

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,在 ____ 年解密后适用本授权书。
☐ 不保密。

(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。

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	VI
表格索引	VII
1 建模	1
1.1 部件建模	1
1.2 朗肯循环发电系统建模	17
1.3 蒸汽发生系统建模	21
1.4 梯级系统建模	23
1.5 本章小结	24
2 蒸汽发生系统的优化	26
2.1 蒸汽发生子系统	26
2.2 分段加热系统	28
2.3 对比分析	31
2.4 本章小结	34

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	水循环的 T - s 图及过程 $2a$ - $2c$ - $2b$ 的 h - s 图	18
图 1-7	水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 T - s 图	20
图 1-8	具有回热器的 ORC 系统结构示意图	20
图 1-9	梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子	22
图 1-10	蒸汽生产过程的 T - Q 曲线图	23
图 2-1	典型的太阳能槽式发电厂	26
图 2-2	逆流布置的蒸汽发生器中的换热过程曲线	27
图 2-3	选择 \dot{m}_3 的折衷方案	28
图 2-4	改变各换热器中的 \dot{m}_3 来减小换热温差	29
图 2-5	分段加热系统的结构示意图	29
图 2-6	T_{3b} in the T - Q diagram of the heat transfer processes	33

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 ^[1? ?]	13
表 1.3	模型及试验的热效率($T_{hw}=922\text{ K}, T_{cw}=288\text{ K}$)	14
表 1.4	模型及试验的输出功率($T_{hw}=922\text{ K}, T_{cw}=288\text{ K}$)	15
表 2.1	传统蒸汽发生系统和分段加热系统采用的主要设计参数	31
表 2.2	传统蒸汽发生系统和分段加热系统的模拟结果	32

一 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。

1.1 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,主要包含以下几项^{[2]1}:

- 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^{[2]1}通过试验研究给出了槽式集热器的余弦损失

计算公式:

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

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。

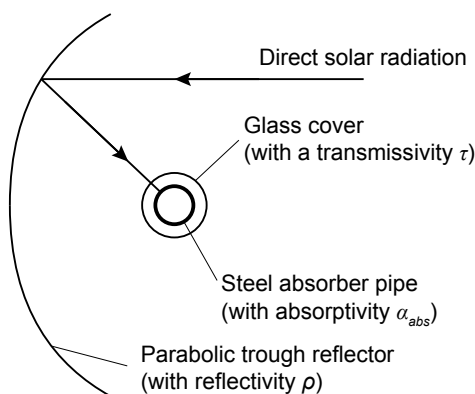


图 1-1 槽式集热器结构示意图

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,这样就可以利用附录??中的传热计算公式。吸热管的传热分析示意图如图1-2所示。

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

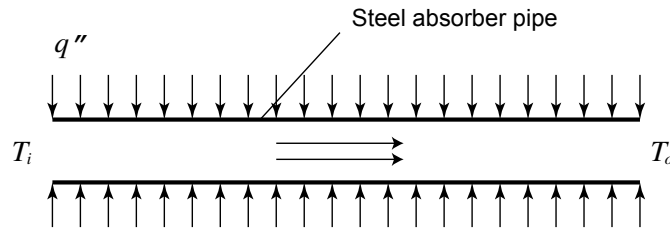


图 1-2 吸热管的传热分析示意图

由于管道中的努塞尔数 Nu 非常大(大约为 $1/\times 10^4$),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]。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。

垂直投射到槽式集热器开口的能量为

$$Q_{total} = I_r L_{tc} w_{tc} \quad (1.5)$$

被传热流体吸收的能量为

$$Q_{use} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (1.6)$$

槽式集热器的集热效率为

$$\eta_{tc} = \frac{Q_{use}}{Q_{total}} = \frac{I_r L_{tc} w_{tc}}{\dot{m}c_p(T_o - T_i)} \quad (1.7)$$

1.1.2 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处。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:^[2]

- 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。热损失占有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, $q_{rad,emit}$ 。

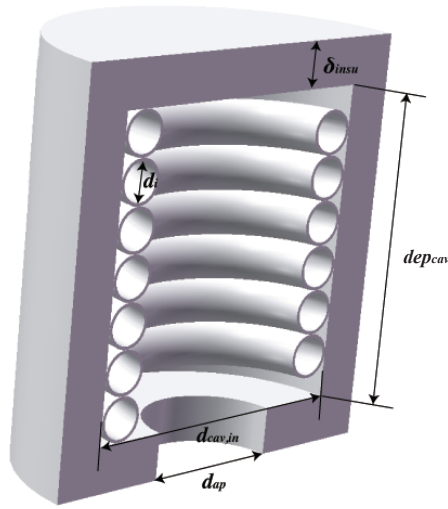


图 1-3 碟式接收器的结构示意图

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
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不利影响。

$$q_i = I_r A_{dc} \gamma \eta_{shading} \rho \quad (1.8)$$

In Equation (1.8), γ is the intercept factor, $\eta_{shading}$ is the shading factor between different collectors, ρ is the reflectivity of the reflector. 在方程 (1.8) 中, γ 是拦截因子,

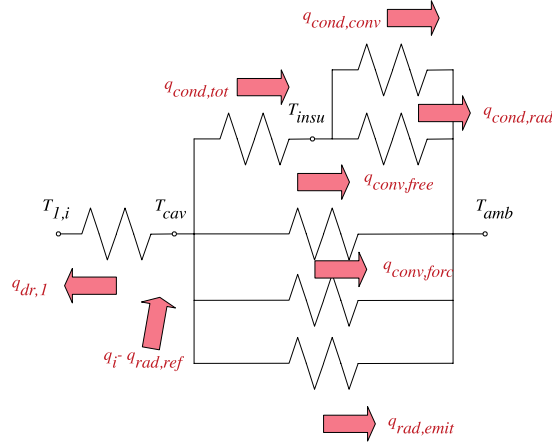


图 1-4 碟式接收器的热网络模型

$\eta_{shading}$ 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

$$q_{dr,1} = h_{dr,1} A_{dr,1} \Delta T_{ln,dr,1} \quad (1.9)$$

where

$$h_{dr,1} = Nu_{tube} \lambda_{dr,1} / d_{i,1} \quad (1.10)$$

$$Nu_{tube} = c_r Nu'_{tube} \quad (1.11)$$

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:^[2]

$$c_r = 1 + 3.5 \frac{d_{i,1}}{d_{cav} - d_{i,1} - 2\delta_a} \quad (1.12)$$

Nu'_{tube} 是直圆管的努赛尔数, 它由下式计算:^[2]

$$Nu'_{tube} = 0.027 Re_{tube}^{0.8} Pr_{tube}^{1/3} (\mu_{tube} / \mu_{tube,w})^{0.14} \quad (1.13)$$

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

$$\Delta T_{ln,dr,1} = \frac{(T_{cav} - T_{dc,i}) - (T_{cav} - T_{dc,o})}{\ln \frac{T_{cav} - T_{dc,i}}{T_{cav} - T_{dc,o}}} \quad (1.14)$$

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

$$q_{rad,ref} = (1 - \alpha_{eff})q_i \quad (1.15)$$

其中, α_{eff} 是接收器的等效吸收率, 它由下式算得:

$$\alpha_{eff} = \frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav}) \frac{A_{ap}}{A_{cav}}} \quad (1.16)$$

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, $q_{cond,tot}$

$$q_{cond,tot} = 2\pi\lambda_{insu}dep_{cav} \frac{T_{cav} - T_{insu}}{\ln(1 + 2\delta_{insu}/d_{cav})} \quad (1.17)$$

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, $q_{cond,conv}$

$$q_{cond,conv} = h_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb}) = \frac{k_{insu}Nu_{insu}A_{insu}(T_{insu} - T_{amb})}{d_{cav} + 2\delta_{insu}} \quad (1.18)$$

其中, Nu_{insu} 可以由流体绕流圆柱体的公式得到。^[2]

(6) 接收器绝热层的辐射损失, $q_{cond,rad}$

$$q_{cond,rad} = \epsilon_{insu}A_{insu}\sigma(T_{insu}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.19)$$

(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^[2]。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1-4所示。

$$q_{conv,free} = h_{free}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.20)$$

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, $q_{conv,forc}$

$$q_{conv,forc} = h_{forc}A_{cav}(T_{cav} - T_{amb}) \quad (1.21)$$

Wu 等^[2]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^[2]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^[2]提出的公式、Stine 和 Diver^[2]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。

$$h_{forc} = 0.1967 v_{wind}^{1.849} \quad (1.22)$$

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

$$\epsilon_{cav} = \alpha_{eff} \quad (1.23)$$

$$q_{rad,emit} = \epsilon_{cav} A_{ap} \sigma (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.24)$$

从热网络结构图(见图1-4)中可以得到

$$q_{eff} = q_i - q_{rad,ref} \quad (1.25)$$

$$q_{eff} = q_{dr,1} + q_{cond,tot} + q_{conv,free} + q_{conv,forc} + q_{rad,emit} \quad (1.26)$$

$$q_{cond,tot} = q_{cond,conv} + q_{cond,rad} \quad (1.27)$$

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 (1.9) 计算得出。于是, 碟式接收器的热效率为

$$\eta_{dr} = \frac{q_{dr,1}}{q_i} \quad (1.28)$$

碟式集热器的热效率为

$$\eta_{dc} = \frac{q_{dr,1}}{I_r A_{dc}} \quad (1.29)$$

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1-5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, 由于不完美的回热过程, 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^[2, 3]。 $e = \frac{T_R - T_L}{T_H - T_L}$, 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。

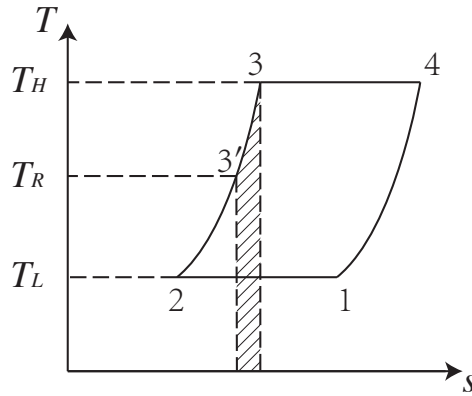


图 1-5 斯特林循环的 T - s 图

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 $T_R = \frac{T_H - T_L}{\ln(T_H/T_L)}$ ^[2, 3]。

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} ^[2, 3]。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。

$$K = \frac{V_{DH}}{T_H} + \frac{V_{DR}}{T_R} + \frac{V_{DC}}{T_L} \quad (1.30)$$

对于定温压缩过程 1-2, 输出功

$$W_{12} = \int_{V_E+V_C}^{V_E} p_{12} dV = -mRT_L \ln \frac{V_E + V_C + KT_L}{V_E + KT_L} \quad (1.31)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 输出功

$$W_{34} = \int_{V_E}^{V_E+V_C} p_{34} dV = mRT_H \ln \frac{V_E + V_C + KT_H}{V_E + KT_H} \quad (1.32)$$

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

$$W_{th} = W_{12} + W_{34} = mR(T_H \ln \gamma_H - T_L \ln \gamma_L) \quad (1.33)$$

对于定容加热过程 3'-3, 吸收的热量

$$Q_{3'3} = nc_v(T_H - T_L) = \frac{1-e}{k-1} mR(T_H - T_L) \quad (1.35)$$

对于定温膨胀过程 3-4, 吸收的热量

$$Q_{34} = W_{34} = mRT_H \ln \gamma_H \quad (1.36)$$

在一个循环过程中, 理论吸收热为

$$Q_{th} = Q_{3'3} + Q_{34} = \frac{1-e}{k-1} mR(T_H - T_L) + mRT_H \ln \gamma_H \quad (1.37)$$

1.1.3.2 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:

$$T_H = T_{hw} - \frac{Q_{se}}{h_h A_{hw}} \quad (1.38)$$

$$T_L = T_{cw} + \frac{(Q - W)_{se}}{h_c A_{cw}} \quad (1.39)$$

其中的传热系数可以通过下式获得^[2]:

$$h_{h,c} = \frac{\mu c_p f_{Re}}{2D_{h,c} Pr_{h,c}} \quad (1.40)$$

其中, f_{Re} 是与雷诺数有关的摩擦因子:

$$f_{Re} = 0.0791 Re_{h,c}^{0.75} \quad (1.41)$$

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^[2]:

$$\Delta p = -\frac{2f_{Re}\mu uV}{d^2A} \quad (1.42)$$

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:

$$W_{pd} = \oint \sum_{i=E,C} (\Delta p_i \frac{dV_i}{d\theta}) d\theta \quad (1.43)$$

(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^[2]:

$$W_{fs} = \oint p(\pm \frac{au_p}{c} \pm \frac{\Delta p_f}{p}) dV \quad (1.44)$$

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 是由于机械摩擦导致的压力损失。 Δp_f , a 和 c 可以由下列各式得到:^[2]

$$\Delta p_f = 0.97 + 0.009s_{se} \quad (1.45)$$

$$a = \sqrt{3k} \quad (1.46)$$

$$c = \sqrt{3RT} \quad (1.47)$$

- (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^[2]。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:

$$Q_{id} = \frac{k_r A_r}{L_r s_{se}} (T_{hw} - T_{cw}) \quad (1.48)$$

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^[2]:

$$Q_{sc} = 0.4 \frac{Z^2 k_p D_p}{J L_d s_{se}} (T_H - T_L) \quad (1.49)$$

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

$$Q = Q_{th} + Q_{id} + Q_{sc} \quad (1.50)$$

总的输出功可以表述为

$$W = W_{th} - W_{pd} - W_{fs} \quad (1.51)$$

斯特林机的输出功率为

$$P = W s_{se} \quad (1.52)$$

斯特林机的效率为

$$\eta = W/Q \quad (1.53)$$

1.1.3.3 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试验结果进行比较, 结果如表1.3和表1.4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 (1.38) 和 (1.39) 得到。因此, W 、 Q 和 η 都可以由热力模型和

表 1.2 GPU-3 型斯特林机的设计参数^[2, 3]

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 1.3 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 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[2])			绝热分析模型 (simple II ^[2])			本文提出的模型			试验 数据 ^[2]	
		数值 (%)	误差 (%)	Average 误差 (%)	数值 (%)	误差 (%)	Average 误差 (%)	数值 (%)	误差 (%)	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	27.45	12.25	12.85	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 1.4 模型及试验的输出功率($T_{hw} = 922\text{ K}$, $T_{cw} = 288\text{ K}$)

转速 (Hz)	平均 有效 压力 (MPa)	简单分析模型 (变普朗特数 ^[2,1])			绝热分析模型 (simple $\Pi^{[2,1]}$)			本文提出的模型			试验 数据 ^[2,1]	
		数值 (kW)	误差 (%)	Average 误差 (%)	数值 (kW)	误差 (%)	Average 误差 (%)	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(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^[2, 3]。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。

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。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:

$$(T_w - T)UdA = \dot{m}c_p dT \quad (1.54)$$

$$\frac{dT}{T - T_w} = -\frac{UdA}{\dot{m}c_p} \quad (1.55)$$

由于 $T(0) = T_i, T(A) = T_o$,

$$\frac{T_o - T_w}{T_i - T_w} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (1.56)$$

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。

$$\frac{T_{o,h} - T_{hw}}{T_{i,h} - T_{hw}} = \exp\left(-\frac{U_h A_h}{\dot{m}_h c_{p,h}}\right) \quad (1.57)$$

$$\frac{T_{o,c} - T_{cw}}{T_{i,c} - T_{cw}} = \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_c c_{p,c}}\right) \quad (1.58)$$

在一个循环周期中,热流体传递给斯特林机的热量为

$$\dot{m}_h c_{p,h} (T_{i,h} - T_{o,h}) / s_{se} = Q \quad (1.59)$$

在一个循环周期中,斯特林机传递给冷流体的热量为

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{o,c} - T_{i,c}) / s_{se} = Q - W \quad (1.60)$$

1.2 朗肯循环发电电子系统建模

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

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抽汽作为热源。

图1-9中的梯级系统的水循环的 $T-s$ 图如图1-6a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1-6b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

$$\eta_{i,tb} = (h_{2a} - h_{2b}) / (h_{2a} - h_{i,2b}) = (h_{2a} - h_{2c}) / (h_{2a} - h_{i,2c}) \quad (1.61)$$

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

$$P_{tb} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2b}) + y \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2c}) \quad (1.62)$$

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

$$Q_{cd} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2b} - h_{2d}) \quad (1.63)$$

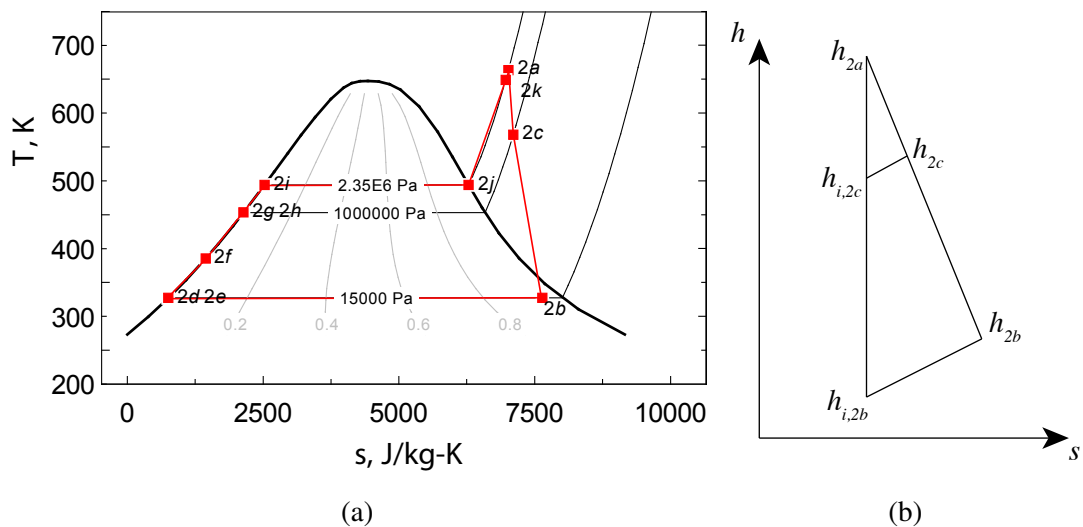


图 1-6 水循环的 $T-s$ 图及过程 $2a-2c-2b$ 的 $h-s$ 图

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

$$yh_{2c} + (1 - y)h_{2f} = h_{2g} \quad (1.64)$$

泵消耗的总功率

$$P_{pu} = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2d}) + \dot{m}_2 (h_{2h} - h_{2g}) \quad (1.65)$$

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。

$$p_{2g} = p_{2c} \quad (1.66)$$

水循环吸收的总热量为

$$Q_2 = (1 - y) \dot{m}_2 (h_{2f} - h_{2e}) + \dot{m}_2 (h_{2a} - h_{2h}) \quad (1.67)$$

朗肯循环的效率可以表示为

$$\eta_{rk} = (P_{tb} - P_{pu} / \eta_{ge}) / Q_2 \quad (1.68)$$

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1-7所示。在典型有机工质循环(如图1-8)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。

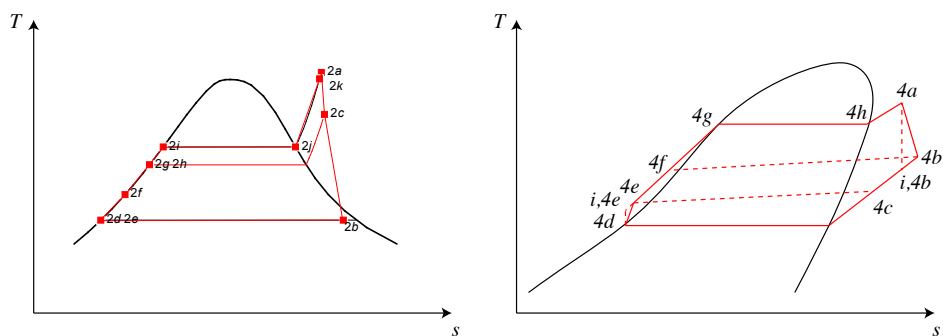


图 1-7 水工质朗肯循环和典型有机工质朗肯循环 T - s 图

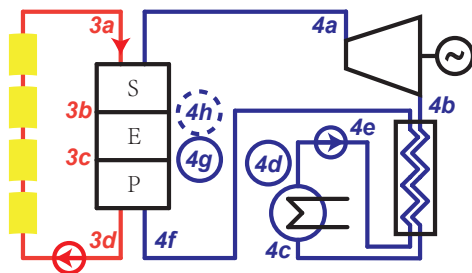


图 1-8 具有回热器的 ORC 系统结构示意图

汽轮机的相对内效率为

$$\eta_{i,tb} = (h_{4a} - h_{4b}) / (h_{4a} - h_{i,4b}) \quad (1.69)$$

其中, $h_{i,4b}$ 由 s_{4a} 和 p_c 决定。

汽轮机的输出功率为

$$P_{tb} = \dot{m}_4 (h_{4a} - h_{4b}) \quad (1.70)$$

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

$$h_{4b} - h_{4c} = h_{4f} - h_{4e} \quad (1.71)$$

凝汽器放出的凝结热

$$Q_{cd} = \dot{m}_4 (h_{4c} - h_{4d}) \quad (1.72)$$

泵的功率

$$P_{pu} = \dot{m}_4(h_{4e} - h_{4d}) \quad (1.73)$$

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

$$Q_4 = \dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f}) \quad (1.74)$$

朗肯循环的效率为

$$\eta_{rk} = \frac{P_{tb} - P_{pu}/\eta_{ge}}{\dot{m}_4(h_{4a} - h_{4f})} \quad (1.75)$$

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1-9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1-10所示。图1-9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。

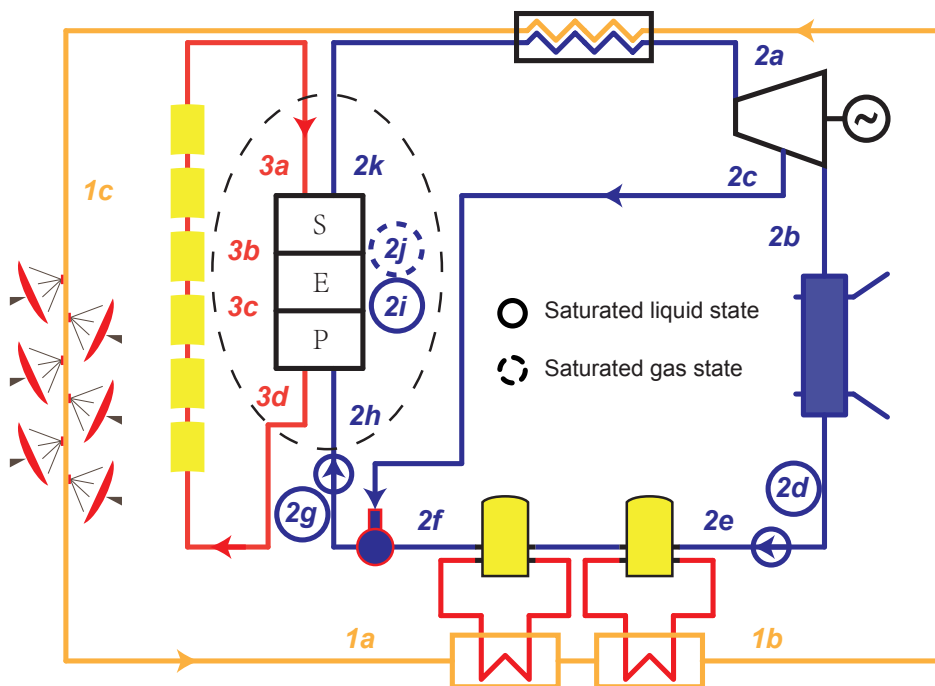


图 1-9 梯级系统中蒸汽发生系统的一个例子

对于如图1-9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,

$$\dot{m}_3(h_{3c} - h_{3d}) = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h}) \quad (1.76)$$

(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,

$$\dot{m}_3(h_{3b} - h_{3c}) = \dot{m}_2(h_{2j} - h_{2i}) \quad (1.77)$$

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2章有更加详细的说明。

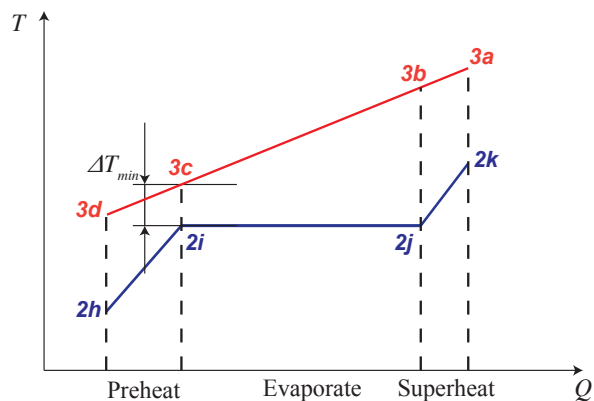


图 1-10 蒸汽生产过程的 T - Q 曲线图

(3) 过热器

根据能量平衡方程,

$$\dot{m}_3(h_{3a} - h_{3b}) = \dot{m}_2(h_{2k} - h_{2j}) \quad (1.78)$$

通过求解方程 (1.76) 到 (1.78), 可以得到 \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。这些接口通过流(stream)相互作用。例如图1-9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??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,则接受估值作;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??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 $|\text{evaporator.T}_{3o} - \text{superheater.T}_{3i}|$ 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 $|\text{evaporator.T}_{3o} - \text{superheater.T}_{3i}| < 10^{-4}$ 。

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。

二 蒸汽发生系统的优化

2.1 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2-1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2-2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熵损。

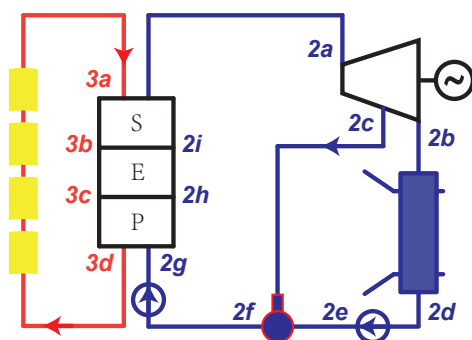


图 2-1 典型的太阳能槽式发电厂

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

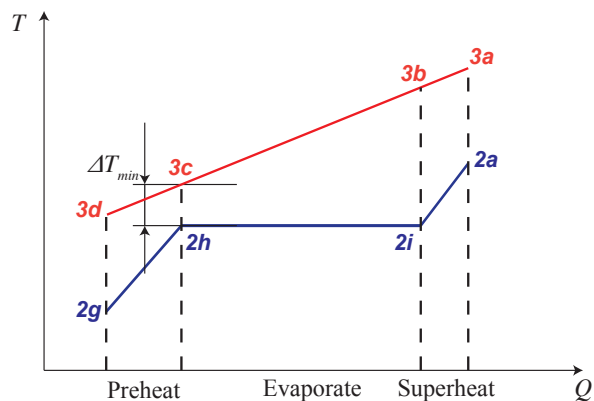


图 2-2 逆流布置的蒸汽发生器中的换热过程曲线

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 $10 \sim 20 \text{ K}$ 。需要指出的是,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2-2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2-3所示,改变 \dot{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,并因此产生大量的烟损。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。

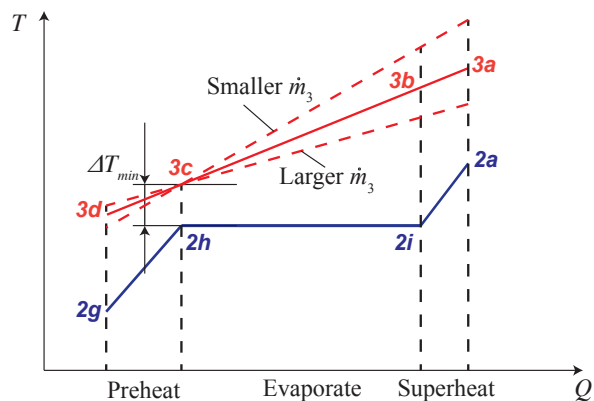


图 2-3 选择 \dot{m}_3 的折衷方案

2.2 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2-2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。

$$\Delta Q = c_p \dot{m} \Delta T \quad (2.1)$$

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2-4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2-1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2-1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。这些分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。

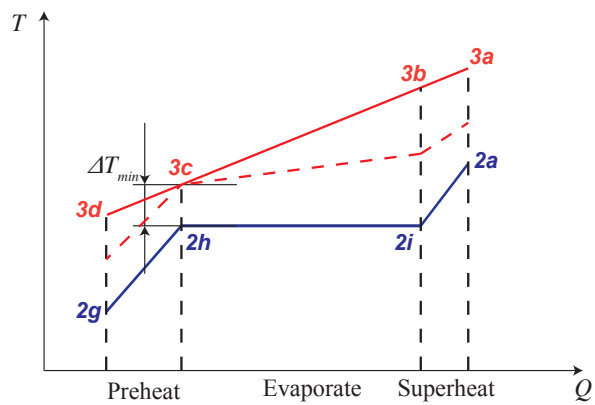


图 2-4 改变各换热器中的 \dot{m}_3 来减小换热温差

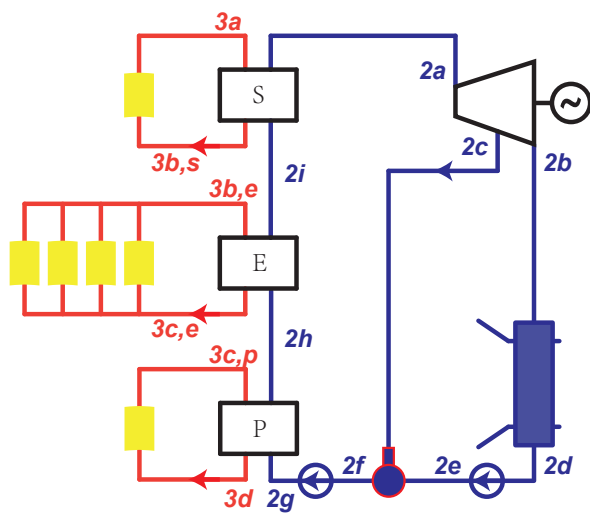


图 2-5 分段加热系统的结构示意图

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

$$T_{3,p} = (T_{2g} + T_{2h})/2 + \Delta T_{min} \quad (2.2)$$

为预热过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,p} = \dot{m}_2(h_{2h} - h_{2g})/(h_{3c} - h_{3d}) \quad (2.3)$$

为蒸发过程供热的太阳能镜场片区的最佳平均油温为

$$T_{3,e} = (T_{3b} + T_{3c})/2 \quad (2.4)$$

为蒸发过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,e} = \dot{m}_2(h_{2i} - h_{2h})/(h_{3b} - h_{3c}) \quad (2.5)$$

为过热过程供热的太阳能镜场片区的最佳平均油温为

$$T_{3,s} = (T_{3b} + T_{2a} + \Delta T_{min})/2 \quad (2.6)$$

为过热过程供热的太阳能镜场片区的最佳导热油流量为

$$\dot{m}_{3,s} = \dot{m}_2(h_{2a} - h_{2i})/(h_{3a} - h_{3b}) \quad (2.7)$$

2.3 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1.1.1节中的方程 (1.7) 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

$$\dot{I} = T_{amb}(\sum \dot{m}_o s_o - \sum \dot{m}_i s_i) \quad (2.8)$$

表 2.1 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}	6×10^6 W	p_s	2.35×10^6 Pa
$\eta_{i,tb}$	0.711	p_c	1.5×10^4 Pa
η_{ge}	0.975	p_{de}	1×10^6 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2.1。

正如在第2.2节中所讨论的, T_{3b} 是未定的参数。图2-6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, $T_{3b} = (T_{3b,min} + T_{3b,max})/2$ 。

$$\frac{T_{3b,max} - T_{3c}}{T_{3a} - T_{3c}} = \frac{T'_{3b} - T_{3c}}{T'_{3a} - T_{3c}} \quad (2.9)$$

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 2.2 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	628.15 K
T_{3b}	634.11 K	612.41 K	560.62 K	508.83 K
T_{3d}	495.43 K	468.28 K	468.28 K	468.28 K
\dot{m}_{3p}	47.8 kg/s	16.1 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	8.3 kg/s
\dot{I}_p	4.80×10^4 W	2.58×10^4 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	2.41×10^5 W
\dot{I}_s	1.81×10^5 W	1.42×10^5 W	9.19×10^4 W	4.24×10^4 W
\dot{I}_{total}	1.33×10^6 W	1.14×10^6 W	7.44×10^5 W	3.10×10^5 W
η_p	0.699	0.703	0.703	0.703
η_e	0.673	0.678	0.689	0.697
η_s	0.633	0.648	0.662	0.675
$\eta_{overall}$	0.670	0.676	0.686	0.695

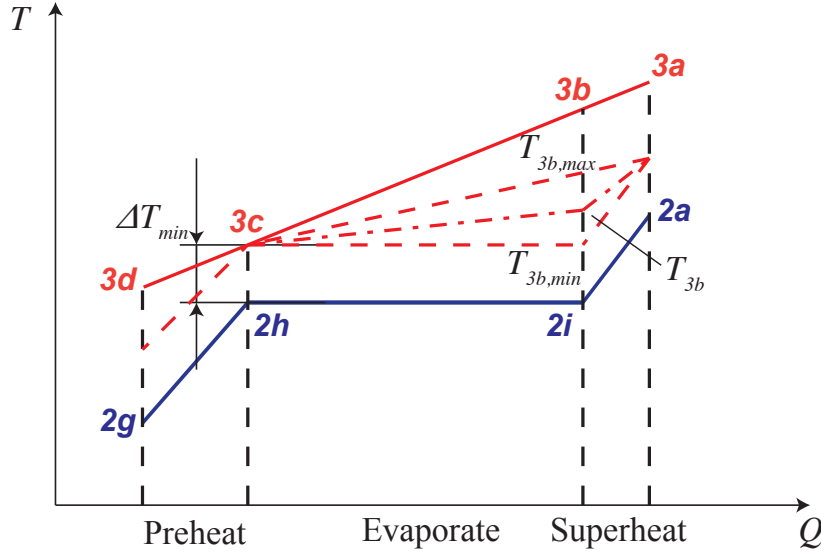


图 2-6 T_{3b} in the T - Q diagram of the heat transfer processes

Simulation results of the four system models are listed in Table 2.2. It can be found that MELRS can effectively reduce the exergy loss of the steam generating process. The exergy loss can be reduced from 14.3% up to 76.7% for the three MELRS. The overall thermal efficiency of the solar fields can be improved from 0.9% up to 3.6%.

It is worthy pointing that, for the situation $T_{3b} = T_{3b,min}$, when $\dot{m}_{3e} = \infty$, the correlation (2.8) is not applicable. The new correlation listed below is applied for the isothermal heat transfer process

$$\dot{i} = T_{amb} \left(\frac{Q}{T_{2h}} - \frac{Q}{T_{3c}} \right) = \frac{QT_{amb}(T_{3c} - T_{2h})}{T_{2h}T_{3c}} \quad (2.10)$$

where, Q is the heat transferred per unit time in the evaporator.

T_{2a} , T_{2i} , T_{2h} , T_{2g} and T_{3c} are the same for SGSS and different MELRSs for the same water side processes. The different mass flow rates of the oil lead to different oil temperatures in the heat exchangers, and hence different exergy loss. It can be found that the exergy losses in preheaters of MELRSs (2.58×10^4 W) are smaller than that of SGSS (4.80×10^4 W). The exergy losses in evaporators of different MELRSs vary greatly, from 9.68×10^5 W to 2.41×10^5 W for oil flow rate from 58.6 kg/s to infinity. Exergy loss in the evaporator takes the largest portion of the steam generating process, which takes about 82.8%, 85.2%, 83.8% and 78.0% for SGSS and MELRSs separately. Increasing flow rate of the heating fluid in

the steam generating process can effectively reduce the exergy loss. The exergy losses in superheaters of MELRSs (1.42×10^5 W, 9.19×10^4 W and 4.24×10^4 W) are much smaller than that of SGSS (1.81×10^5 W) due to large temperature differences in the traditional superheaters.

It can be found that MELRS can effectively reduce exergy loss hence improve the system efficiency compared to traditional SGSS. The thermal efficiency for the corresponding solar field for the preheater (η_p), evaporator (η_e) and superheater (η_s) of MELRSs are higher than that of SGSS (virtual solar fields). The overall thermal efficiency ($\eta_{overall}$) of the solar field can be improved effectively.

2.4 本章小结

In this chapter, a novel multistage exergy loss reduction system is proposed to reduce the large exergy loss in traditional solar parabolic trough power plants. Traditional solar field is divided into three solar fields to provide heat for the preheater, evaporator, and superheater, respectively. Different flow rates in the three solar fields provide the ability to reduce temperature difference for the heat exchange processes.

Smaller temperature difference leads to lower oil temperature and therefore higher solar field thermal efficiency. Besides, the different temperature ranges of different solar fields provide the convenience of the application of different types of collectors.

The analytical model of the steam generating system is developed. A flow control strategy of HTF depending on the analytical system model is derived. Energy and exergy efficiency of the MELRS is analyzed and compared with the SGSS of traditional solar parabolic trough power plant. Result shows that MELRS can effectively reduce the exergy loss in the heating process, and the performance of the plant can be improved. The exergy loss can be reduced from 14.3% up to 76.7% for the three typical MELRSs. The overall thermal efficiency of the solar fields can be improved from 0.9% up to 3.6%.