$ 和 $2g$ 具有相同的压力(等于 p_e)。除氧器的出口水是饱和液态水,其焓值可以由 p_e 确定。由能量平衡方程

$$yh_{2c} + (1 - y)h_{2f} = h_{2q} \quad (1.68)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (1.69)$$

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。


 图 1-7 水循环的 T - s 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 h - s 图

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。

$$p_{2g} = p_{2c} \quad (1.70)$$

水循环吸收的总热量为

$$Q_2 = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2f} - h_{2e}) + \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2h}) \quad (1.71)$$

朗肯循环的效率可以表示为

$$\eta_{rk} = (P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge})/Q_2 \quad (1.72)$$

1.2.2 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,更高的饱和蒸汽压力,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,这些都有利于降低制造成本。

(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 $T-s$ 图分别如图1-8a和图1-8b所示。在典型有机工质循环(其系统结构图如图1-9)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, 其温度比对应压力下的凝汽温度高。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。

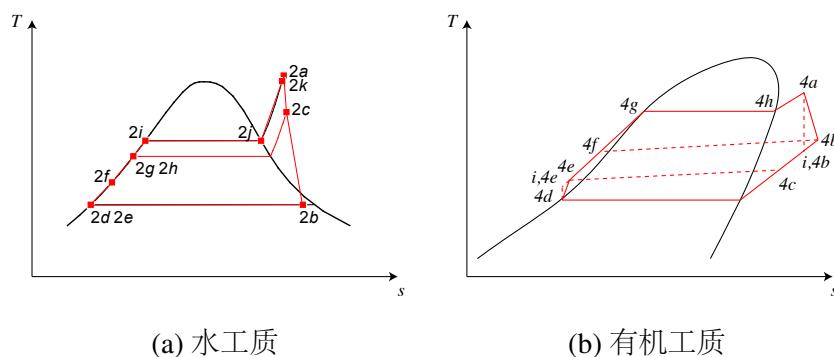


图 1-8 朗肯循环的 $T-s$ 图

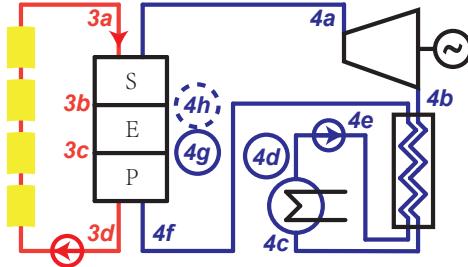


图 1-9 具有回热器的 ORC 系统结构示意图

汽轮机的相对内效率为

$$\eta_{i,tb} = (h_{4a} - h_{4b}) / (h_{4a} - h_{i,4b}) \quad (1.73)$$

其中, $h_{i,4b}$ 由 s_{4a} 和 p_c 决定。

汽轮机的输出功率为

$$P_{tb} = \dot{m}_4(h_{4a} - h_{4b}) \quad (1.74)$$

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

$$h_{4b} - h_{4c} = h_{4f} - h_{4e} \quad (1.75)$$

凝汽器放出的凝结热

$$Q_{cd} = \dot{m}_4(h_{4c} - h_{4d}) \quad (1.76)$$

泵的功率

$$P_{pu} = \dot{m}_4(h_{4e} - h_{4d}) \quad (1.77)$$

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

$$Q_4 = \dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f}) \quad (1.78)$$

朗肯循环的效率为

$$\eta_{rk} = \frac{P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge}}{\dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f})} \quad (1.79)$$

1.2.2.1 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。

1.3 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,即加热器中的加热流体(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理论,本文使用图1-10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1-11所示。

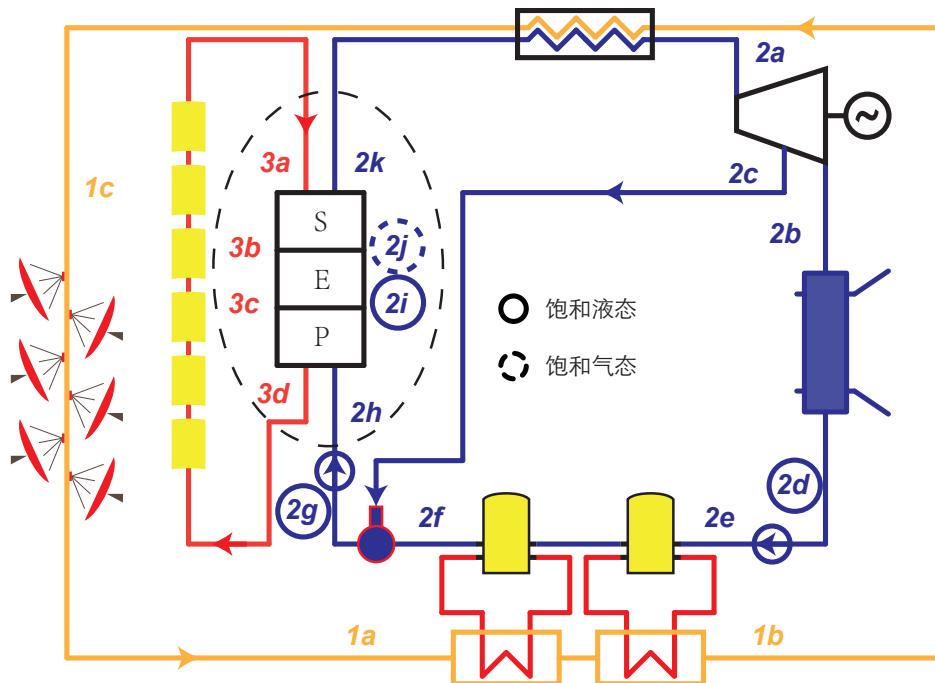
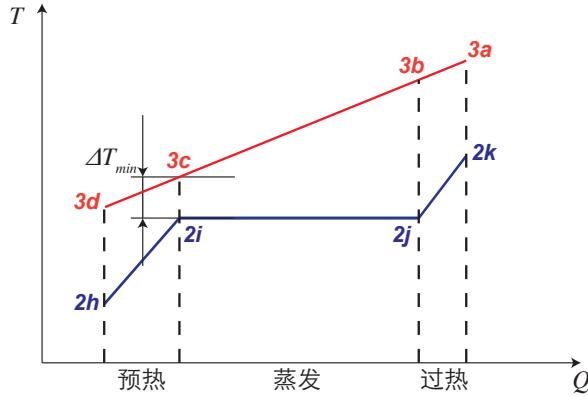


图 1-10 用于分析蒸汽发生系统的梯级系统结构图

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


 图 1-11 蒸汽生产过程的 T - Q 曲线图

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。

对于如图1-10所示的典型的蒸汽发生系统的建模过程,水工质质量流量 \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,

$$\dot{m}_3(h_{3c} - h_{3d}) = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h}) \quad (1.80)$$

(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,

$$\dot{m}_3(h_{3b} - h_{3c}) = \dot{m}_2(h_{2j} - h_{2i}) \quad (1.81)$$

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??章有更加详细的说明。

(3) 过热器

根据能量平衡方程,

$$\dot{m}_3(h_{3a} - h_{3b}) = \dot{m}_2(h_{2k} - h_{2j}) \quad (1.82)$$

通过求解方程 (1.80) 到 (1.82), 可以得到导热油的质量流量 \dot{m}_3 和状态点 3b、3d 的状态。

1.4 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。这些接口通过各股流体(称为流, stream)相互作用。例如图1-10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, 也被定义为对象。如 **Stream** 类中的属性 **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, 它没有干度值, 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, 以完成部件和系统的计算分析及用于结果的展示。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, 这些参数被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, 则接受该估值; 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1-10所示的蒸汽发生系统中,蒸发器的出口油温还和过热器有关。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),包括状态点 3b 的焓值。该流对象作为蒸发器和过热器的输入参数将该状态点相应的焓值带入到蒸发器和过热器中,在蒸发器中通过计算得到导热油的质量流量,并在过热器中计算得到过热器的出口油温,并将此值和估值进行比较,如果估值与计算得到的过热器出口油温之差的绝对值比允许误差小,则接受该估值;否则,依据隆戈库塔法迭代调整估值,并重新进行计算,直至新估值与计算得到的过热器出口油温之差的绝对值小于允许误差。

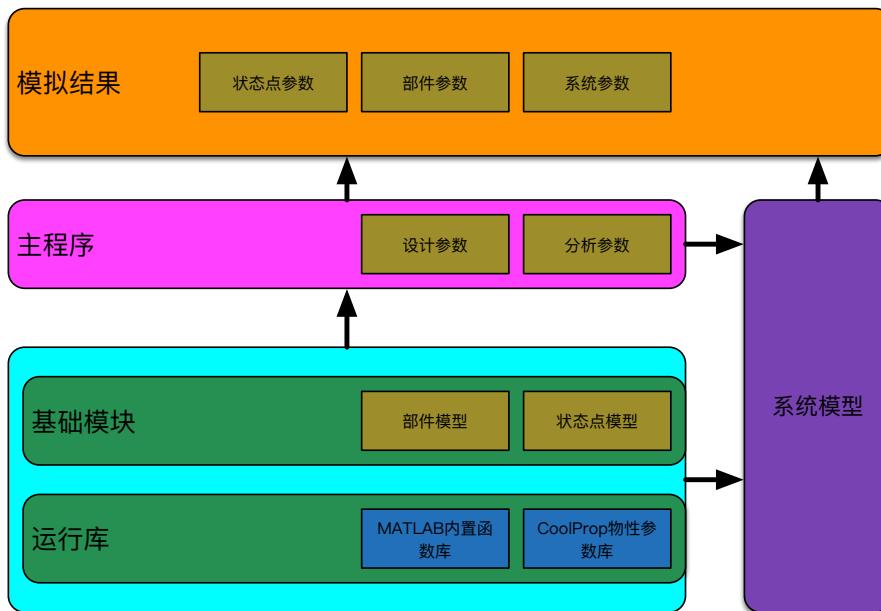


图 1-12 太阳能光热发电设计系统结构图

完成各部件的数学机理研究和运行特征分析后,利用 MATLAB 的数学计算和建模分析等功能,采用面向对象的方式,以运行库文件和各模型基础模块为基础,编写设计系统的主程序,开发了具有软件著作权的太阳能光热发电设计系统。图1-12是太阳能光热发电设计系统结构图。该设计系统具有系统部件选择、部件模型选择、部件连接、设定系统参数、模拟计算、结果分析等功能。通过该设计系统,可以选择太阳能光热发电系统拓扑结构,连接系统中的各个部件,设定系统初始参数,并进行模拟计

算和结果分析,最终实现太阳能光热发电系统的建模,计算和分析工作。

1.5 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。

本文还利用 MATLAB 的数学计算和建模分析等功能,以运行库文件和各模型基础模块为基础,编写设计系统的主程序,完成了具有软件著作权的太阳能光热发电设计系统的开发工作,为本文研究中的大量的建模仿真分析工作提供了坚实的基础。

本文建立的关键部件模型可以通过实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,具有与实验数据更接近的性能结果。

2 斯特林机组排列方式优化研究

经过第1.1.3节中对斯特林机的机理建模研究分析可知,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,对于多台斯特林机,斯特林机的连接方式和流体的流动方向需要进行优化分析。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,这二者对斯特林机的功率和效率都有很大影响。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㶲损,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列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,是非常有意义的。

2.1 斯特林机组的排列方式

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列方式之前,需要先将其进行归类。

考虑到斯特林机串联并联及流体顺流逆流的可能,除去其它混合的排列方式,则

有如图2-1所示的八种基本排列方式。

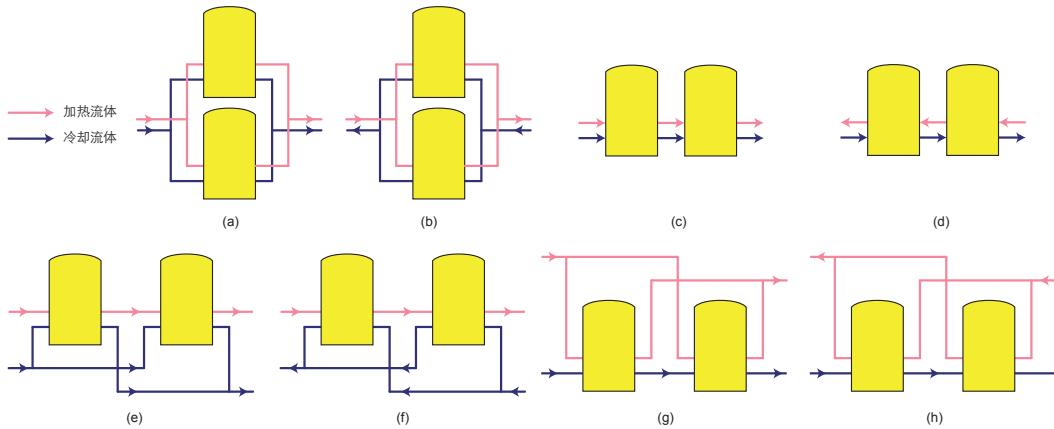


图 2-1 斯特林机组的八种基本连接方式

本文依据斯特林机的性能与流体流向无关性的特点,将图2-1中的八种斯特林机组排列方式归纳为如图2-2所示的五种基本排列方式,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。这是因为在图2-1中,排列方式(a)和排列方式(b)的各斯特林机因流经的流体的属性完全相同而具有相同的性能,可以将排列方式(a)和(b)归为图2-2中的第1种排列方式。同理,图2-1中的排列方式(e)和排列方式(f)可以归为图2-2中的第4种排列方式;图2-1中的排列方式(g)和排列方式(h)可以归为图2-2中的第5种排列方式。

所有其它的斯特林机组的连接方式都为图2-2中的五种基本方式的组合。例如,图2-3中斯特林机组的排列方式是第2种和第4种的组合。图2-2中的五种排列方式是本文对斯特林机组排列方式的研究基础。

2.2 斯特林机组的建模

正如第2.1节中所提到的,存在五种基本的斯特林机组的排列方式,任何其它排列方式是这五种方式的组合。获得了这五种基本排列方式的性能计算方法,就可以计算其它排列方式的性能。

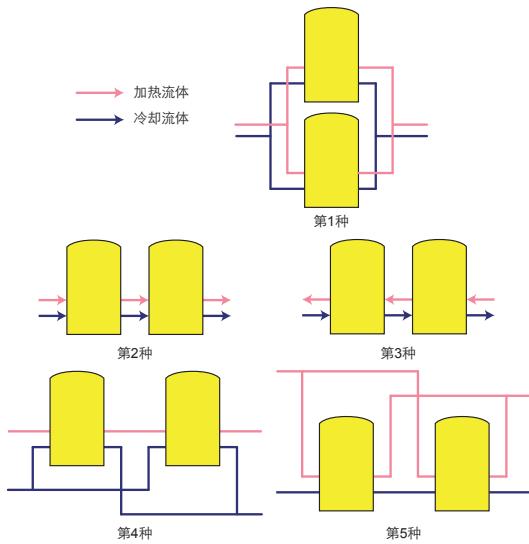


图 2-2 斯特林机组的五种基本连接方式

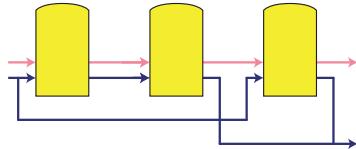


图 2-3 一种斯特林机组连接方式的例子

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。为了便于分析排列方式带来的影响,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^[2]。为了消除其它影响,不同排列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1.2所示,斯特林机的其它参数以及冷热流体的参数如表2.1所示。如第1.1.3.3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。

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

表 2.1 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		

图2-2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($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{o,x-1} \quad (2.1)$$

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($2 \leq x \leq n_{se}$),

$$T_{i,x} = T_{i,h} \quad (2.2)$$

依据第1.1.3节中的方程及方程(2.1)-(2.2),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(1.58))和效率(方程(1.59))。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。

$$P_{sea} = \sum_{x=1}^{n_{se}} P_{se,x} \quad (2.3)$$

$$\eta_{sea} = \frac{P_{sea}}{\dot{m}_1(h_{1o} - h_{1i})} \quad (2.4)$$

系统以 MATLAB 作为建模工具,利用 CoolProp 提供的物性参数来进行计算分析,组建斯特林机组的模型。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列方式的模型。为了比较各排列方式的性能,以几个参数为变量,研究了不同排列方式下斯特林机组在各种条件下的性能参数。

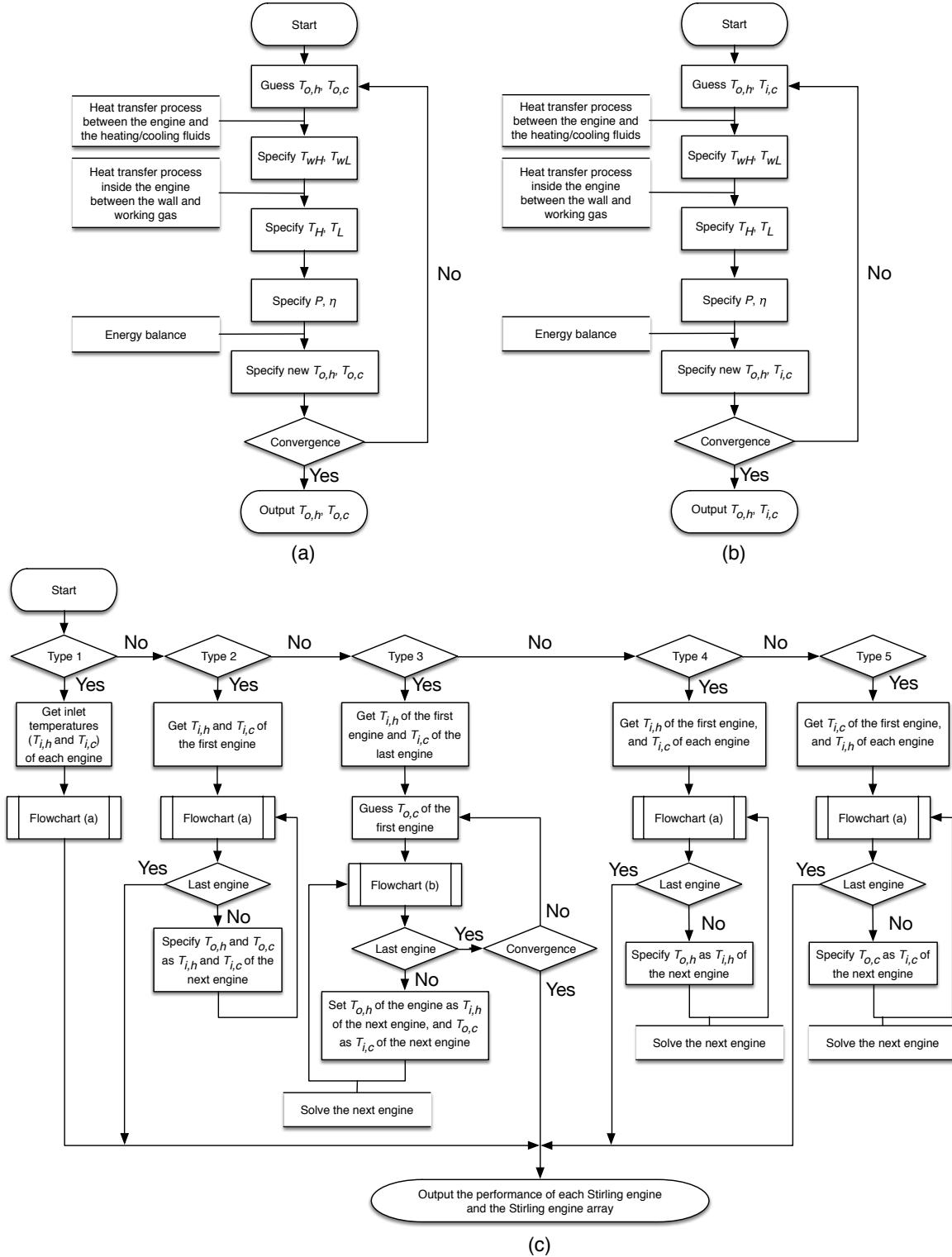


图 2-4 斯特林机组模型的性能分析流程图

斯特林机组的求解算法如图2-4所示,其中流程图(a)是求解已知斯特林机入口流体参数(用于顺流)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(用于逆流)的算法,流程图(c)是迭代求解各种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。

2.3 结果分析

本文依据表2.1中的参数,建立了不同排列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2.2,其中 $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5$ 分别表示第 1 种排列方式至第 5 种排列方式对应的斯特林机组的效率; P_1, P_1, P_1, P_1, P_1 分别表示第 1 种排列方式至第 5 种排列方式对应的斯特林机组的输出功率。从表中可以发现,在给定的参数条件下,第 3 种排列方式的斯特林机组具有最高的输出功率和效率,第 1 种排列方式的斯特林机组中具有最低的输出功率和效率。

表 2.2 给定参数条件下不同排列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

2.3.1 热流体入口温度 $T_{i,h}$ 的影响

根据第1.1.3中的公式,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2-5所示。随着 $T_{i,h}$ 的增加,所有排列方式的斯特林机组的效率和功率都会上升。然而,对于有些排列方式的斯特林机组,当 $T_{i,h}$ 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2-5中的一些斯

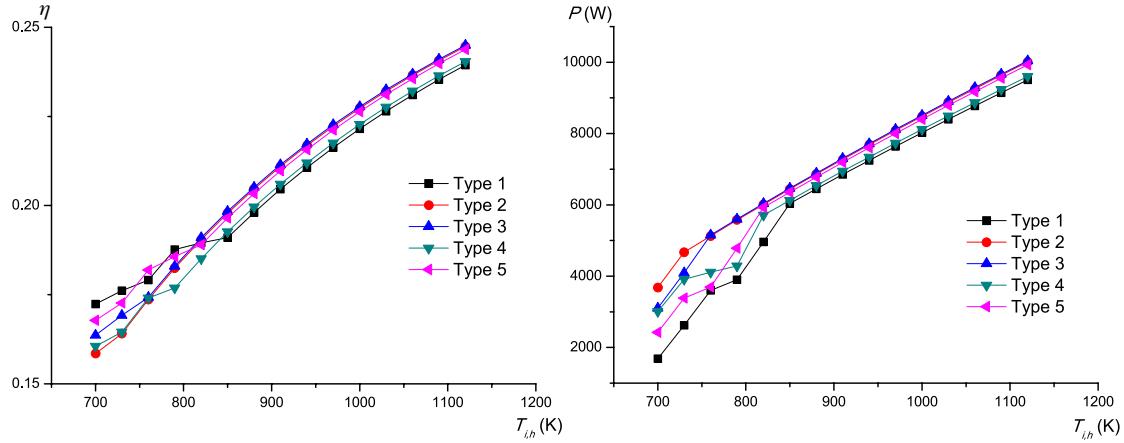


图 2-5 入口温度 $T_{i,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

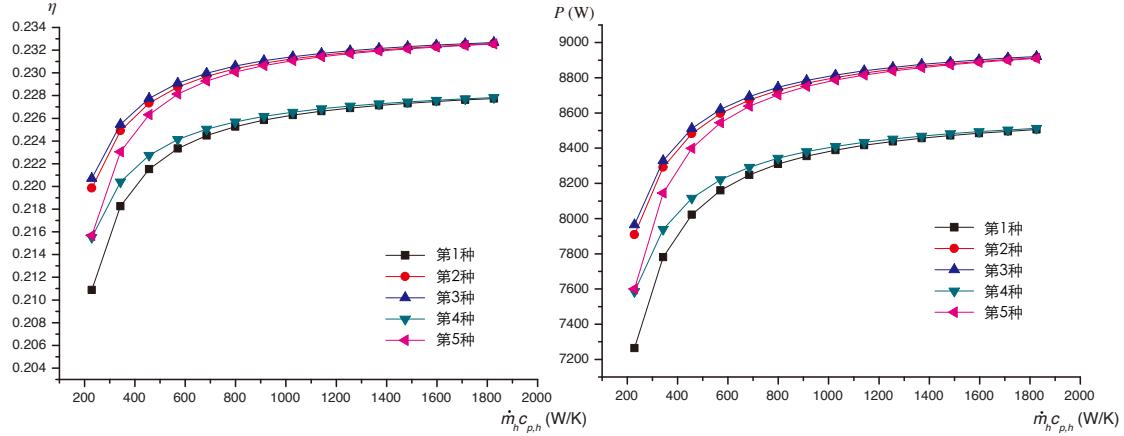
斯特林机组使用了这种策略。 $\eta-T_{i,h}$ 和 $P-T_{i,h}$ 曲线上的拐点就是这种策略的结果。图中的数据点都是以在给定的条件下以最大输出功率为目标计算得到的。例如,对于第 1 种连接方式的斯特林机组,当 $T_{i,h} < 850\text{ K}$ 时,如果不减少运行的斯特林机数目,则所有斯特林机都会因为较低的热源温度和较小的冷热流体质量流量而停止工作,斯特林机组的输出功率和效率都会降至零。然而,当 $T_{i,h} = 820\text{ K}$ 时,从 6 台斯特林机中移除 1 台斯特林机以后,由于每台斯特林机的冷热流体质量流量都增加了,剩余的 5 台斯特林机都会再次工作,并获得给定参数下的最大输出功率(虽然效率仍然很低)。850 K 是第 1 种连接方式的斯特林机组的临界温度,图2-5中的 $\eta-T_{i,h}$ 曲线和 $P-T_{i,h}$ 曲线在 850 K 处有拐点。

从图2-5中的曲线可以发现,第 2 种排列方式和第 3 种排列方式可以让斯特林机组获得最佳的性能,第 2 种排列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 种排列方式中的所有斯特林机在 730 K 以上时都会工作。

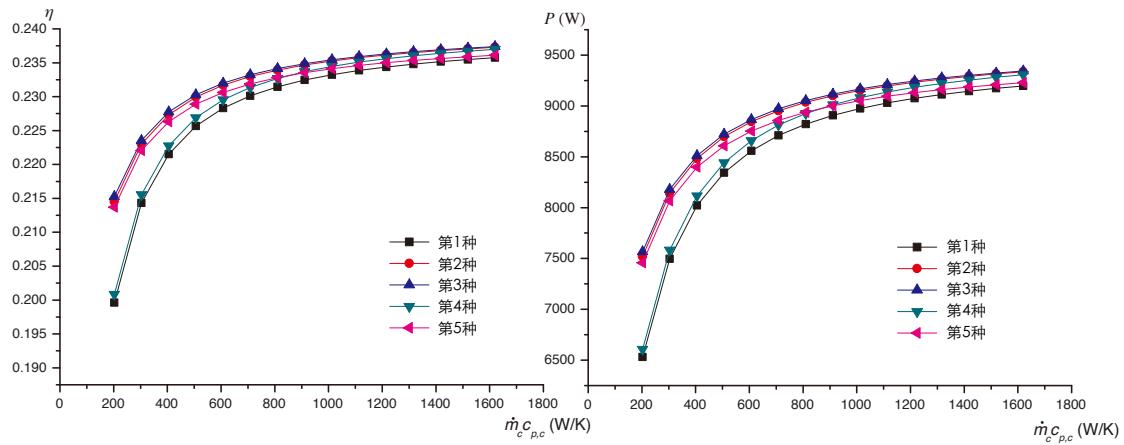
2.3.2 流体热容量 $\dot{m}c_p$ 的影响

根据方程 (1.63) 和方程 (1.64),流体热容量 $\dot{m}c_p$ ($\dot{m}_h c_{p,h}$ 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。

斯特林机组对于热流体热容量 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 的性能曲线图如图2-6所示。各种排列方式的斯特林机组的性能都随着 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 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 种排列方式的斯特林机组具有类似的性能,这可以解释为这几种


 图 2-6 热流体热容量 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

排列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 种排列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。


 图 2-7 冷流体热容量 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 对斯特林机组效率和功率的影响

斯特林机组对于冷流体热容量 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的性能曲线图如图2-7所示。各种排列方式的斯特林机组的性能都随着 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 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 种排列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种排列方式的性能曲线存在交点(约830 W/K处),对于较大的 $m_c c_{p,c}$,第4种排列方式具有更优的性能,对于较小的 $m_c c_{p,c}$,第5种排列方式具有更优的性能。这可以解释为,较大的 $m_c c_{p,c}$ 削弱了冷流体的并行连接带来的不利影响。

2.3.3 运行的斯特林机的数目 n_{se} 的影响

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。斯特林机的数目 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2-8所示。随着 n_{se} 的增大,所有排列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。对于一些排列方式, 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2.3.1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。图2-8中性能曲线中的水平线部分就是在这种策略下产生的结果。

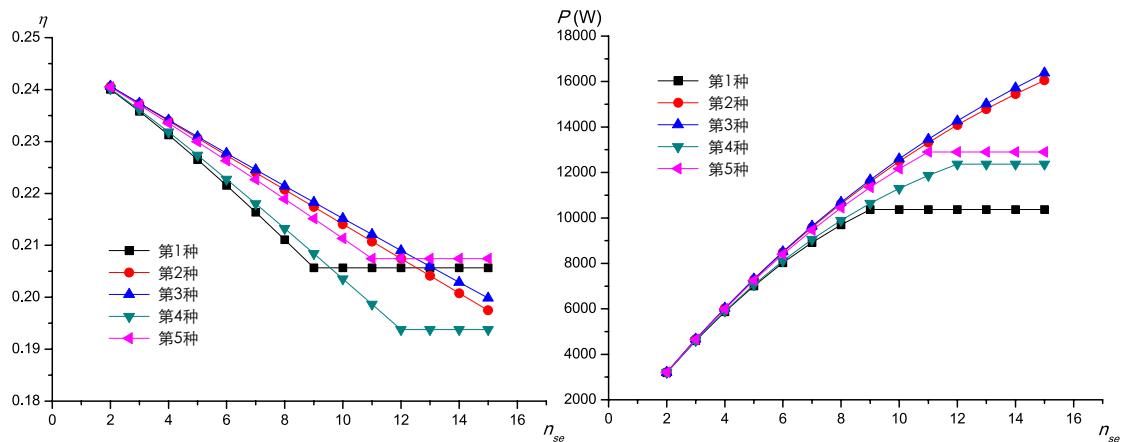


图 2-8 运行的斯特林机的数目 n_{se} 对斯特林机组效率和功率的影响

对于给定的冷热流体,选择合适的斯特林机数目显得格外重要。对于第1种排列方式,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热容量太小。对于第2种和第3种排列方式,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种排列方式,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 种排列方式,通过检查结果可以发现,如果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。

2.4 本章小结

斯特林机组的排列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。为了比较不同排列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列方式,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列方式,并为这五种基本排列方式建立了分析模型。

本章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) 降低流体入口温度 $T_{i,h}$ 或流体热容量 $\dot{m}c_p$ 将会给各种排列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) 不同排列方式对热流体入口温度具有不同的健壮性。第 2 种排列方式对于较低的 $T_{i,h}$ 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列方式。

3 太阳能梯级发电实验台的建设及实验研究

第1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实验台的模型。

在第1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法向直射辐射强度(I_r)、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)的太阳能光热发电实验台。该实验台的建立为后续太阳能梯级集热系统的完善提供了良好的基础。

3.1 实验台简介

太阳能光热发电实验台的结构示意图如图3-1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实验台的重要设备。

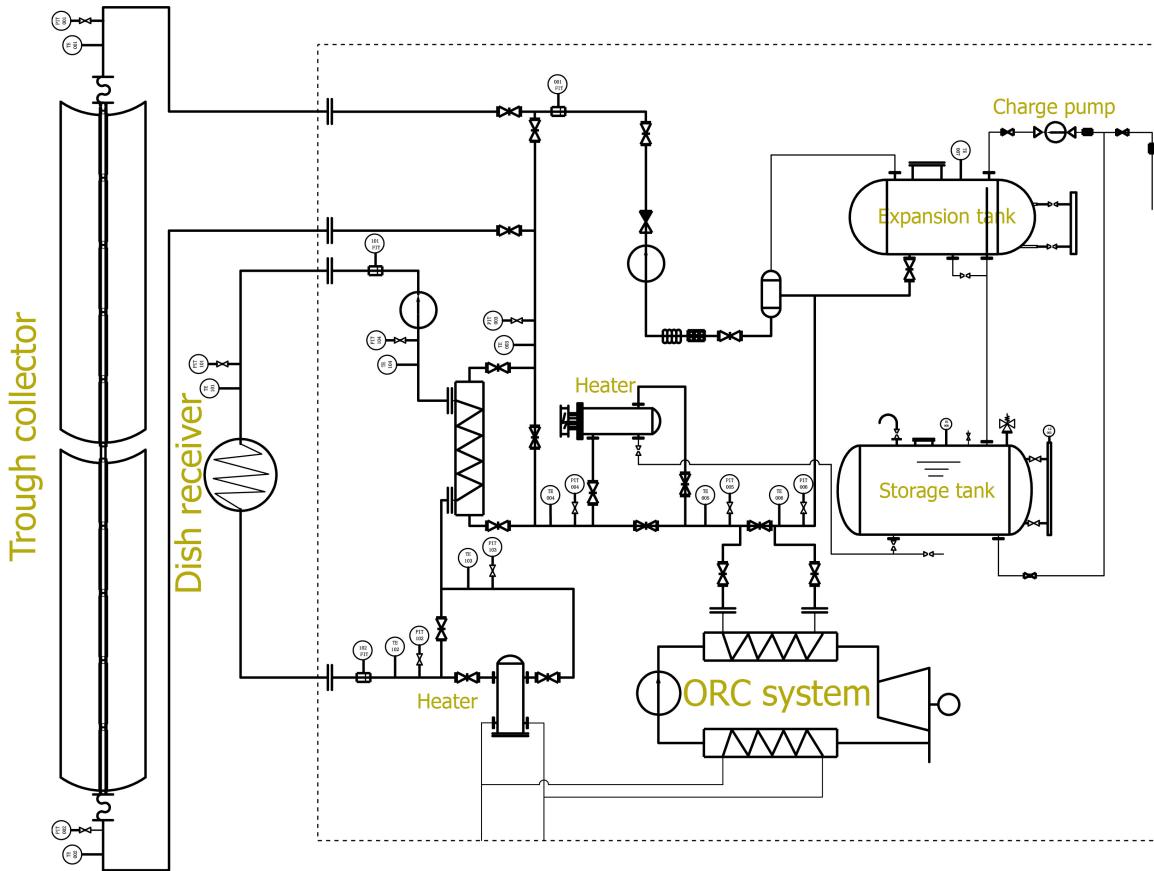


图 3-1 太阳能光热发电实验台的结构示意图

3.1.1 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3-2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。

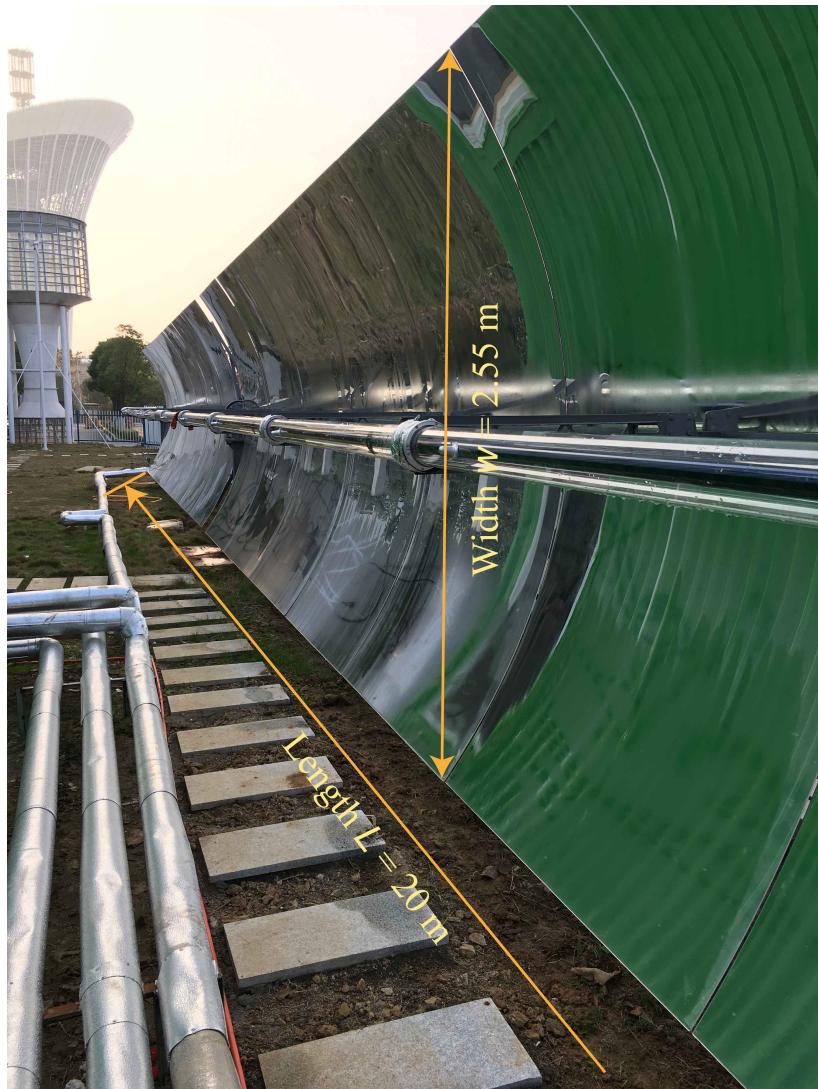


图 3-2 实验台的槽式集热器



图 3-3 实验台的碟式集热器

3.1.2 碟式集热器

碟式集热器的实物图如图3-3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3-3的顶部所示。碟式集热器的各重要参数见表3.1。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 3.1 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
l_{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)。

3.1.3 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3-4和图3-5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实验工

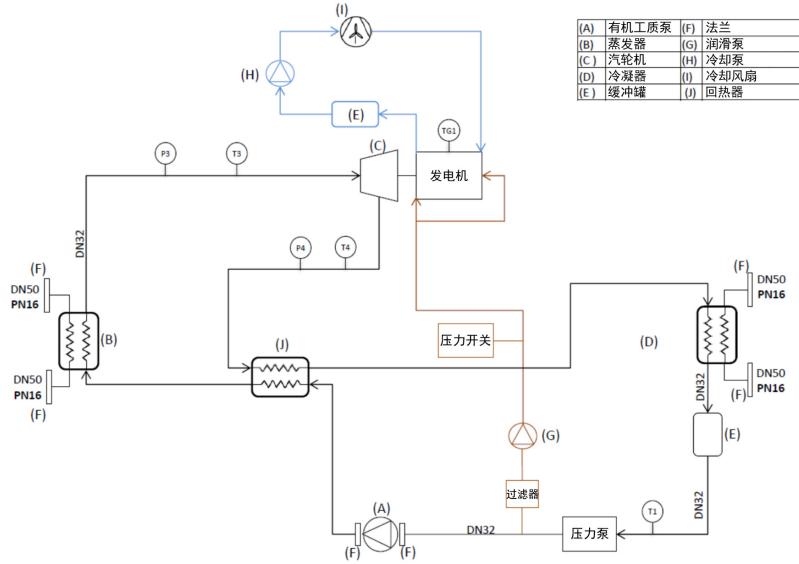


图 3-4 ORC 系统结构示意图



图 3-5 ORC 系统实物图

作。

3.1.4 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



图 3-6 ORC 系统控制柜的操作界面

正常有序地运行。

太阳能光热发电实验台采用了两个加热器来调节流体(空气和导热油)的温度,以满足实验的要求。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 I_r 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。

3.2 实验

为了测试实验台的性能并验证本文建立的部件模型,进行了相关的实验操作。

3.2.1 槽式集热器实验

3.2.1.1 实验目的

槽式集热器实验的目的是研究 I_r ,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1.1.1节所建立的槽式集热器模型。

3.2.1.2 实验步骤

实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。当实验数据稳定后，记录并保存数据收集系统采集到的实验数据。
- (6) 当所有设计工况测试完毕后，结束实验。
- (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。

3.2.1.3 实验设计工况

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，应该尽量控制几组实验的总时间，以减少太阳直射辐射强度变化带来的影响。

表 3.2 太阳能槽式系统的设计工况

工况编号	$I_r(\text{W/m}^2)$	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

表3.2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 的实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)进行实验。这是由于通过加热器提升油温的速度较慢,为了保证 I_r 基本不变,所以各工况入口油温差别不大。这 5 个工况的实验要求在一个小时之内完成。

3.2.1.4 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

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{abs}}{I_r w_{tc} L_{tc}} \quad (3.1)$$

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 (1.4)。在模型中,

$$\tilde{T}_o = T_{amb} + \frac{q''}{U(T_{abs})} + \exp\left(-\frac{U(T_{abs})\pi d_o L}{\dot{m}\tilde{c}_p}\right)(T_i - T_{amb} - \frac{q''}{U(T_{abs})}) \quad (3.2)$$

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^[?]:

$$U(T_{abs}) = 0.687257 + 0.001941(T_{abs} - T_{amb}) + 0.000026(T_{abs} - T_{amb})^2 \quad (3.3)$$

$$q'' = \frac{I_r w_{tc} \rho \gamma \tau F_e K(\theta)}{\pi d_o} \quad (3.4)$$

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (3.5)$$

$$\widetilde{\eta}_{tc} = \frac{\dot{m}\tilde{c}_p(\tilde{T}_o - T_i)}{I_r w_{tc} L_{tc}} \quad (3.6)$$

于是模拟得到的集热器的效率值 $\widetilde{\eta}_{tc}$ 可以同方程 (3.1) 得到的实验值 η_{tc} 进行比较。

3.2.2 碟式集热器实验

3.2.2.1 实验目的

碟式集热器实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1.1.2节所建立的碟式集热器模型。

3.2.2.2 实验步骤

实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。当实验数据稳定后,记录并保存数据采集系统采集到的实验数据。
- (7) 当所有设计工况测试完毕后,结束实验。
- (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。

3.2.2.3 实验设计工况

表3.3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的实验要求在半个小时之内完成。工况16到工况20的实验要求在一个小时之内完成。

3.2.2.4 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 $Q_{abs} = \dot{m}(h_o - h_i)$ 。

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

表 3.3 太阳能碟式系统的设计工况

工况编号	$I_r(\text{W/m}^2)$	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

为了验证本文建立的碟式集热器的模型的正确性,求解第1.1.2节建立的碟式接收器的热网络模型(见图1-4)。

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

3.3 结果分析

3.3.1 槽式集热器实验结果分析

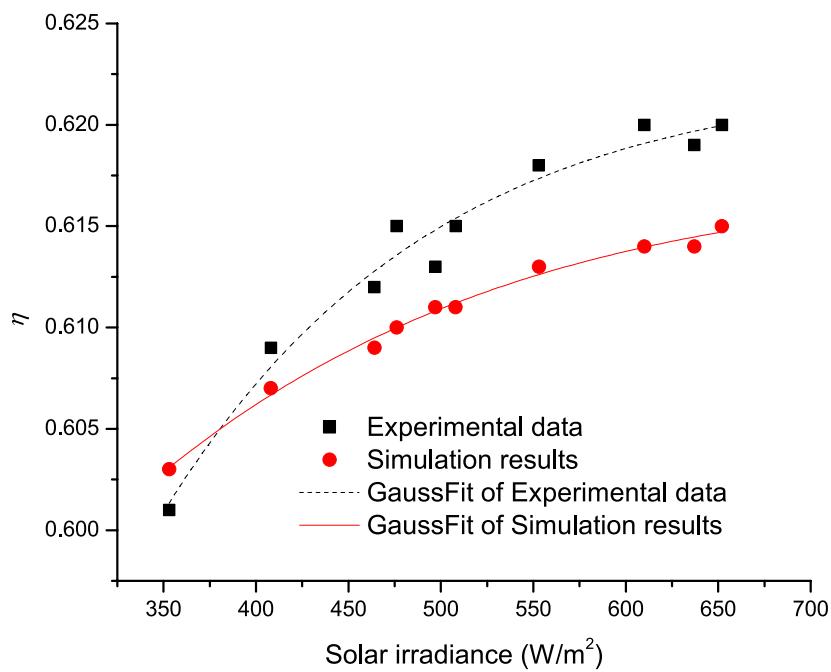
3.3.1.1 I_r 的影响

工况 1 到 工况 10 的实验结果如表3.4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,表中太阳法向直射辐射强度(I_r)的实测值分布并不均匀。 I_r 对集热器效率的影响曲线见图3-7。图中还显示了模型计算的结果。模型所采用的参数和实验参数相同。

可以发现,实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 I_r 的增加而升高。模拟结果与实验数据的误差很小(相对误差小于 1%),但随着 I_r 的增加,误差会有所增大。

表 3.4 槽式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的实验结果

工况编号	I_r (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 3-7 法向直射辐射强度 I_r 对槽式集热器效率的影响

3.3.1.2 \dot{m} 的影响

工况 11 到工况 15 的实验结果如表3.5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

表 3.5 槽式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的实验结果

工况编号	I_r (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

线见图3-8。

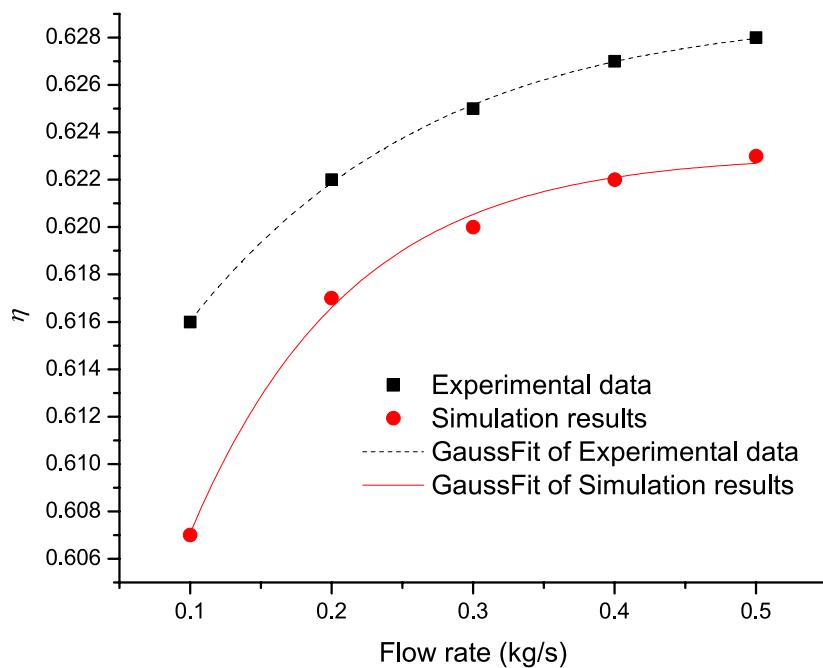


图 3-8 导热油流量对槽式集热器效率的影响

可以发现,实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。模拟结果与实验数据存在较小的偏差(相对误差在 0.4% 到 0.9% 之间),模拟结果所得的集热效率要低于相应的实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3.3)

适用于 LS-3 型的接收器, 而对本实验所采用的集热器并不是很适合。未来更多的实验数据可以用来修正此公式, 使其更加适用于本实验台的 SEIDO-I 型接收器。

3.3.1.3 T_i 的影响

表 3.6 槽式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的实验结果

工况编号	I_r (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

工况 16 到工况 20 的实验结果如表3.6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3-9。

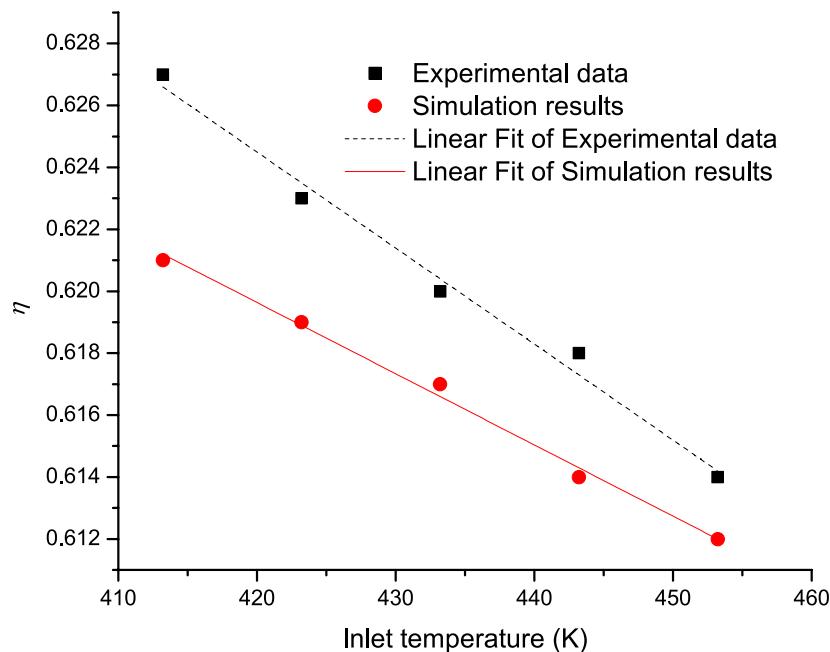


图 3-9 入口油温对槽式集热器效率的影响

可以发现,实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。模拟结果和实验数据算得的集热效率之间存在较小的偏差(0.7% 到 1.5%),模拟结果的效率要低于相应的实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。

3.3.2 碟式集热器实验结果分析

3.3.2.1 法向直射辐射强度 I_r 的影响

表 3.7 碟式集热器在工况 1 到工况 10 条件下的实验结果

工况编号	I_r (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

工况 1 到工况 10 的实验结果如表3.7所示。 I_r 对集热器效率的影响曲线如图3-10所示。图中还显示了模拟计算的结果。模型所采用的参数和实验参数相同。

可以发现,实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 I_r 小于 600 W/m² 时,碟式集热器的集热效率随着 I_r 的增加而升高;当 I_r 大于 600 W/m² 时,碟式集热器的集热效率随着 I_r 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。模拟结果和实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,实验测得

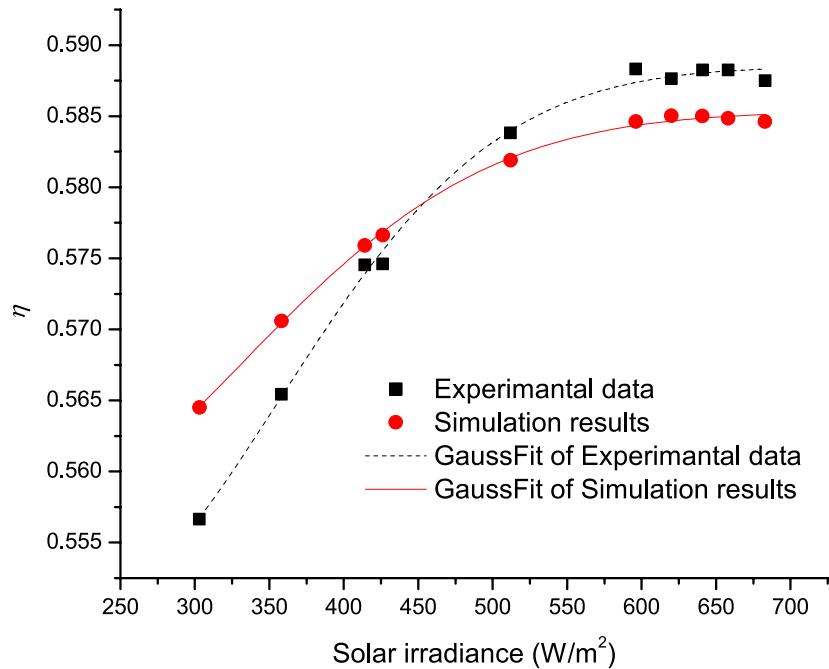


图 3-10 法向直射辐射强度 I_r 对碟式集热器效率的影响

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。

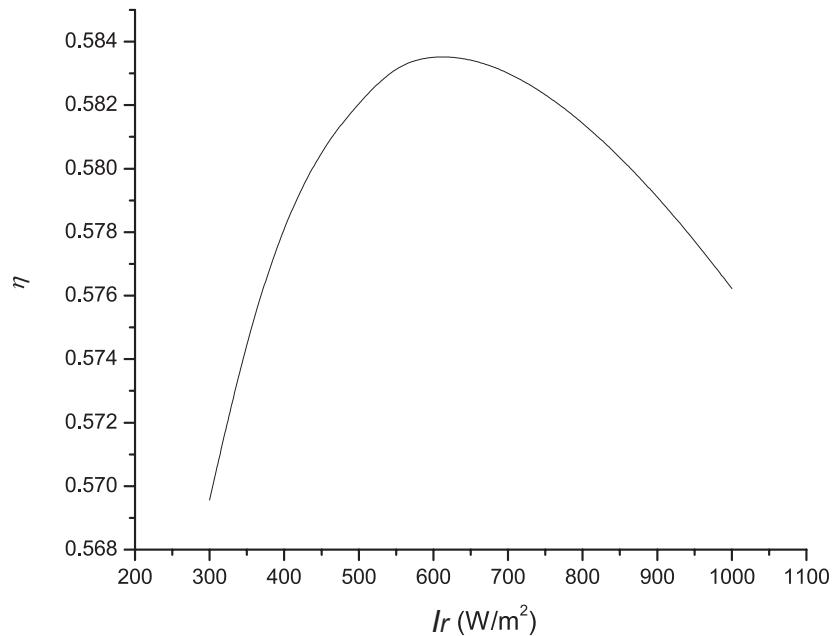


图 3-11 法向直射辐射强度 I_r 与碟式集热器集热效率之间的模拟结果曲线图

为了更加清晰地表明更高 I_r 对碟式集热器的影响, 图3-11显示了 I_r 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 I_r , 使得集热器获得最大集热效率。本实验的条件下, 碟式集热器的最佳 I_r 约为 600 W/m^2 。

3.3.2.2 质量流量 \dot{m} 的影响

表 3.8 碟式集热器在工况 11 到工况 15 条件下的实验结果

工况编号	$I_r (\text{W/m}^2)$	$\dot{m} (\text{kg/s})$	$T_i (\text{K})$	$T_o (\text{K})$	$T_{amb} (\text{K})$
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 的实验结果如表3.8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3-12。

可以发现, 实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。模拟结果和实验数据符合的很好。

3.3.2.3 入口温度 T_i 的影响

工况 16 到工况 20 的实验结果如表3.9所示。空气入口温度对碟式集热器效率的影响曲线如图3-13所示。

可以发现, 实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。模拟结果和实验数据符合的很好。

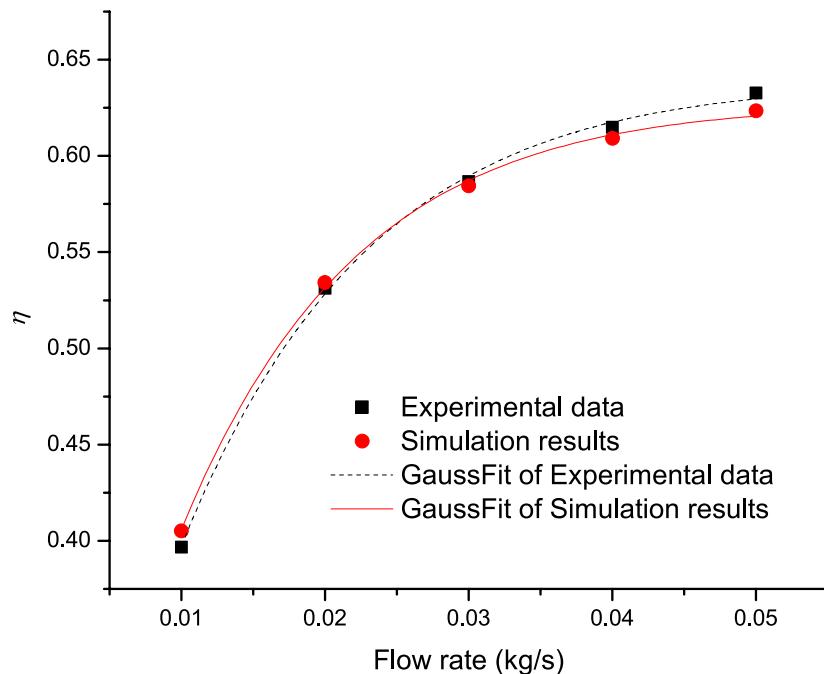


图 3-12 空气流量对碟式集热器效率的影响

表 3.9 碟式集热器在工况 16 到工况 20 条件下的实验结果

工况编号	I_r (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

3.4 本章小结

太阳能光热发电实验台的建立是太阳能梯级系统的建设工作的良好开端。本章介绍了实验台的部件和各回路。依据太阳辐射的特点，专门设计了特殊的实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。设计了详细的实验步骤，明确了实验目的，并进行了相关的实验，获得了相关的实验数据。

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，

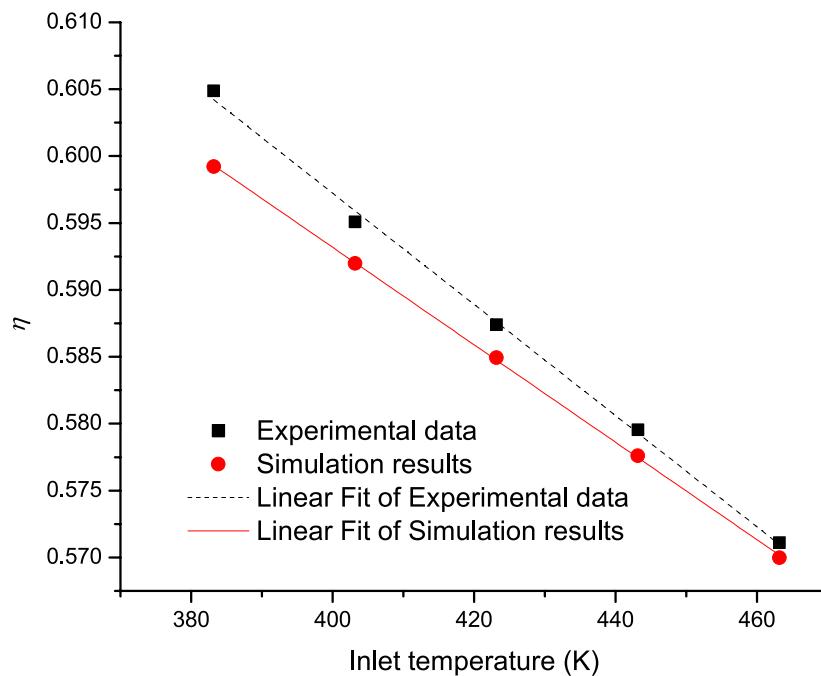


图 3-13 空气的入口温度对碟式集热器效率的影响

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,由于实验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。

通过对实验数据和模拟结果的分析,可以发现:

- (1) 在实验条件下,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,模拟结果都与实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,存在着最佳的太阳法向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实验数据之间的差异表明模型所用的整体传热系数和实验台所采用的集热器的整体传热系数存在差异,可以通过更多的实验数据来修改公式,使模拟结果更加精确。
- (5) 碟式集热器模拟结果和实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。

附录 A 流体与定温热源的传热计算公式

假定 U, T_c, \dot{m} 和 c_p 都为常数, 对于给定的来流温度 T_i ,

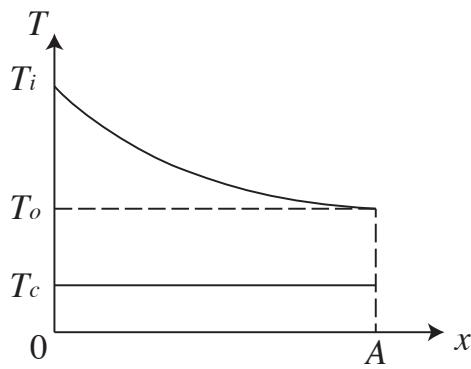


图 1-1 流体与定温热源的传热示意图

取 x 为已经参与换热的面积, 当 $x = 0$ 时, $T(x) = T_i$; 当 $x = A$ 时, $T(x) = T_o$ 。

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

于是,

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

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

其中, $T_g(x)$ 是通解, $T_p(x)$ 是特解, $T_h(x)$ 是齐次解。

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

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

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

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

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

也就是

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

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

附录 B 等热流密度下的流体与定温热源的传热计算公式

假定 U, T_c, \dot{m}, c_p 和 q'' 都为常数, 对于给定的来流温度 T_i ,

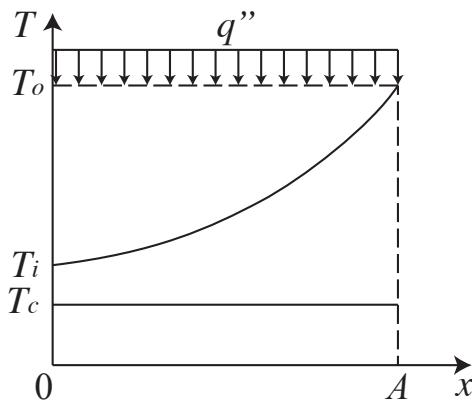


图 2-1 等热流密度下的流体与定温热源的传热示意图

取 x 为已经参与换热的面积, 当 $x = 0$ 时, $T(x) = T_i$; 当 $x = A$ 时, $T(x) = T_o$ 。

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

于是,

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

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

其中, $T_g(x)$ 是通解, $T_p(x)$ 是特解, $T_h(x)$ 是齐次解。

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

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

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

同方程 (A.6) 一样, 于是有

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

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

附录 C 类 Stream 的 MATLAB 源代码

```

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 攻读学位期间的主要成果和奖励

- [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