

分类号\_\_\_\_\_

学号\_\_\_\_\_

学校代码 10487

密级\_\_\_\_\_

华中科技大学  
硕士学位论文

200kW 级有机朗肯循环发电系统建模仿真与控制  
系统设计

学位申请人： 潘 剑

学科专业： 热能工程

指导教师： 高伟教授

张燕平副教授

答辩日期： 2015 年 5 月

**A Dissertation Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering**

**Control System Design and Modeling for 200kW  
Power Generation System Based on Organic  
Rankine Cycle**

**Candidate : Pan Jian**

**Major : ThermalEngineering**

**Supervisor: Prof. Gao Wei**

**Assoc.Prof. Zhang Yanping**

**Huazhong University of Science & Technology**

**Wuhan 430074, P. R. China**

**May, 2015**



## 摘要

随着我国环境问题以及能源问题的日益严峻。人们越来越重视低品位余热资源的利用，有机朗肯循环发电技术就是回收低品位热能的有效技术途径之一。与传统的朗肯循环相比，有机朗肯循环在中低温热源下有更高的效率，并且还具有系统结构简单，投资小，利与环保等优点。

有机朗肯循环系统是一个多参数耦合，且非线性的复杂系统。本文在总结前人研究的基础上，根据对 200kW 级有机朗肯循环系统工作原理分析，利用传热学、热力学、流体力学等原理，对有机朗肯循环系统的主要设备蒸发器、冷凝器、有机工质汽轮机以及工质泵分别建立了数学模型。

采用分层建模的思想，在 Simulink 仿真平台上，利用各主要设备的数学模型，分别搭建了各自的动态仿真模型。并根据系统部件各参数之间的耦合关系，将各部件模型进行组合，从而构建了有机朗肯循环系统的综合仿真模型。

以所建立有机朗肯循环发电系统的动态仿真模型为基础，开展了 ORC 系统下蒸发器进口油温和油量变化、工质泵转速变化、有机工质汽轮机调节阀门开度变化等扰动下的的仿真实验，并对系统各部件参数以及循环效率的动态过程进行分析。

在对有机朗肯循环发电系统建模与仿真的基础上，针对系统中的蒸发器子系统以及有机工质汽轮机子系统的扰动进行进一步的仿真分析，从而提出了利用控制导热油流量控制蒸发器出口温度、利用调节阀门开度控制有机工质汽轮机输出功率与转速的控制策略。并在 Simulink 平台下，搭建了各控制系统的仿真模型，并进行了多种仿真实验：通过控制器参数整定试验，获得了各个控制器控制参数；通过各种扰动下，控制系统的仿真实验，对所设计的蒸发器控制系统以及有机工质汽轮机控制系统控制效果进行验证。

关键词：有机朗肯循环；建模；动态仿真；控制系统

## Abstract

As the environmental and energy issues have become increasingly severe in our country, the research on the use of low-grade waste heat get more and more attention. Power generation based on Organic Rankine Cycle(ORC) is one of the effective ways to recycle low-grade waste energy. Compared with the conventional Rankine Cycle, ORC is more efficient on the use of low-grade waste heat.

The Organic Rankine Cycle Power generation is a complex process which is nonlinear, multivariable and strongly-coupling. In this paper, based on the previous research, the dynamic model of key components in Organic Rankine Cycle is established by using the theory of heat transfer, thermodynamics, fluid mechanics, etc.

By using the hierarchical modeling mechanism and the mathematical models, the dynamic simulation models of these key components in Organic Rankine Cycle are set up. And according to the coupling relationship between the system components, the models of the various components are combined to construct the integrated simulation model of the Power generation based on Organic Rankine Cycle. Based on the established model, several dynamic simulation experiments are performed. And the system parameters and the cycle efficiency are analyzed.

According to the results of the disturbance simulation experiments, the control system of evaporator and organic fluid turbine are proposed. In evaporator control system, through use the mass flow to control the outlet temperature.and in organic fluid turbine control system, through adjust the valve opening to control the power and frequency. By establishing the dynamic simulation of the control system on Simulink platform, several experiments are performed. According to the control parameters turning experiments, the control parameters of various controller are obtained. And through simulation experiments under several disturbances, the performance of each control system is studied. The results of simulation experiments show that the designed control system has a good control effect.

Key words: Organic Rankine Cycle, Simulation , Modeling, Control System

# 华 中 科 技 大 学 硕 士 学 位 论 文

---

## 目录

摘要.....	I
Abstract.....	II
1 绪论.....	1
1.1 课题研究背景与意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.3 课题研究内容.....	6
2 有机朗肯循环动态系统数学模型.....	8
2.1 有机朗肯循环系统介绍.....	8
2.2 有机工质汽轮机数学模型.....	10
2.3 蒸发器数学模型.....	12
2.4 冷凝器数学模型.....	19
2.5 工质泵数学模型.....	22
2.6 本章小结.....	23
3 基于 Simulink 的有机朗肯循环系统动态性能仿真.....	24
3.1 Simulink 简介.....	24
3.2 Simulink 中有机朗肯循环动态仿真模型的实现.....	25
3.3 有机朗肯循环系统动态仿真结果及分析.....	33
3.4 本章小结.....	42
4 有机朗肯循环发电系统控制策略建立及动态仿真.....	44
4.1 PID 简介.....	44
4.2 蒸发器出口温度控制系统设计与仿真.....	45

# 华 中 科 技 大 学 硕 士 学 位 论 文

---

4.3 有机工质汽轮机控制系统设计与仿真.....	50
4.4 本章小结.....	60
5 总结与展望.....	61
5.1 全文总结.....	61
5.2 未来展望.....	62
致谢.....	64
参考文献.....	65
作者在攻读学位期间发表的学术论文.....	70

## 1 绪论

### 1.1 课题研究背景与意义

能源是人类赖以生存和发展所不可或缺的资源，是人类社会与经济发展的重要物质基础。目前，绝大多数国家都以石油、天然气和煤炭等矿物燃料为主要能源。在我国经济和人口快速增长的形势下，我国的能源问题日益突出。从 2010 年起，我国的能源消费量达到 2339.6 百万吨油当量，已经超过美国成为世界最大的能源消费国；到 2013 年我国的能源消费量就占到了世界总量的 24.4%，美国只有 17.8%<sup>[1]</sup>。能源消耗的增加进一步加剧了我国能源供应不足的问题。目前我国能源问题已经成为影响我国经济和社会发展的重要制约因素之一。寻找和利用新的能源，是我国今后解决能源问题和确保经济可持续发展的关键。

有统计指出，人类所利用的热能中有 50% 最终以低品位废热的形式直接排放，在我国各行业的余热总资源约占其燃料消耗总量的 17%~67%，其中可回收利用的余热资源约为余热总量的 60%<sup>[2]</sup>。有效的回收利用这些低品位的热量，既可以缓解我国能源缺乏的问题，又可以减少化石燃料燃烧造成的环境污染现象，对我国节能环保研究具有重大的意义<sup>[3]</sup>。

随着低品位余热资源利用的研究越来越受到人们的重视，各种新技术不断被提出，有机朗肯循环发电技术就是回收低品位热能的有效技术途径之一<sup>[3]</sup>。有机朗肯循环（Organic Rankine Cycle，简称 ORC）是以有机物作为工质，来回收利用低品位热能的朗肯动力循环，它建立在工程热力学的基础上，利用低温热源来加热有机工质，获得高压的有机蒸汽，让它在膨胀机里做功<sup>[4]</sup>。这几年来，有机朗肯循环发电技术的发展十分迅速，这项技术的研发和推广对我国的节能减排和可持续发展意义重大。

作为一种利用工业余热、低品位能源的有效技术，有机朗肯循环发电技术，越来越被人们所关注。但是我们看到目前对于有机朗肯循环发电技术的研究，多集中在循环工质的选择、循环系统结构的优化以及有机工质汽轮机的研制等方面<sup>[5]</sup>，而对于其控制系统的设计研究相对较少。这严重阻碍了 ORC 发电技术的发展和推广。

在进行有机朗肯循环发电系统时，必然会涉及到系统重要相关参数的控制问题，只有保证循环系统在正常运行时，各参数能稳定在安全范围以内，所设计的有机朗肯循环发电系统才能正常使用，从而达到利用低品位能源的目的。另一方面，由于有机朗肯循环各个设备存在其自身的特点，使得我们必须针对有机朗肯循环这一特定对象来设计适用于 ORC 发电系统控制方案。本课题正是基于这样的现状下提出的。

## 1.2 国内外研究现状

### 1.2.1 有机朗肯循环的研究与应用现状

早在 1924 年，国外就有人选用二苯醚作为工质，对有机朗肯循环系统进行了研究。在 1966 年，Raysk 等学者提出对有机朗肯循环系统进行了进一步的研究，其是利用氟利昂作为工质来带动朗肯循环进行发电<sup>[6]</sup>。在随后的几十年中，有机朗肯循环发电技术逐渐引起了各国学者的广泛关注，人们对 ORC 发电技术的研究也越来越多。据有关统计显示，目前全世界约有 2000 多套有机朗肯循环系统正在运行。采用各种各样的有机工质、不同种类的能源为热源的有机朗肯循环系统在全球各地纷纷建立起来。在现有的 ORC 发电系统中，主要利用太阳能、工业废热、地热以及生物质能等作为热源。为了达到更高的效率，采用不同的热源时，所选用的有机工质，系统结构均会有所不同；另一方面，ORC 发电系统中的核心设备有机工质汽轮机性能的好坏也是直接影响循环效率的关键因素。因此，在目前 ORC 的研究中，选用何种有机工质、循环系统采用何种结构以及有机工质汽轮机的优化设计一直都是有机朗肯循环发电技术课题研究中的重点内容<sup>[7]</sup>。

有机朗肯循环发电的最大特点就是使用有机工质作为循环工质，因此当热源温度不同时，基于最高效率的工质选择问题成为如今研究的重点。氟利昂、二甲醚、氨水最先被应用于有机朗肯循环中，而随着研究的不断推进，对于工质的研究也更加广泛与深入<sup>[8]</sup>。据了解，目前国内外学者在 ORC 系统中主要研究了以下几类工质，即制冷剂类，烷烃类，芳香烃类以及硅氧烷类。希腊学者 D.Manolakos 等以 R134a 为工质，建立了太阳能有机朗肯循环用于海水淡化系统<sup>[9]</sup>。Bahaa Saleh 等人通过计算 31 种纯工质的理论循环效率，证明了适用于低温太阳能 ORC 系统的工质有 R236ea、R245ca、

# 华中科技大学硕士学位论文

---

R245fa、R600、R600a、R601a、RE13 和 RE245<sup>[10]</sup>。V.M.Nguyen 等在 ORC 系统中运用了 n-pentane（正戊烷）作为有机工质，获得了 4.3% 的热电综合效率<sup>[11]</sup>。昆明理工大学的王辉涛等人基于气体状态方程，通过详细的计算，比较了 11 中低沸点工质在 ORC 系统中的热力性能，指出其中戊烷和己烷具有最高的热效率<sup>[12]</sup>。Lourdes García-Rodríguez 等人通过分析计算，表明硅氧烷无论是在太阳能集热器中吸热还是在蒸汽透平中做功都有着较佳的性能<sup>[13]</sup>。

由于在有机朗肯循环中的有机工质多为干工质，不适用再热循环，故回热式循环成为国内外对于 ORC 的结构形式研究的重点。回热式循环指的是在 ORC 循环中加入回热器，膨胀机排出的乏汽成为回热器的热流体，而冷流体为泵出口的冷凝液，此时乏汽中的部分能量也得到充分利用，从而循环效率得到显著提高，Ngoc Anh Lai 等学者分别在基本 ORC 循环与回热式 ORC 循环下，分析了各种工质的循环效率，研究结果表明，回热式 ORC 循环具有更高的循环效率<sup>[14]</sup>。

目前，国外对于 ORC 的研究已经比较深入，也出现了许多针对不同热源、工质、膨胀机来提供 ORC 发电机组的厂商。以色列的 ORMAT 公司可以生产适用于太阳能、地热、工业废热等热源的 ORC 发电机组，在 1993 年我国建立的 1MW 那曲地热电站应用的正是采用了该公司的机组，循环工质为异戊烷，热源温度为 110℃<sup>[15]</sup>。在此之外，摩洛哥 CIMAR 水泥厂采用了意大利的 Turboden 公司生产的 ORC 发电机组，来进行余热利用，其膨胀机采用轴流式透平，热源为 330℃ 的回转窑排烟<sup>[10]</sup>。另外，还有德国的 Kochler-Ziegler 公司、美国 Electratherm 等厂商可以生产采用螺杆式膨胀机或涡轮膨胀机的 ORC 发电机组<sup>[15]</sup>。

## 1.2.2 有机朗肯循环系统动态仿真研究现状

有机朗肯循环系统是由蒸发器、冷凝器、工质泵以及有机工质汽轮机四个部件组成<sup>[16]</sup>，其内部多个部件之间存在复杂的耦合关系，并且存在许多的非线性过程，这些都为有机朗肯循环系统的动态建模仿真带来了许多的困难。

(1) 在蒸发器和冷凝器建模方面，上海交通大学的顾伟通过分析了蒸发器的工作特性，建立了蒸发器的稳态和动态特性，并根据所建立的 1KW 级有机朗肯循环低温余热发电系统的实验装置，对有机朗肯循环在低温热源回收方面开展了研究工作

[<sup>17</sup>]。西班牙的 Llopis1 R 等人基于质量守恒，能量守恒和传热学方程分别提出了壳管式蒸发器和冷凝器的数学模型。这种建模方法将蒸发器和冷凝器按照其工质的流向而分配成一系列的控制容积，在对每块控制容积进行建模仿真。由于该模型可以很容易地适于任何类型的管壳式换热器，并通过实验研究证明此种建模方法存在较小的误差[<sup>18</sup>][<sup>19</sup>]。华北电力大学孙蕊、胡国强、张文芳、周业里等人均采用了一种移动边界的模型对蒸发器和冷凝器进行了建模，这种建模方法将蒸发器和冷凝器按其工质的状态分为三个区域，再利用基本方程对三个区建立数学模型，该方法即简化了计算，又可以很好地描述蒸发器的动态换热过程[<sup>20</sup>][<sup>21</sup>][<sup>22</sup>][<sup>23</sup>][<sup>24</sup>]。

(2) 在膨胀机建模方面，浙江大学的沈永年主要根据祸旋式膨胀机的几何结构关系，通过对热力过程膨胀机的理论分析，建了涡旋式膨胀机的计算模型，推导出了祸旋式膨胀机各种理论参数，并进行了初步试验验证[<sup>25</sup>]。比利时的 Vincent Lemort 等学者根据有机工质在祸旋式膨胀机工作，将整个做功过程等效分为六个热力学过程，并对每个过程进行分析，从而建立了膨胀机的热力学模型，并以为工质通过实验辨识模型中的参数，该模型可以精确的计算膨胀机的工质质量流量、转速、工质出口温度[<sup>26</sup>]。上海交通大学的方冰通过对螺杆膨胀机的理论分析，研究了螺杆膨胀膨胀机工作过程，从而建立了其主要环节的数学模型，并且逐一对他们的传递函数进行了理论推导[<sup>27</sup>]。

(3) 在工质泵的建模方面，华北水利水电学院的李君、王瑞莲等人通过对离心泵的动态建模方法研究，从而给出了一种基于泵外特性的离心泵数学动态模型，可求解离心泵的启动过渡过程[<sup>28</sup>]。哈尔滨工程大学的丁福光和刘宏春分别采用泵外特性与泵内特性两种方法对工质泵进行了建模研究，并给出了离心泵系统启动过度过程的仿真实例，结果表明两种动态建模的方法都能取得很好地效果[<sup>29</sup>]。

(4) 在对有机朗肯循环系统仿真方面，比利时的 Sylvain Quoilin 等学者建立了一种半经验化的 ORC 系统静态模型，并通过实验对其进行了验证[<sup>30</sup>]，其在之后的研究中又提出了一种基于离散化蒸发器模型的 ORC 系统动态模型[<sup>31</sup>]。华北电力大学的苗政、杨旭飞等人设计并搭建了有机朗肯循环试验台，循环工质采用 R123，并对系统的动态运行特性进行了研究[<sup>32</sup>]。美国的 Davide Ziviani 等人建立了一种即可以用于

# 华中科技大学硕士学位论文

---

稳态计算又可以用来进行动态仿真的有机朗肯循环系统热力仿真模型。模型中膨胀机采用涡旋式膨胀机，是按照流体的流动特性，分为多个步骤来进行建模；换热器采用板式换热器，通过工质与热流体的耦合关系进行迭代求解来进行建模<sup>[33]</sup>。上海交通大学的魏东红等人根据 ORC 系统的热力学特性，利用建模软件分别建立了系统各关键部件的机理模型，并通过边界条件进行连接，得到有机朗肯循环系统的整体模型<sup>[34]</sup>。中南大学的王志奇，搭建了一个利用烟气余热的有机朗肯循环发电实验装置，并建立了有机朗肯循环系统动态仿真模型，通过实验与仿真的研究，为 ORC 系统的研制提供理论指导<sup>[35]</sup>。

## 1.2.3 有机朗肯循环系统控制系统研究现状

采用有机朗肯循环的发电系统，存在多变量、强耦合以及非线性等特点，这些均不利于控制器的设计。目前对有机朗肯循环控制系统的研究还并不多，最近几年才渐渐有部分学者对其进行相关的研究，但研究内容还并不完善，并且大多主要集中在单个设备的控制方面。

在国外，意大利和比利时的一些学者在 ORC 控制系统方面的进行了较多的研究。其中，意大利的 Giovanni Manente 等学者提出了一种有机朗肯循环的变工况模型，并在此基础上，对系统的最优操作参数进行计算，该方法对系统的最优控制策略设计具有重要意义<sup>[36]</sup>。意大利的 F. Padula 等学者主要考虑了在正常运行模式（与电网相连）以及孤岛运行模式（连接一个独立负荷）下膨胀机的转速控制，并提出了一种自适应 PI 控制策略，并基于 PLC 设计了相应的控制算法<sup>[37]</sup>。比利时的 Sylvain Quoilin 等学者针对变热源的有机朗肯循环系统，提出了三种控制策略，即恒定蒸发温度、基于实际工况选取最优蒸发温度、工质泵转速与膨胀机转速相关联。仿真实验的结果表明，基于实际工况选取最优蒸发温度的控制策略具有最好的控制效果<sup>[32]</sup>。比利时的 Andres Hernandez 等学者针对有机朗肯循环中蒸发器过热度，提出了一种多变量模型预测控制，并于常规的 PID 控制方法进行了比较，研究结果显示，该控制方法具有更好地控制效果<sup>[38]</sup>。

在国内，华北电力大学目前在这方面有较多的研究进展，胡国强等人分别采用了

# 华中科技大学硕士学位论文

---

基于模糊免疫的方法、遗传算法的最优控制，预测控制以及监督预测控制等方法对 ORC 系统中的蒸发器、膨胀机进行了控制系统的设计研究，在理论上具有较好的控制效果<sup>[20-24][39]</sup>。单田雨在对低温烟气有机朗肯余热发电系统动态模型分析的基础上，根据余热资源利用的随机性和利用方式不同，提出了两种有机朗肯循环发电系统运行方式的控制方案，即余热深度利用运行方式和满足用户负荷运行方式。并对两种运行方式进行了仿真研究，结果表明，该控制方案可以较好的适应余热利用发电系统的不同运行方式，实现非零设定值跟踪，并具有良好的抗干扰能力<sup>[40]</sup>。张建华等人通过对 ORC 系统各控制参数的综合分析，提出了一种线性二次型 PI 控制器，仿真结果表明，所提出的控制策略具有令人满意的性能<sup>[41][42]</sup>。此外，上海交大、济南大学和华中科技大学也在这方面有一些研究。上海交通大学的方冰针对有机朗肯循环系统中的蒸发器、冷凝器以及膨胀机，进行了其控制系统的设计与研究，最后还提出了蒸发器和冷凝器协调控制的方案，仿真结果表明控制系统具有良好的控制效果<sup>[43]</sup>。华中科技大学的潘剑针对 200kW 级有机工质汽轮机进行其控制系统的设计，并在搭建的动态系统模型上进行多种扰动的仿真实验，结果表明所设计的控制系统具有较好的控制效果。<sup>[44]</sup>济南大学的李圣梅根据水泥厂余热发电系统的实际情况，将现场操作人员的手动操作经验与生产线上实时 DCS 数据向结合，采用 ABB 冗余控制器及冗余电源，对模拟量的输出均使用了隔离输出，保证了余热发电系统的可靠性，并提出了一种水泥余热发电协调控制方案，取得了较好的效果<sup>[45]</sup>。

## 1.3 课题研究内容

本文基于国家 863 项目“分布式太阳能发电”的子课题：“200kW 级有机朗肯循环太阳能热发电技术”，主要围绕以槽式太阳能为热源的有机朗肯循环系统展开研究。文章主要以对有机朗肯循环系统工作原理为基础，建立了有机朗肯循环系统的仿真模型，开展了动态仿真实验，并对其控制系统进行设计，具体的主要工作内容包括以下几点：

1. 根据 200kW 级有机朗肯循环发电系统的工作原理，推导出有机朗肯循环发电系统中各部件中状态变量之间的数学方程，从而建立可以描述各个部件工作特性的数学

# 华 中 科 技 大 学 硕 士 学 位 论 文

---

方程。

2.利用所求的数学模型，在Simulink仿真平台中搭建各主要部件的仿真模型，并根据各部件之间参数的连接关系，最终建了可用于有机朗肯循环发电系统动态仿真的综合系统模型。

3.在有机朗肯循环系统外部参数发生变化时，利用所建立的基于Simulink的有机朗肯循环系统动态仿真模型进行动态实验仿真。通过分析ORC系统中各个状态参数的变化过程，来研究系统的动态特性。

4.根据对有机朗肯循环系统的主要设备蒸发器和有机工质汽轮机的动态特性研究，提出相应的控制策略。并且在Simulink中搭建控制系统的仿真模型。通过各种仿真实验，求取控制器参数，并进行控制效果的验证。

## 2 有机朗肯循环动态系统数学模型

为了更加深入的了解有机朗肯循环系统运行特性，需要建立有机朗肯循环系统的数学模型，对其进行动态仿真。

仿真过程的建模本身就是一项针对性强、任务艰巨、繁琐而又细致的工作，需要根据实际系统的特性，抽象出数学模型，而 ORC 发电系统是一个由多个设备部件共同组成的系统，若直接对整个系统的特性进行仿真研究，则工作的难度非常大，且涉及到许许多多的问题。其中之一便是仿真模型太大，数据及数学模型众多，不易协调处理。解决这个问题的一个有效途径是采用模块化建模。

模块化建模就是从结构与功能分析入手，将 ORC 系统分解为合理数目的子模块，对各个子模块分别建模。各个子模块在结构和功能上能相互独立，且按照相应的规则连接起来，从而构成整个系统的模型。我们可以将 ORC 系统中的设备用若干个模块描述，用这些不同的模块就来构建整个复杂的系统，而且对这些较小的模块建模也更加简单。在模块的划分时，还要考虑到模块功能单一、相对独立<sup>[46]</sup>。这就需要对建模对象的工作原理以及运行参数有着充分了解。

### 2.1 有机朗肯循环系统介绍

本课题研究的有机朗肯循环发电系统的主要设备有蒸发器、冷凝器、有机工质汽轮机、工质泵。其装置流程图如图 2-1 所示。来自太阳能场的导热油在蒸发器中将低沸点的有机工质加热，最终生成具有一定压力和温度的有机工质蒸汽；蒸汽进入有机工质汽轮机中膨胀做功，从而带动发电机发电；在有机工质汽轮机中做完功的蒸汽又进入冷凝器中被冷却水冷却，凝结成液态的有机工质；最后有机工质通过工质泵的加压重新进入蒸发器中继续吸收热量，从而形成一个循环<sup>[47]</sup>。

基本有机朗肯循环的温熵图如图 2-2 所示<sup>[48]</sup>。从图 2-2 可知理想的有机朗肯循环包括以下四个基本过程：绝热膨胀（1-2）、定压冷却（2-3）、绝热压缩（3-4）和定压加热（4-1）过程。

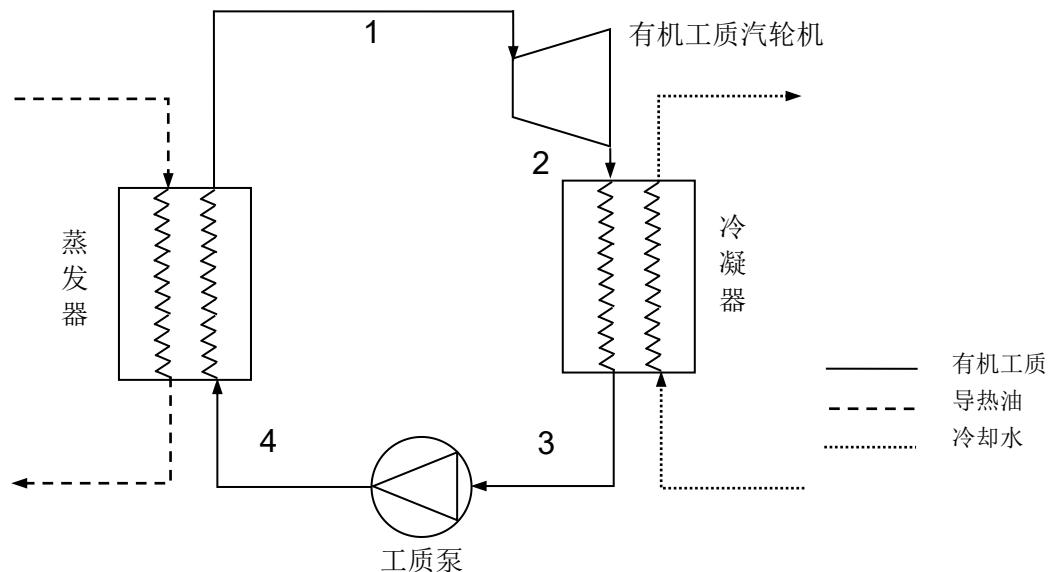


图 2-1 有机朗肯循环发电系统基本装置流程图

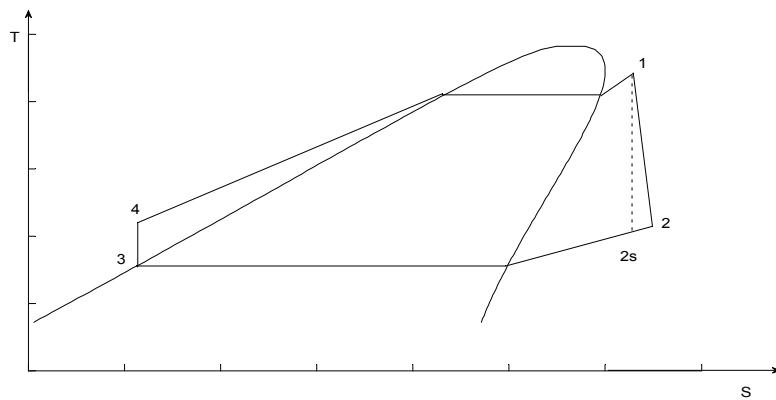


图 2-2 基本有机朗肯循环温熵图

在 ORC 系统主要设备类型的选择上，由于向心透平具有级焓降大，转速高，单级膨胀比高的特点，即使在小流量设计条件下仍可获得较高效率。因此本系统中选择向心轴流式透平作为其动力输出装置<sup>[49]</sup>；由于管壳式换热器传热面积大、结构简单、效果好，适用范围广泛，应用也非常普遍。所以选择管壳式换热器作为有机朗肯循环系统中的蒸发器和冷凝器<sup>[50]</sup>；由于离心泵具有体积小、转速高、效率高、重量轻、流量大、输液无脉动、性能平稳、结构简单、容易操作和维修方便等特点<sup>[51]</sup>。故选择离心泵作为系统中的工质泵。

## 2.2 有机工质汽轮机数学模型

### 2.2.1 概述

有机工质汽轮机是 ORC 发电系统的核心装置，经过蒸发器加热的有机工质蒸汽在汽轮机中膨胀做功，工质中的内能转化汽轮机的机械能，从而带动发电机发电。

一些文献中为了研究有机工质汽轮机中各种结构参数对其性能的影响，而建立较复杂的数学模型。而有的文献中，为了简化计算，只建立了有机工质汽轮机的稳态模型，这不能反映出有机工质汽轮机的一些动态特性。本文，在建立有机工质汽轮机模型时综合了两种建模方法的优缺点，对其结构参数进行适当的简化，同时又考虑部分参数的动态特性。

另外在 ORC 系统中，有机工质汽轮机与蒸发器之间的管道上还有一个用于调节流量的阀门，输出功率是通过这个调节阀进行调节的，这里本文把阀门和有机工质汽轮机一起进行建模。

### 2.2.2 有机工质汽轮机与调节阀模型的建立

温度为  $T_0$ 、压力  $P_0$  的气体先以速度  $C_0$  进入进气管。再进入导向装置膨胀加速，速度增大到  $C_1$ ，压力和温度分别为  $T_1$  和  $P_1$ 。最后气流再进入高速旋转的动叶，膨胀做功，在动叶出口速度温度压力分别为  $C_2$ 、 $T_2$  和  $P_2$ 。

在这整个过程，可得单位工质的焓降为  $h_{s,T}$ ：

$$h_{s,T} = h_{out} - h_{in} = \frac{h_{c,s}(P_1, h_{in}, P_2) - h_{in}}{\eta_c} \quad (2-1)$$

从动态角度分析，在一定的焓降下，工质做功的功率只决定于它的流量。而由于汽室容积的存在以及工质的可压缩性，导致流过调节阀的流量并不等于实际进入有机工质汽轮机的流量，如下图所示：

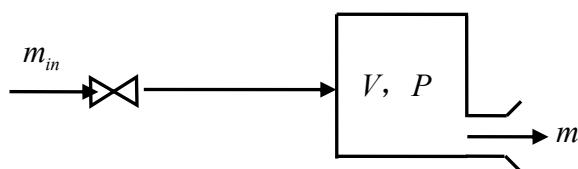


图 2-3 容积过程示意图

# 华中科技大学硕士学位论文

根据工质流动连续性以及状态方程，可知：

$$(\dot{m}_{in} - \dot{m}) = V \frac{d\rho}{dt} \quad (2-2)$$

上式中  $\dot{m}_{in}$  为通过阀门的流量； $\dot{m}$  为最终进入有机工质汽轮机中做功的工质流量。

又由工质的状态方程，则有下式：

$$\frac{P}{\rho^k} = C \Rightarrow \frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{kP} \frac{dP}{dt} \quad (2-3)$$

在有机工质汽轮机中做功的工质流量  $\dot{m}$  的大小主要取决于蒸汽容积的进气压力  $P$  的大小。则有下式：

$$\dot{m} = k_1 P \quad (2-4)$$

将式(2-3)、(2-4)带入方程式(2-2)中可得：

$$\dot{m}_{in} - \dot{m} = \frac{\rho V}{kp k_2} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (2-5)$$

对式(2-5)两边进行拉式变化，则可得下式：

$$\frac{\dot{m}(s)}{\dot{m}_{in}(s)} = \frac{1}{1 + T_b s} \quad (2-6)$$

式(2-6)中  $T_b$  表示蒸汽容积的容积系数，可由下式求取：

$$T_b = \frac{\rho V}{kp k_2} \quad (2-7)$$

通过阀门的流量  $\dot{m}_{in}$  主要取决于调节阀门开度  $\mu$  以及工质的入口参数，如下所示：

$$\dot{m}_{in} = \beta \mu \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \quad (2-8)$$

在有机工质汽轮机效率  $\eta$  一定时，有机工质蒸汽所做的膨胀功跟其质量流量  $\dot{m}$  和比焓降  $h_{s,T}$  成正比：

$$P_r = \eta \cdot \dot{m} \cdot h_{s,T} \quad (2-9)$$

有机工质蒸汽在有机工质汽轮机中膨胀做功，并带动发电机发电，最终将能量转化为发电机的电能。根据能量守恒原理可知，有机工质对转子做的功最终转化为转子角动能<sup>[52]</sup>：

$$\frac{1}{2}J \frac{d\omega^2}{dt} = P_T - P_L - P_f \quad (2-10)$$

式(2-10)中 $P_L$ 和 $P_f$ 分别为带动负荷所消耗的功率以及由转子摩擦力所消耗的功率。由于 $P_f$ 与 $P_L$ 和 $P_T$ 相比,数值上较小,故为了简化运算忽略 $P_f$ 对转子的影响。将式两边在工况点处进行小偏差线性化,则可得下式:

$$\frac{1}{2}J \frac{d(\omega_0^2 + 2\omega_0 \Delta\omega + \Delta\omega^2)}{dt} = (P_{T0} + \Delta P_T) - (P_{L0} + \Delta P_L) \quad (2-11)$$

式中下标0表示额定工况下的参数,根据式(2-11)消去额定工况下的参数,并略去高阶项 $\Delta\omega^2$ ,可得下式:

$$\omega_0 J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta P_T - \Delta P_L \quad (2-12)$$

将等式(2-12)两边进行拉式变换,则可得有机工质汽轮机转子对功率的传递函数,如下所示:

$$(\Delta P_T(s) - \Delta P_L(s)) \frac{1}{T_a s} = \Delta\omega(s) \quad (2-13)$$

式(2-13)中 $T_a$ 为转子时间常数,由其可知,单机运行时,忽略转子的自平衡能力,有机工质汽轮机的转子环节可看成一个积分环节。

归纳起来,有机工质汽轮机的数学模型可用式(2-1)、(2-6)、(2-8)、(2-9)、(2-13)所描述。

## 2.3 蒸发器数学模型

### 2.3.1 蒸发器概述

蒸发器是有机工质与导热油进行换热的场所,其中包含了两条流体路径,即有机工质循环路径和导热油路径。有机工质在蒸发器中经历加热、蒸发、过热三个吸热阶段。其状态变化是从不饱和液态变为饱和液态,再从饱和液态变为饱和气态,最后从饱和气态变为过热气态,其相态的变化是由单相态变为两相态,再由两相态变为单相态。而导热油在蒸发器中将热量传递给有机工质,温度不断降低,但没有发生状态的变化。本小节主要建立蒸发器的数学模型,其对有机物朗肯循环的设计和控制系统的

研究具有重要的意义。

## 2.3.2 蒸发器数学模型的建立思路

目前，描述蒸发器的动态数学模型主要有集总参数模型、分布参数模型以及分布集总参数模型三种。在集总参数模型中，蒸发器被看作一个结点，其中所有参数都被平均到这个结点<sup>[53]</sup>。这种方法主要用于对没有相变的换热器进行换热器性能的定性分析。在分布参数模型中，蒸发器被划分为许多个控制容积，这些控制容积均按照集总参数法建模<sup>[19]</sup>。这种模型具有精度高，适应性强的优点；但是由于每一个控制容积内的参数都需要计算，因此需要大量的计算、并且稳定性差。分布集总参数模型综合了这两种建模方法的优缺点，针对工质的特性，将蒸发器分成数目较少的控制容积，把这些控制容积分别看成一个个结点，利用不同结点流动和换热方程，建立各自的集总参数模型。这种方法计算量小，精度高，兼顾了效率和精度，具有较强的适用性<sup>[54]</sup>。

本文就是采用一种移动边界的方法对蒸发器建立起了分布集总参数模型，经验证采用此种方法与实验数据之间的最大误差不超过 4%<sup>[55]</sup>。

在建模的时候考虑到蒸发器的运行状况以及为了实现快速计算的目的，有以下的假设：（1）将蒸发器看作一个水平细长的管段；（2）工质在蒸发器内的流动看作是一维流动；（3）忽略工质和管壁的轴向导热；（4）忽略沿着管程的压降，因此动量守恒也可忽略；（5）忽略重力的影响。蒸发器中状态参数的变化可由质量守恒、能量守恒以及边界条件求解。

质量守恒方程：

$$\frac{dM}{dt} = \frac{d\rho V}{dt} = m_{out} - m_{in} \quad (2-14)$$

开口系的能量守恒方程：

$$Q = \frac{dE}{dt} + W_i + m_{out}(h + \frac{1}{2}\Delta c_f^2 + g\Delta z)_{out} - m_{in}(h + \frac{1}{2}\Delta c_f^2 + g\Delta z)_{in} \quad (2-15)$$

将蒸发器分为加热区、蒸发区以及过热区三个部分，分别建立各个区域的数学模型，从而构建蒸发器的数学模型。蒸发器模型的示意图如图 2-4 所示：

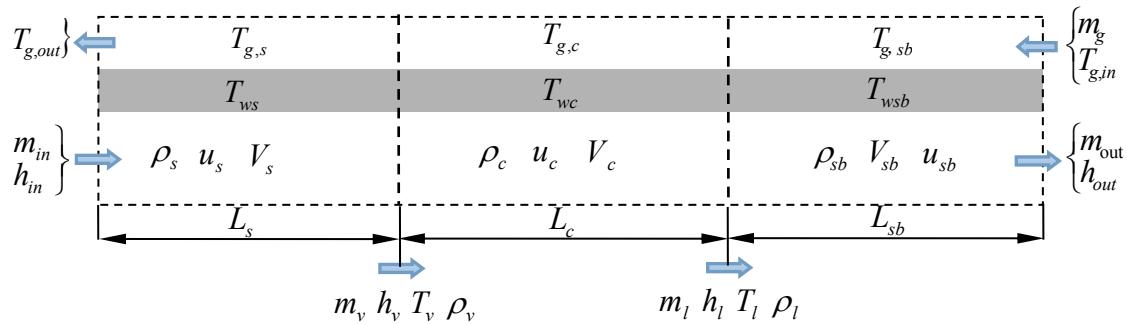


图 2-4 蒸发器模型示意图

上图中各参数符号说明见表 2.1 与表 2.2 中：

表 2.1 参数符号说明

参数符号	物理含义	单位
$m$	质量流量	Kg/s
$h$	比焓值	Kj/kg
$\rho$	密度	Kg/m <sup>3</sup>
$u$	比内能	Kj/kg
$V$	体积	m <sup>3</sup>
$L$	长度	m
$Q$	热量	kJ
$P$	压力	MPa
$A$	面积	m <sup>2</sup>

表 2.2 下标符号说明

下标符号	物理含义
$in$	进口
$out$	出口
$s$	加热区参数
$c$	蒸发区参数
$sb$	过热区参数
$w$	壁面
$v$	饱和液相参数
$l$	饱和汽相参数
$g$	导热油

### 2.3.3 蒸发器数学模型的建立

#### (1) 加热区模型建立

# 华中科技大学硕士学位论文

在有机工质侧，对蒸发器的整个加热区应用能量守恒方程以及质量守恒方程可得下式：

$$\rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \frac{d\rho_s}{dt} = m_{in} - m_v \quad (2-16)$$

$$\frac{d\rho_s u_s V_s}{dt} = m_{in} h_{in} - m_v h_v + Q_s \quad (2-17)$$

上式中  $\rho_s$ 、 $u_s$  分别为加热区内有机工质的平均密度、平均内能， $V_s$  为该区域工质体积， $Q_s$  为此区域内工质从传热器壁面吸收的热量。该区域内有机工质的平均密度  $\rho_s$ 、平均内能  $u_s$  均可表示为平均比焓  $h_s$  和压力  $P$  的函数。加热区域的出口状态为工质的液相饱和态。在加热区内工质没有相变发生，此时平均比焓  $h_s$  可以取为加热区进出口焓值的算术平均值。则可得下式：

$$\begin{aligned} \rho_s &= \rho_s(P, h_s) \\ u_s &= u_s(P, h_s) \\ h_v &= h_v(P) \end{aligned} \quad (2-18)$$

$$h_s = \frac{1}{2}(h_{in} + h_v)$$

由式 (2-18) 可得：

$$\frac{dh_v}{dt} = \frac{dP}{dt} \frac{dh_v}{dp} \quad (2-19)$$

$$\frac{d\rho_s}{dt} = \frac{dP}{dt} \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{d(h_{in} + h_v)}{dt} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P = \frac{dP}{dt} \left( \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right) + \frac{1}{2} \frac{dh_{in}}{dt} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \quad (2-20)$$

$$\frac{du_s}{dt} = \frac{dP}{dt} \frac{\partial u_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{d(h_{in} + h_v)}{dt} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P = \frac{dP}{dt} \left( \frac{\partial u_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right) + \frac{1}{2} \frac{dh_{in}}{dt} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \quad (2-21)$$

将式 (2-19)、(2-20)、(2-21) 带入式 (2-16)、(2-17) 可得：

$$\rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left( \frac{dP}{dt} \left( \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_{in}}{dt} \right) = m_{in} - m_v \quad (2-22)$$

$$\begin{aligned} & \rho_s u_s \frac{dV_s}{dt} + V_s [\rho_s \left( \frac{dP}{dt} \left( \frac{\partial u_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right) + \frac{1}{2} \frac{dh_{in}}{dt} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \right) \\ & + u_s \left( \frac{dP}{dt} \left( \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right) + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_{in}}{dt} \right)] = m_{in} h_{in} - m_v h_v + Q_s \end{aligned} \quad (2-23)$$

整理上式可得：

$$\begin{cases} \rho_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left( \frac{dP}{dt} \alpha_{11} + \alpha_{12} \frac{dh_{in}}{dt} \right) = m_{in} - m_v \\ \rho_s u_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left( b_{11} \frac{dP}{dt} + b_{12} \frac{dh_{in}}{dt} \right) = m_{in} h_{in} - m_v h_v + Q_s \end{cases} \quad (2-24)$$

其中  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$ ,  $\alpha_{13}$ ,  $\alpha_{14}$ ,  $b_{11}$ ,  $b_{12}$  的含义如下所示：

$$\begin{cases} \alpha_{11} = \left( \frac{\partial \rho_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right); \alpha_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_s}{\partial h_s} \Big|_P \\ \alpha_{13} = \left( \frac{\partial u_s}{\partial P} \Big|_{h_s} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \frac{dh_v}{dP} \right); \alpha_{14} = \frac{1}{2} \frac{\partial u_s}{\partial h_s} \Big|_P \\ b_{11} = u_s \alpha_{11} + \rho_s \alpha_{13}; b_{12} = u_s \alpha_{12} + \rho_s \alpha_{14} \end{cases} \quad (2-25)$$

加热区的管壁从导热油吸收热量，温度升高，再向有机工质传递热量，对管壁用能量方程以及传热方程，则有下式：

$$\begin{cases} M_{w,s} c_{w,s} \frac{dT_{ws}}{dt} = Q_{g,s} - Q_s \\ Q_{g,s} = k_{g,s} A_{g,s} (T_{g,s} - T_{ws}) \\ Q_s = k_s A_s (T_{ws} - T_s) \end{cases} \quad (2-26)$$

## (2) 蒸发区模型建立

在蒸发区，此时有机工质处于气液共存状态。在有机工质侧，对整个蒸发区应用能量守恒方程以及质量守恒方程可得下式：

$$\rho_c \frac{dV_c}{dt} + V_c \frac{d\rho_c}{dt} = m_v - m_l \quad (2-27)$$

$$\frac{d\rho_c u_c V_c}{dt} = m_v h_v - m_l h_l + Q_c \quad (2-28)$$

在蒸发区内，由于工质处于两相状态，该区域内工质的平均密度  $\rho_c$  与平均比焓  $h_c$  不能直接用代数平均数来表示。将任一流动截面内两相混合物中气相所占的份额定义为空泡系数，可以用空泡系数的概念来求取两相区域内工质的平均参数。目前，空泡系数模型有均相模型、滑动比模型、Xn 修正模型以及考虑质流率的模型四中类型<sup>[56]</sup>。由于在蒸发区域内采用集总参数法，则可认为此区域中工质的两种状态是均匀混合的，故可以采用均相模型来描述，此时滑动比取为 1。由上分析可得下式：

$$\begin{aligned}\rho_c &= \gamma\rho_l + (1-\gamma)\rho_v \\ \rho_c u_c &= \gamma\rho_l u_l + (1-\gamma)\rho_v u_v \\ \gamma &= \frac{1}{1 + (\frac{1}{x} - 1) \frac{\rho_l}{\rho_v}}\end{aligned}\tag{2-29}$$

由上式可得：

$$\frac{d\rho_c}{dt} = \frac{\gamma d\rho_l}{dt} + \frac{(1-\gamma)d\rho_v}{dt} = \left( \frac{\gamma d\rho_l}{dP} + \frac{(1-\gamma)d\rho_v}{dP} \right) \frac{dP}{dt}\tag{2-30}$$

$$\frac{d\rho_c u_c}{dt} = \gamma \frac{d\rho_l u_l}{dt} + (1-\gamma) \frac{d\rho_v u_v}{dt} = \left( \gamma \frac{d\rho_l u_l}{dP} + (1-\gamma) \frac{d\rho_v u_v}{dP} \right) \frac{dP}{dt}\tag{2-31}$$

利用上式对蒸发区的能量守恒方程和质量守恒方程进行化简可得：

$$\begin{cases} \rho_c \frac{dV_c}{dt} + V_c \alpha_{21} \frac{dP}{dt} = m_v - m_l \\ \rho_c u_c \frac{dV_c}{dt} + V_c \alpha_{22} \frac{dP}{dt} = m_v h_v - m_l h_l + Q_c \end{cases}\tag{2-32}$$

其中  $\alpha_{21}$ ,  $\alpha_{22}$  的含义如下所示：

$$\alpha_{21} = \gamma \frac{d\rho_l}{dP} + (1-\gamma) \frac{d\rho_v}{dP}\tag{2-33}$$

$$\alpha_{22} = \gamma \frac{d\rho_l u_l}{dP} + (1-\gamma) \frac{d\rho_v u_v}{dP}\tag{2-34}$$

对管壁用能量方程以及传热方程，则有下式：

$$\begin{cases} M_{w,2} c_{w,2} \frac{dT_{w2}}{dt} = Q_{g,c} - Q_c \\ Q_{g,c} = k_{g,c} A_{g,c} (T_{g,c} - T_{w2}) \\ Q_c = k_c A_c (T_{w2} - T_c) \end{cases}\tag{2-35}$$

### (3) 过热区模型建立

过热区内，在有机工质侧，对工质应用能量守恒和质量守恒方程，可得下式：

$$\rho_{sb} \frac{dV_{sb}}{dt} + V_{sb} \frac{d\rho_{sb}}{dt} = m_l - m_{out} \quad (2-36)$$

$$\frac{d\rho_{sb} u_{sb} V_{sb}}{dt} = m_l h_l - m_{out} h_{out} + Q_{sb} \quad (2-37)$$

过热区内有机工质的状态变化过程与加热区类似，利用上式对蒸发区的能量守恒方程和质量守恒方程进行化简可得，整理上式可得：

$$\begin{cases} \rho_{sb} \frac{dV_{sb}}{dt} + V_{sb} \left( \frac{dP}{dt} \alpha_{31} + \alpha_{32} \frac{dh_{out}}{dt} \right) = m_l - m_{out} \\ \rho_{sb} u_{sb} \frac{dV_{sb}}{dt} + V_{sb} \left( b_{31} \frac{dP}{dt} + b_{32} \frac{dh_{out}}{dt} \right) = m_l h_l - m_{out} h_{out} + Q_{sb} \end{cases} \quad (2-38)$$

其中  $\alpha_{31}$ ,  $\alpha_{32}$ ,  $\alpha_{33}$ ,  $\alpha_{34}$ ,  $b_{31}$ ,  $b_{32}$  的含义如下所示：

$$\begin{aligned} \alpha_{31} &= \left( \frac{\partial \rho_{sb}}{\partial P} \Bigg|_{h_{sb}} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{sb}}{\partial h_{sb}} \Bigg|_P \frac{dh_l}{dP} \right); \alpha_{32} = \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{sb}}{\partial h_{sb}} \Bigg|_P \\ \alpha_{33} &= \left( \frac{\partial u_{sb}}{\partial P} \Bigg|_{h_{sb}} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_{sb}}{\partial h_{sb}} \Bigg|_P \frac{dh_l}{dP} \right); \alpha_{34} = \frac{1}{2} \frac{\partial u_{sb}}{\partial h_{sb}} \Bigg|_P \end{aligned} \quad (2-39)$$

$$b_{31} = u_{sb} \alpha_{31} + \rho_{sb} \alpha_{33}; b_{32} = u_{sb} \alpha_{12} + \rho_{sb} \alpha_{14}$$

对管壁用能量方程以及传热方程，则有下式：

$$\begin{cases} M_{w,c} c_{w,c} \frac{dT_{wc}}{dt} = Q_{g,sb} - Q_{sb} \\ Q_{g,sb} = k_{g,sb} A_{g,sb} (T_{g,sb} - T_{wc}) \\ Q_{sb} = k_{sb} A_{sb} (T_{wc} - T_{sb}) \end{cases} \quad (2-40)$$

### (4) 导热油侧模型建立

在蒸发器各区中，导热油与管壁发生对流换热，导热油的温度不断降低。由于导热油在换热过程中导热油始终处于液态，没有发生相变，可以不考虑其物性参数随时间的变化，所以为了计算的简便，在对导热油侧建立数学模型时没有考虑导热油的动态性能。此时对各段区域内的导热油用能量守恒方程则有：

$$Q_{g,i} = m_g c_{g,i} (T_{g,j} - T_{g,k}) \quad (2-41)$$

式(2-50)、(2-51)中  $i$  表示冷却、冷凝以及过冷三个控制容积区域，即  $i=a, b, e$ 。  
 $j$  和  $k$  分别表示三段控制容积冷却水流径的进出口参数。

## (5) 控制容积模型建立

在三个区域中与容积相关的状态变量有六个，即  $l_v$ 、 $l_c$ 、 $l_{sb}$ 、 $V_v$ 、 $V_c$  和  $V_{sb}$ 。由于移动边界的长度与体积之间存在正比的函数关系  $V_i = Al_i$ 。而工质流通截面积  $A$  是蒸发器自身的参数，不随时间变化，则移动边界的长度与体积变量中只有一类是独立变量。又由于在整个加热过程中，蒸发器的总容积是不变的，则三个区域中的状态变量  $V_v$ 、 $V_c$  和  $V_{sb}$  中只有两个独立的变量，这三个控制容积的和可用微分方程的形式表示：

$$\frac{dV_s}{dt} + \frac{dV_c}{dt} + \frac{dV_{sb}}{dt} = 0 \quad (2-42)$$

归纳起来，蒸发器的模型可用式 (2-24)、(2-26)、(2-32)、(2-35)、(2-38)、(2-40)、(2-41)、(2-42) 描述。

## 2.4 冷凝器数学模型

### 2.4.1 冷凝器概述与建模思路

高温高压的有机工质在有机工质汽轮机中膨胀做功后转变为低温低压的蒸汽，进入冷凝器中冷却成液态工质。冷凝器中同样包含了两条流体路径，即有机工质循环路径和冷却水路径。有机工质经历冷却、冷凝、过冷三个放热阶段。其状态变化是从过热蒸汽态变为饱和蒸汽态，再从饱和蒸汽态变为饱和液态，最后从饱和液态变为过冷态，其相态的变化是由单相态变为两相态，再由两相态变为单相态。而冷却水在冷凝器中将热量传递给有机工质，温度不断升高，但没有发生状态的变化。

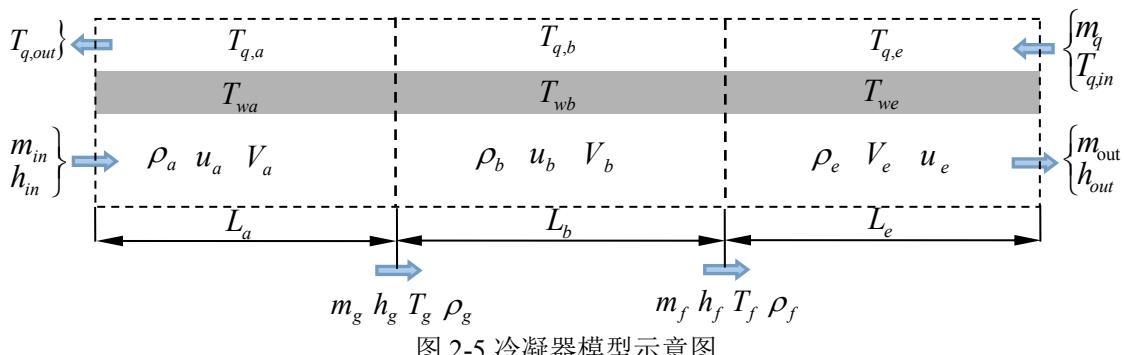


图 2-5 冷凝器模型示意图

从上分析不难看出冷凝器中工质的换热过程与蒸发器中类似，故其建模过程也可与蒸发器类似，同样采用移动边界的方法对冷凝器进行建模<sup>[19]</sup>。有机工质在冷凝器中可以分为冷却区、冷凝区和过冷区，在各区内工质的物性参数相同。如图 2-5 所示。

上图中各参数下标符号意义与蒸发器模型中略有不同，其说明见表 2.3 中：

表 2.3 冷凝器模型下标符号说明

下标符号	物理含义
<i>in</i>	进口
<i>out</i>	出口
<i>a</i>	冷却区参数
<i>b</i>	冷凝区参数
<i>e</i>	过冷区参数
<i>w</i>	壁面
<i>g</i>	饱和汽相参数
<i>f</i>	饱和液相参数
<i>q</i>	冷却水

## 2.4.2 冷凝器数学模型

### (1) 冷却区模型建立

对冷凝器的整个冷却区应用能量守恒方程以及质量守恒方程可得下式：

$$\begin{cases} \rho_a \frac{dV_a}{dt} + V_a \left( \frac{dP}{dt} \alpha_{11} + \alpha_{12} \frac{dh_{in}}{dt} \right) = m_{in} - m_g \\ \rho_s u_s \frac{dV_s}{dt} + V_s \left( b_{11} \frac{dP}{dt} + b_{12} \frac{dh_{in}}{dt} \right) = m_{in} h_{in} - m_g h_g + Q_s \end{cases} \quad (2-43)$$

其中  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$ ,  $\alpha_{13}$ ,  $\alpha_{14}$ ,  $b_{11}$ ,  $b_{12}$  的含义如下所示：

$$\begin{cases} \alpha_{11} = \left( \frac{\partial \rho_a}{\partial P} \Big|_{h_a} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_a}{\partial h_a} \Big|_P \frac{dh_g}{dP} \right); \alpha_{12} = \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_a}{\partial h_a} \Big|_P \\ \alpha_{13} = \left( \frac{\partial u_a}{\partial P} \Big|_{h_a} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_a}{\partial h_a} \Big|_P \frac{dh_g}{dP} \right); \alpha_{14} = \frac{1}{2} \frac{\partial u_a}{\partial h_a} \Big|_P \\ b_{11} = u_a \alpha_{11} + \rho_a \alpha_{13}; b_{12} = u_a \alpha_{12} + \rho_a \alpha_{14} \end{cases} \quad (2-44)$$

### (2) 冷凝区模型建立

在冷凝区，对工质应用能量守恒及质量守恒方程，可得下式：

$$\begin{cases} \rho_b \frac{dV_b}{dt} + V_b \alpha_{21} \frac{dP}{dt} = m_g - m_f \\ \rho_b u_b \frac{dV_b}{dt} + V_b \alpha_{22} \frac{dP}{dt} = m_g h_g - m_f h_f + Q_g \end{cases} \quad (2-45)$$

其中  $\alpha_{21}$ ,  $\alpha_{22}$  的含义如下所示:

$$\alpha_{21} = \gamma \frac{d\rho_g}{dt} + (1-\gamma) \frac{d\rho_f}{dt} \quad (2-46)$$

$$\alpha_{22} = \gamma \frac{d\rho_g u_g}{dt} + (1-\gamma) \frac{d\rho_f u_f}{dt} \quad (2-47)$$

### (3) 过冷区模型建立

在过冷区，对工质应用能量守恒及质量守恒方程，可得下式:

$$\begin{cases} \rho_e \frac{dV_e}{dt} + V_e \left( \frac{dP}{dt} \alpha_{31} + \alpha_{32} \frac{dh_{out}}{dt} \right) = m_f - m_{out} \\ \rho_e u_e \frac{dV_e}{dt} + V_e \left( b_{31} \frac{dP}{dt} + b_{32} \frac{dh_{out}}{dt} \right) = m_f h_f - m_{out} h_{out} + Q_e \end{cases} \quad (2-48)$$

其中  $\alpha_{31}$ ,  $\alpha_{32}$ ,  $\alpha_{33}$ ,  $\alpha_{34}$ ,  $b_{31}$ ,  $b_{32}$  的含义如下所示:

$$\begin{aligned} \alpha_{31} &= \left( \frac{\partial \rho_e}{\partial P} \Big|_{h_e} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_e}{\partial h_e} \Big|_P \frac{dh_f}{dP} \right); \alpha_{32} = \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_e}{\partial h_e} \Big|_P \\ \alpha_{33} &= \left( \frac{\partial u_e}{\partial P} \Big|_{h_e} + \frac{1}{2} \frac{\partial u_e}{\partial h_e} \Big|_P \frac{dh_f}{dP} \right); \alpha_{34} = \frac{1}{2} \frac{\partial u_e}{\partial h_e} \Big|_P \end{aligned} \quad (2-49)$$

$$b_{31} = u_e \alpha_{31} + \rho_e \alpha_{33}; b_{32} = u_e \alpha_{12} + \rho_e \alpha_{14}$$

### (4) 其它区域

在冷凝器中，冷却水与管壁发生对流换热，冷却水的温度不断升高。由于冷却水始终处于液态，没有发生相变，可以不考虑其物性参数随时间的变化，所以为了计算的简便，在对冷却水侧建立数学模型时没有考虑冷却水的动态性能。此时对各段区域内的冷却水用能量守恒方程，见式(2-50)。

$$\begin{cases} M_{w,i} c_{w,i} \frac{dT_{wi}}{dt} = Q_{q,i} - Q_i \\ Q_{q,i} = k_{g,i} A_{g,i} (T_{q,i} - T_{wi}) \\ Q_i = k_i A_i (T_{wi} - T_i) \end{cases} \quad (2-50)$$

管壁从有机工质吸收热量，向冷却水放出热量，这一过程由能量方程与传热方程表示，见式(2-51)。

$$Q_{q,i} = m_q c_{q,i} (T_{q,j} - T_{q,k}) \quad (2-51)$$

式(2-50)、(2-51)中  $i$  表示冷却、冷凝以及过冷三个控制容积区域，即  $i=a, b, e$ 。  
 $j$  和  $k$  分别表示三段控制容积冷却水流径的进出口参数。

由冷凝器的总容积不变，则由控制容积可得  $V_a$ 、 $V_b$  和  $V_e$  三者的关系，见式

$$\frac{dV_a}{dt} + \frac{dV_b}{dt} + \frac{dV_e}{dt} = 0 \quad (2-52)$$

归纳起来，蒸发器的模型可用式 (2-43)、(2-45)、(2-48)、(2-50)、(2-51)、(2-52) 来描述。

## 2.5 工质泵数学模型

工质泵的作用是升高有机工质的压力，使工质在管道内流动时能够达到一定的流速。由于工质泵的流动非常复杂，为了简化计算，本文采用稳态模型对工质泵进行建模。

忽略泵进出口流速以及高度的差别，则有泵的扬程的计算公式：

$$H_p = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho_g g} \quad (2-53)$$

上式中  $\rho_g$  表示有机工质的密度。在额定转速  $n_e$  下，泵的扬程  $H_p$  与体积流量  $q_{ve}$  的关系由其性能曲线描述 ( $q_{ve}$ - $H_p$  曲线) 如下图所示：

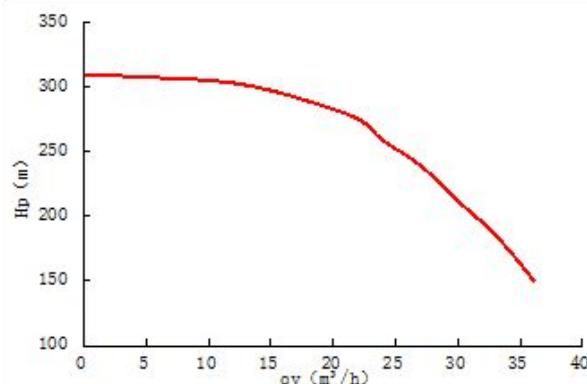


图 2-6 泵的性能曲线

对泵的性能曲线进行多项式拟合可得<sup>[57]</sup>:

$$H_p = Aq_{ve}^2 + Bq_{ve} + C \quad (2-54)$$

根据相似性定律, 泵在任意转速  $n_e$  下体积流量  $q_{vp}$  为的:

$$q_{vp} = q_{ve} \frac{n_p}{n_e} \quad (2-55)$$

离心泵在运行中的等熵效率可表示为:

$$\eta_p = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho_g (h_{out} - h_{in})} \quad (2-56)$$

根据式(2-73)可以求得离心泵出口处有机工质的比焓:

$$h_{out} = h_{in} + \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho_g \eta_p} \quad (2-57)$$

归纳起来, 工质泵的数学模型可用式 (2-53)、(2-55)、(2-57) 所描述。

## 2.6 本章小结

本章利用模块化建模方法, 将有机朗肯循环发电系统分解为四个主要子模块: 有机工质汽轮机、蒸发器、冷凝器以及工质泵。并根据各主要设备的工作机理, 从质量守恒、能量守恒、一些热力学定律和传热学方程出发, 建立了有机工质汽轮机、蒸发器、冷凝器以及工质泵的数学模型, 为系统性能的动态特性仿真打下基础。

### 3 基于 Simulink 的有机朗肯循环系统动态性能仿真

在第二章中建立了 ORC 系统中有机工质汽轮机、蒸发器、冷凝器以及工质泵的数学模型。目前主要有两大类方法对系统的数学模型进行求解：一类是对所建模型的数学方程进行离散化处理，再将离散化的方程编写出程序代码进行迭代求解。这种方法实现起来较为复杂；另一类方法是根据系统数学模型的结构，直接利用数学仿真软件搭建出系统的仿真模型。该方法不需要在数学计算方面花费太多精力，更加简便，计算过程也更加直观<sup>[58]</sup>。MathWorks 公司推出的 MATLAB 软件具有了强大的计算功能，本文就是采用第二种方法，利用 MATLAB 软件中的 Simulink 来对 ORC 系统的数学模型进行求解。

#### 3.1 Simulink 简介

MathWorks 公司基于 MATLAB 平台推出的 Simulink 是一个在动态系统仿真领域有重要影响力的软件产品，在许多领域中都有非常广泛的应用。用户可利用 Simulink 中丰富的模块资源迅速搭建自己的动态仿真模型，并在此基础上对系统进行仿真和分析。Simulink 采用的是模块化、图形化的建模方式，这种建模方法过程更加直观，操作也更为简单。用户可以根据自己的情况，将模型从内到外或者从外到内进行分解，再采用 Simulink 进行仿真模型的搭建，由于模型的结果非常直观、清晰，这也大大减小了修改、维护的难度。此外，由于 Simulink 建模是在 MATLAB 平台下完成了，因此 Simulink 能过直接使用 MATLAB 的强大的科学计算能力。总之 Simulink 在系统仿真建模以及控制系统优化设计等方面有着广泛的应用<sup>[59]</sup>。

在使用 Simulink 搭建仿真模型，进行仿真的过程中，每个仿真模块都有自己的输入向量、输出向量以及状态向量。输出向量、输入向量以及状态向量的表达式可由下列方程来表达：

$$y = f_0(t, u, x) \quad (3-1)$$

在采样时刻，Simulink 可根据当前的时间、输入向量和状态向量来计算该采样时

刻的输出向量。Simulink 对连续系统求解的核心是对微分方程或偏微分方程进行求解。不同求解器对应着不同的求解方法，仿真中采用不同连续求解器时，计算结果与仿真速度存在一定的差异。因此，选择合适的算法对于 Simulink 的仿真效率与仿真结果十分重要。Simulink 的数值计算方法主要有欧拉法(Euler)、龙格-库塔法(Rung-Kutta)以及阿达姆斯法(Adams)等。

## 3.2 Simulink 中有机朗肯循环动态仿真模型的实现

在建立有机朗肯循环仿真模型的时候，需要先根据各个部件的数学方程，在 Simulink 环境下建立各个部件的仿真模块，再根据各部件之间的耦合关系，将其连接起来，便可以构建有机朗肯循环系统的仿真模型，从而进行仿真研究。

### 3.2.1 有机朗肯循环系统主要参数

有机朗肯循环系统的主要参数如下所示：

额定功率：266.8kW

蒸发压力：2.3MPa

冷凝压力：0.23MPa

循环工质：甲苯

导热油：DOWTHERM A

冷却工质：水

工质流量：4.6kg/s

循环效率：10.04%

各主要设备的进出口参数见表 3.1 所示：

表 3.1 工况参数表



工况点	温度 T °C	压力 P MPa	焓值 H kJ/kg
汽轮机进口（蒸发器入口）	300	2.3	650.7
汽轮机出口（冷凝器入口）	240	0.23	577.8
冷凝器出口（泵入口）	132	0.23	43.516
泵出口（蒸发器入口）	145	2.3	72.3

# 华中科技大学硕士学位论文

蒸发器和冷凝器的运行参数见表 3.2 和 3.3 所示：

表 3.2 蒸发器的运行参数

蒸发器运行参数		参数值
	工质温度 (°C)	212~273
加热段	热油温度 (°C)	348.17~321.54
	换热量 (kW)	737.288
	工质温度 (°C)	273~273
蒸发段	热油温度 (°C)	379.41~348.17
	换热量 (kW)	906.522
	工质温度 (°C)	273~300
过热段	热油温度 (°C)	390~379.41
	换热量 (kW)	317.768

表 3.3 冷凝器的运行参数

冷凝器运行参数		参数值
	工质温度 (°C)	240~142
冷却段	冷却水温度 (°C)	59.6~78.8
	换热量 (kW)	798.79
	工质温度 (°C)	142~142
冷凝段	冷却水温度 (°C)	22.4~59.7
	换热量 (kW)	1558.67
	工质温度 (°C)	142~132
过冷段	冷却水温度 (°C)	20~22.4
	换热量 (kW)	100.52

## 3.2.2 物性模块的实现

工质的热物性数据是进行热力计算、传热传质计算、气动计算和流体力学中不可或缺的数据基础。在有机朗肯循环系统中也涉及到许多的热力学过程，这就需要大量的计算有机工质、导热油以及冷却水的物性参数。因此，在建立 ORC 系统动态仿真模型之前，需要建立各工质物性参数的计算模型。

长期以来，工程技术人员都是采用图表法来完成设计与校核计算，这种方法不用求解状态方程，不需要迭代计算，但是这种属于手工操作的图表法较为繁琐，而且不能满足对热力系统模型仿真计算的需要，因此需要实现对物质参数的程序化<sup>[60]</sup>。物质参数的程序化方法主要有状态方程法以及拟合关联式法。状态方程法是基于工质的状态方程对工质参数进行迭代求解；拟合关联式法是对所需要的物性参数之间的关系进行多项式拟合。这两种方法虽然具有适应性广，精度高的优点，但是在计算速率上不够理想，计算的稳定性较低。

本文借用工程实际中采用图表查询的方法，利用 Simulink 中的 Look-up Table 模块的功能，实现对工质物性参数的计算。图 3-1 给出了在有机朗肯循环系统模型计算中需要用到的各工质的物性参数计算模块。

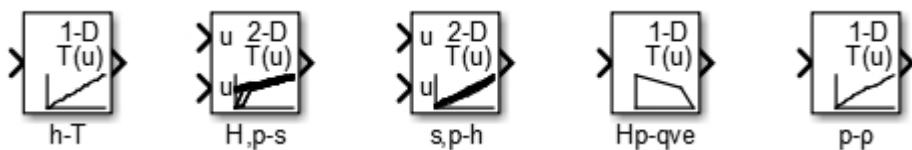


图 3-1 物性参数计算模块

### 3.2.3 各子系统模型实现

整个 ORC 系统包括有机工质汽轮机、蒸发器、冷凝器以及工质泵等 4 个模块。第二章已经建立了四个模块的数学模型，本小节利用 Simulink 软件分别对各模块的仿真模型进行建立。

#### (1) 蒸发器仿真模型

蒸发器的模型是很多变量之间互相耦合形成闭环的系统，较为复杂。在建立蒸发器模型时采用分层建模的方法。

在建立各子系统模型时，需要先确定各模块的输入参数与输出参数，通过联立各模块的数学方程，消去中间变量，便可得到各个部件的模型。表 3.4 中给出了蒸发器模型各子模块的输入输出参数，消去中间参数可得蒸发器模型的输入参数为导热油的质量流量  $\dot{m}_g$ 、导热油进口温度  $T_{g,in}$ 、有机工质进口比焓  $h_{in}$  以及有机工质进出口质量流量  $\dot{m}_{in}$  和  $\dot{m}_{out}$ ；出口参数为有机工质出口比焓  $h_{out}$ 、出口压力  $P$ ，导热油出口温度  $T_{g,out}$

以及三段区域管壁温度  $T_{ws}$ 、 $T_{wc}$  和  $T_{wsb}$ 。

表 3.4 蒸发器各子模块输入输出参数

模块	输入参数	输出参数
加热区	工质侧 $\dot{m}_{in}$ 、 $h_{in}$ 、 $P$ 、 $Q_s$ 导热油侧 $h_s$ 、 $V_s$ 、 $\dot{m}_g$ 、 $T_{g,v}$	$h_s$ 、 $V_s$ 、 $\dot{m}_v$ 、 $dV_s$ $Q_s$ 、 $T_{ws}$ 、 $T_{g,out}$
蒸发区	工质侧 $\dot{m}_v$ 、 $P$ 、 $Q_c$ 导热油侧 $V_c$ 、 $\dot{m}_g$ 、 $T_{g,l}$	$V_c$ 、 $dV_c$ 、 $\dot{m}_l$ $Q_c$ 、 $T_{wc}$ 、 $T_{g,v}$
过热区	工质侧 $Q_{sb}$ 、 $\dot{m}_l$ 、 $\dot{m}_{out}$ 、 $dV_s$ 、 $dV_c$ 导热油侧 $h_{sb}$ 、 $T_{g,in}$ 、 $\dot{m}_g$ 、 $V_{sb}$	$h_{sb}$ 、 $h_{out}$ 、 $P$ 、 $V_{sb}$ $Q_{sb}$ 、 $T_{wsb}$ 、 $T_{g,l}$

图 3-3 至 3-6 给出了蒸发器第二层和第三层的 Simulink 模型。

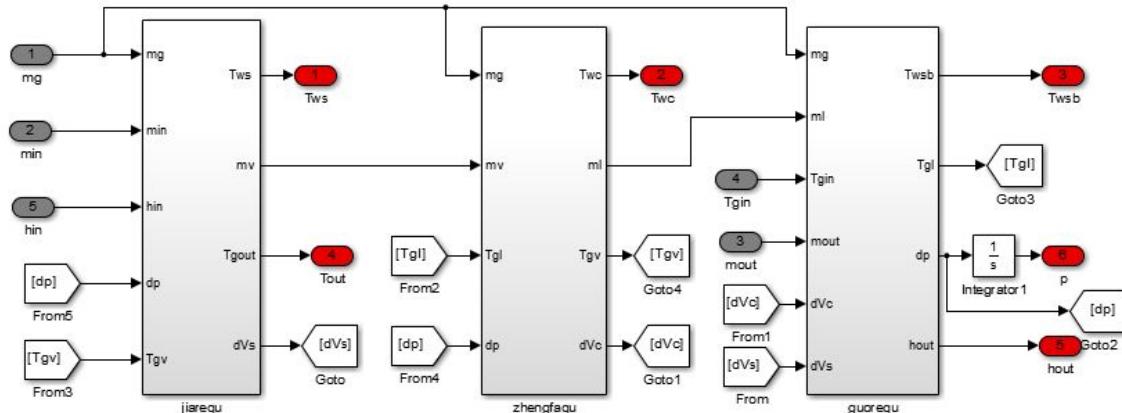


图 3-3 蒸发器第二层模型

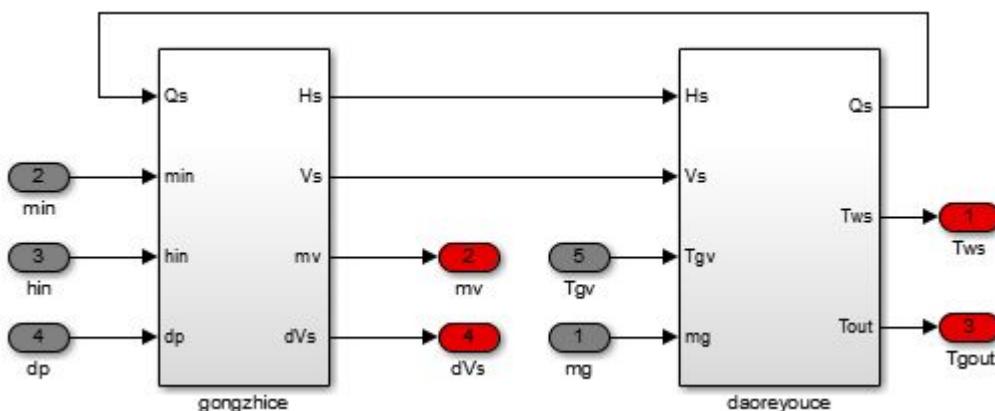


图 3-4 蒸发器第三层加热区模型

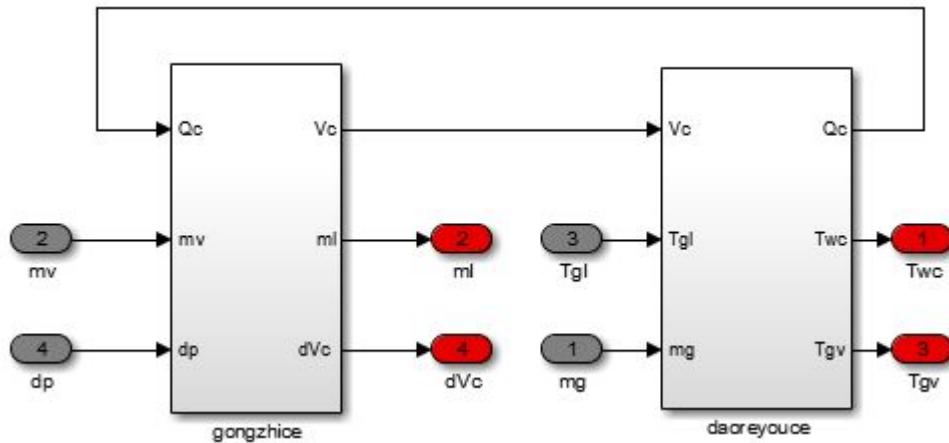


图 3-5 蒸发器第三层蒸发区模型

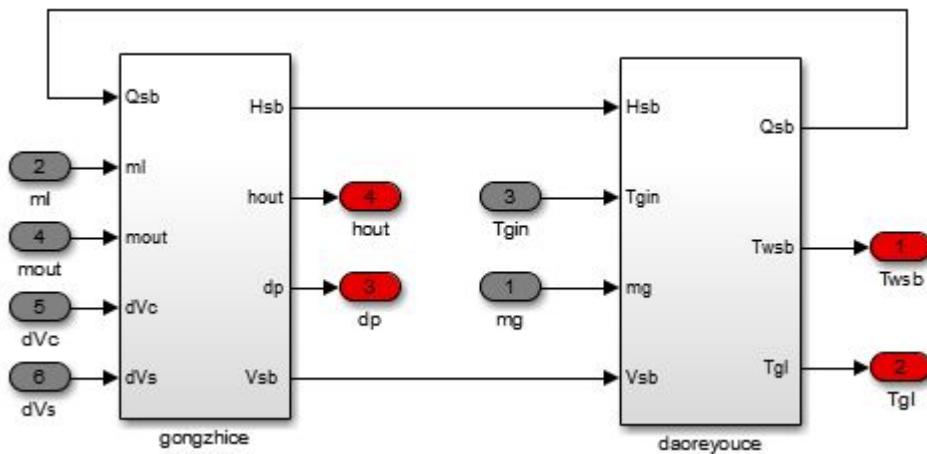


图 3-6 蒸发器第三层过热区模型

## (2) 冷凝器仿真模型

冷凝器的模型建模方法与加热器模型建立方法类似，也是分为四层。各模块的输入输出参数见表 3.5 所示。

消去中间参数，可得冷凝器模型的输入参数为冷却水的质量流量  $\dot{m}_q$ 、冷却水进口温度  $T_{q,in}$ 、有机工质进口比焓  $h_{in}$  以及有机工质进出口质量流量  $\dot{m}_{in}$  和  $\dot{m}_{out}$ ；出口参数为有机工质出口比焓  $h_{out}$ 、出口压力  $P$ ，冷却水出口温度  $T_{q,out}$  以及三段区域管壁温度  $T_{wa}$ 、 $T_{wb}$  和  $T_{we}$ 。图 3-7 给出了冷凝器第二层的 Simulink 模型，其余各层与蒸发器类似。

# 华中科技大学硕士学位论文

表 3.5 冷凝器各子模块输入输出参数

模块	输入参数	输出参数
冷 却 区	工质侧 $\dot{m}_{in}$ 、 $h_{in}$ 、 $P$ 、 $Q_a$ 冷却水侧 $h_a$ 、 $V_a$ 、 $\dot{m}_q$ 、 $T_{q,g}$	$h_a$ 、 $V_a$ 、 $\dot{m}_g$ 、 $dV_a$ $Q_a$ 、 $T_{wa}$ 、 $T_{q,out}$
冷 凝 区	工质侧 $\dot{m}_g$ 、 $P$ 、 $Q_b$ 冷却水侧 $V_b$ 、 $\dot{m}_q$ 、 $T_{q,f}$	$V_b$ 、 $dV_b$ 、 $\dot{m}_f$ $Q_b$ 、 $T_{wb}$ 、 $T_{q,g}$
过 冷 区	工质侧 $Q_e$ 、 $\dot{m}_f$ 、 $\dot{m}_{out}$ 、 $dV_a$ 、 $dV_b$ 冷却水侧 $h_e$ 、 $T_{q,in}$ 、 $\dot{m}_q$ 、 $V_e$	$h_e$ 、 $h_{out}$ 、 $P$ 、 $V_e$ $Q_e$ 、 $T_{we}$ 、 $T_{q,f}$

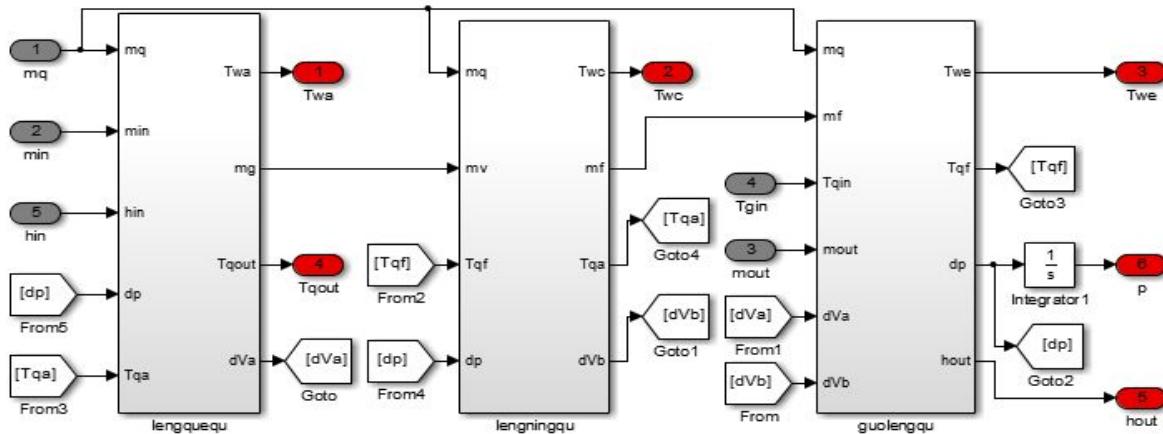


图 3-7 冷凝器第二层模型

### (3) 有机工质汽轮机仿真模型

有机工质汽轮机的仿真模型的第一层给出了模块的输入、输出参数，第二层则是各参数传递的计算公式。模型的输入参数为有机工质的进口压力  $P_{in}$ 、比焓  $h_{in}$  以及调节阀门开度  $\mu$ ；出口参数为有机工质出口压力  $P_{out}$ 、比焓  $h_{out}$ 、进出口质量流量  $\dot{m}_{in}$  和  $\dot{m}_{out}$  以及有机工质汽轮机的转速  $n$ 。有机工质汽轮机第二层 Simulink 模型如下图所示：

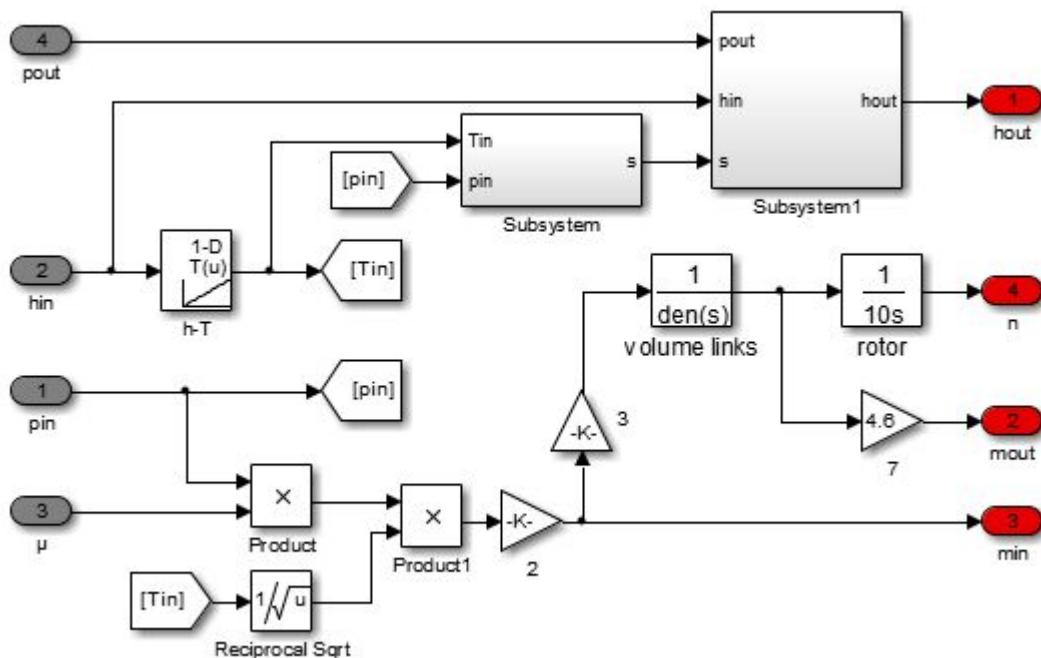


图 3-8 有机工质质汽轮机第二层模型

#### (4) 工质泵仿真模型

工质泵的仿真模型采用稳态模型，工质泵仿真模型的输入参数为的泵给定转速  $n_p$ 、有机工质进口比焓  $h_{in}$ ，以及泵进出口压力  $P_{out}$  和  $P_{in}$ ；出口参数为工质出口比焓  $h_{out}$  以及质量流量  $\dot{m}_{out}$ 。工质泵仿真模型第二层的 Simulink 模块如下图所示：

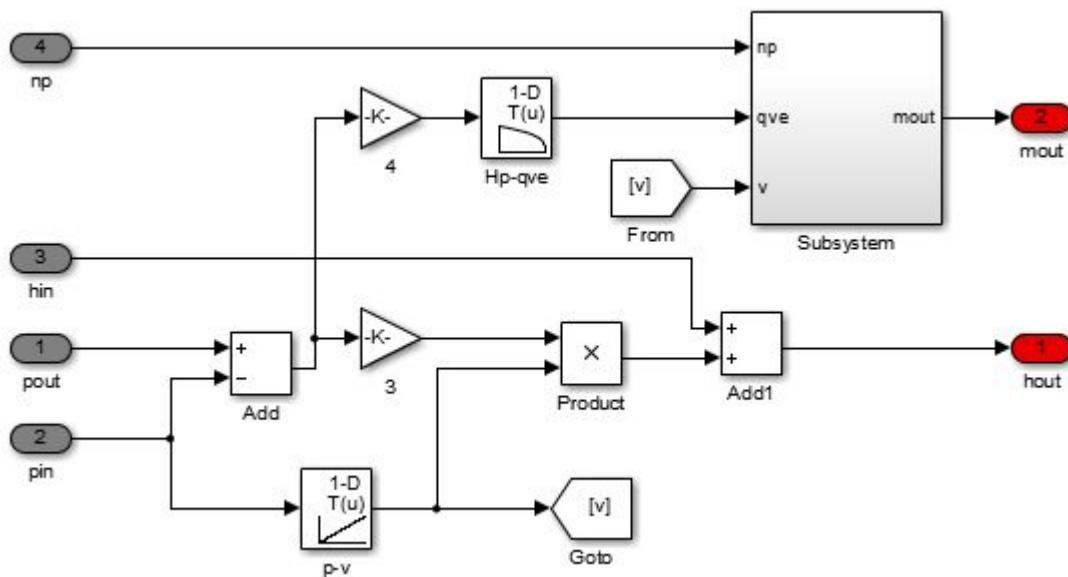


图 3-9 工质泵第二层模型

### 3.2.4 综合系统模型实现

ORC 系统的综合仿真模型是由有机工质汽轮机、蒸发器、冷凝器、工质泵 4 个主要模块组成的。各个模块的输入输出参数之间互相耦合形成一个闭环的系统。通过对有机朗肯循环系统运行特性的分析，主要部件参数之间的关系如下：

- (1) 蒸发器的出口工质的质量流量等于有机工质汽轮机的入口工质的质量流量，蒸发器的出口工质的比焓等于有机工质汽轮机的入口工质的比焓；
- (2) 有机工质汽轮机的出口工质的质量流量等于冷凝器的入口工质的质量流量；有机工质汽轮机的出口工质的比焓等于冷凝器的入口工质的比焓；
- (3) 冷凝器的出口工质的质量流量等于工质泵的入口工质的质量流量；冷凝器的出口工质的比焓等于工质泵的入口工质的比焓；

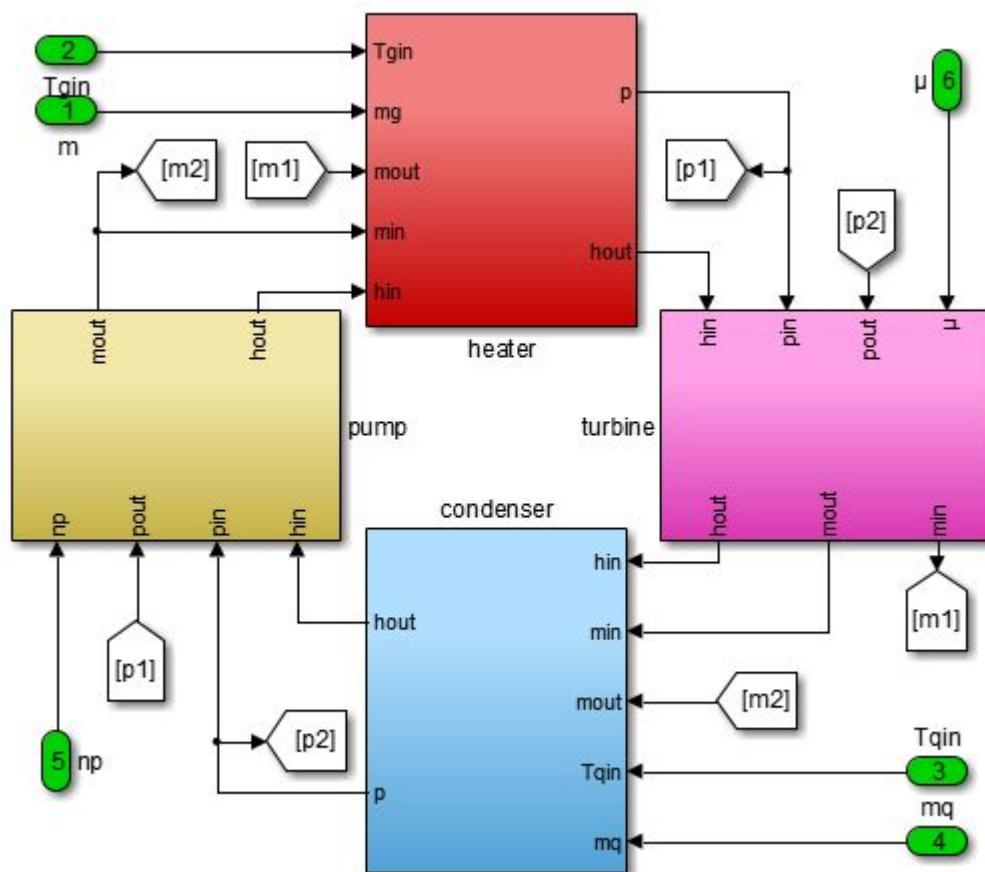


图 3-10 ORC 系统综合模型

- (4) 工质泵的出口工质的质量流量等于蒸发器的入口工质的质量流量；工质泵

的出口工质的比焓等于蒸发器的入口工质的比焓。

将各部件仿真模块按照以上关系相连接，可以构建 ORC 系统的综合仿真模型，如图 3-10 所示。图中绿色表示的为综合系统模型需要输入端口，分别为导热油的质量流量以及进口温度，冷却水的质量流量以及进口温度，工质泵的给定转速以及有机工质汽轮机调节阀门的开度。

## 3.3 有机朗肯循环系统动态仿真结果及分析

在 Simulink 环境下，通过对输入加入不同的扰动，可以得到相应的输出曲线，可以很方便的进行现实中难以进行的实验，从而可以弥补实验方法的不足，为之后的控制系统设计、评价与优化提供理论指导。

在有机朗肯循环发电系统中存在以下扰动：在蒸发器侧，由于太阳能厂受气候和天气影响较大，所以来自太阳能厂的导热油极易发生扰动；在冷凝器侧，冷却水的参数受环境影响也会发生变化；在有机工质汽轮机处，经常需要调节阀门开度来对有机工质汽轮机进行调节；在工质泵处，泵的转速受变频器的影响也会发生变化。为了研究有机朗肯循环系统的动态性能，本文通过改变 ORC 系统综合模型中相应的输入参数，对系统的动态特性进行了仿真。

### 3.3.1 导热油温度、流量变化时的仿真结果

#### (1) 导热油进口温度变化时的仿真

在仿真进行 500 秒时，保持其余输入参数不变，在导热油进口温度输入模块加入一个阶跃扰动，导热油进口温度从 390℃ 阶跃为 400℃。此时 ORC 系统各参数的变化曲线如下图所示：

从图 3-11 中可以看出，在扰动发生前，蒸发器中加热区、蒸发区、过热区三个相区所占的比例分别为 57.04%、31.39% 以及 11.57%，三个相区中有机工质在加热区吸热最多。当导热油进口温度突然发生扰动，从 390℃ 阶跃为 400℃ 时，导致各区换热温差加大，有机工质可以更快的加热到饱和态。此时加热区和蒸发区的有机工质可以更早的加热到饱和状态，这两个区域所占的比例逐渐减小，最终稳定在 53.56% 和 29.92%。由于换热器容积是不变的，此时过热区所占的比例有所增加。由于蒸发器具

有较大的滞后性，三个区域换热稳定所需的时间在 300s 以上。

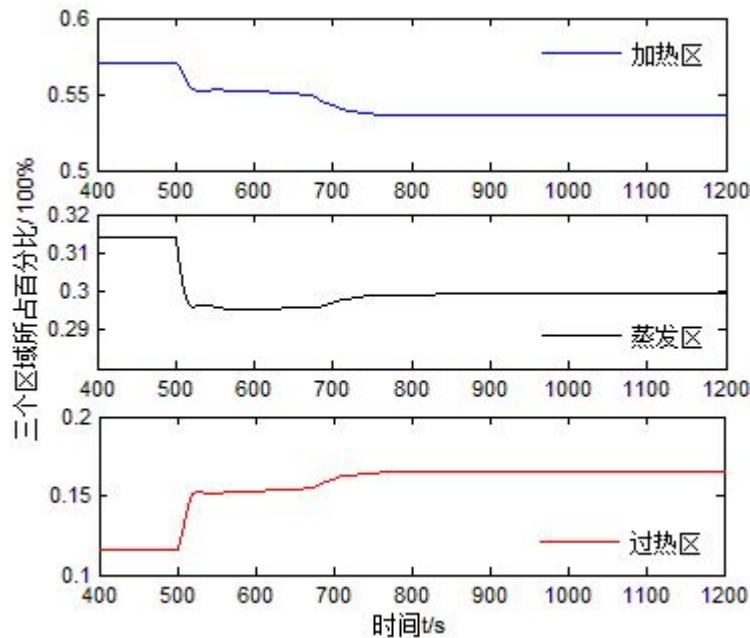


图 3-11 蒸发器各区长度所占百分比

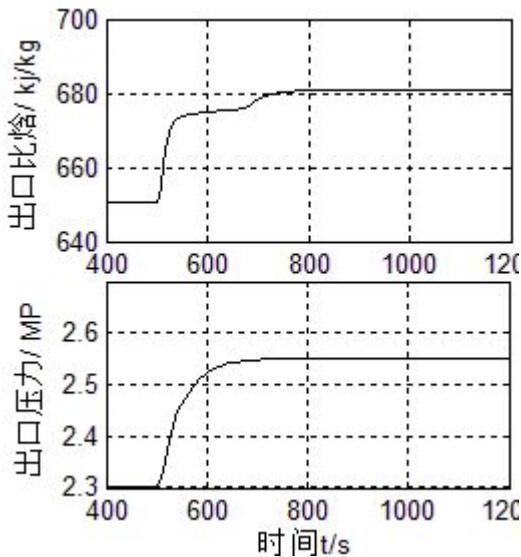


图 3-12 蒸发器出口比焓与压力变化

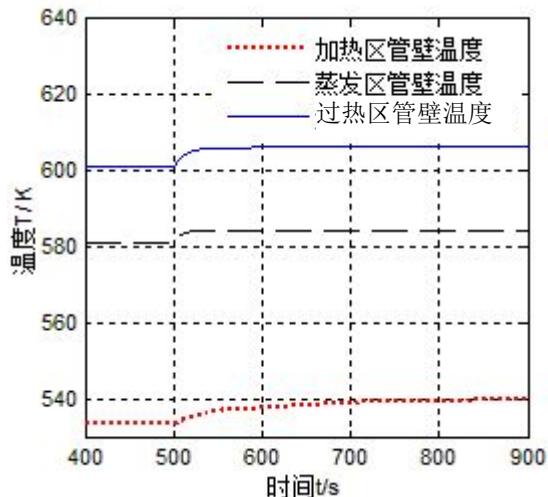


图 3-13 蒸发器三个区域管壁温度变化

图 3-12 给出了蒸发器出口比焓与压力的变化曲线，图 3-13 给出了三个区域管壁温度的变化曲线。从上图中可以看出，当扰动发生时，由于过热区所占比例加大，并且换热温差变大，最终导致蒸发器出口有机工质的比焓值也进一步增加，最终稳定在 685kJ/kg；同时工质的出口压力从 2.3MPa 增加到 2.55Mpa。三个区域的壁面温度也随

着热源温度的增加逐渐增高,由于两相区的换热较为剧烈,所以达到稳定的时间较短,加热区由于所占比例最大,以及换热系数较低,则达到稳定的时间较长。

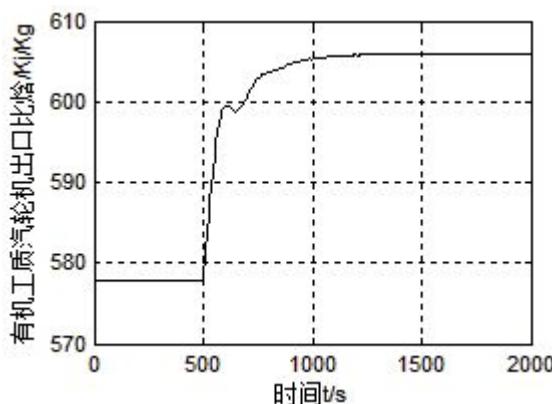


图 3-14 有机工质汽轮机出口比焓变化

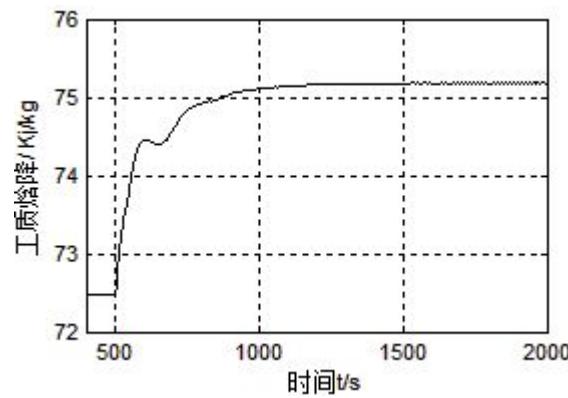


图 3-15 有机工质汽轮机工质焓降

图 3-14 给出了有机工质汽轮机出口比焓变化曲线,图 3-15 给出了有机工质汽轮机内工质焓降变化曲线。从上图中可以看出,当扰动发生时,由于有机工质汽轮机入口焓值的增加,有机工质在汽轮机出口工质的焓值也相应增加,此时有机工质在汽轮机内的焓降从 72.47Kj/kg 增加到 75.2kj/kg。

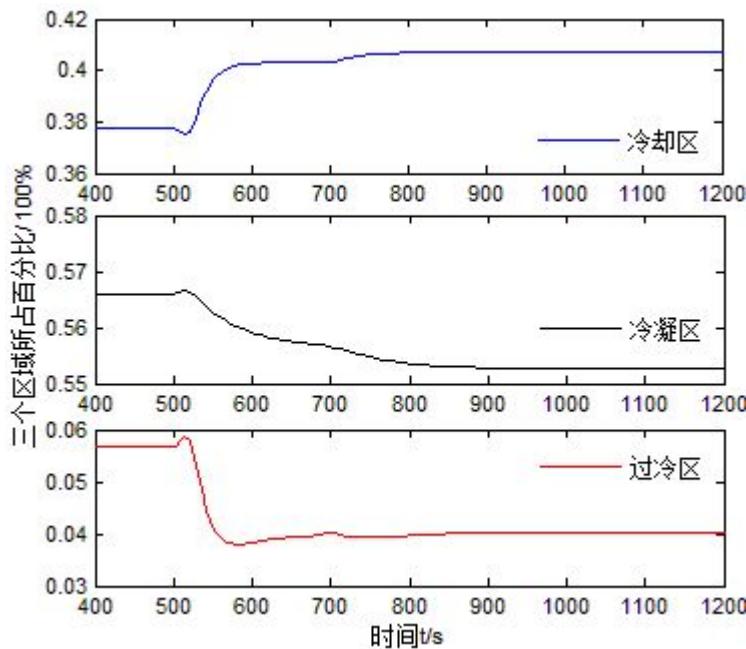


图 3-16 冷凝器三个区域长度所占百分比变化曲线

从图 3-16 中可以看出,在扰动发生前,冷凝器中冷却区、冷凝区、过冷区三个相区所占的比例分别为 37.74%、56.60% 以及 5.66%,三个相区中有机工质在冷凝区换热

最多。当导热油进口温度突然发生扰动，冷凝器有机工质的进口焓值不断增加，冷却区由冷却水需要带走的热量增加，此时冷却区向冷凝区移动，其所占区域比例逐渐变大；由于冷却区的增大，导致冷凝区向过冷区移动，此时冷凝区的管壁温度较低，单位面积换热量变大，冷凝区所占区域减小；由于冷凝器总容积不变，过冷区所占区域也减小。扰动发生 300s~500s 以后三个区域的大小最终稳定，最终冷却区、冷凝区、过冷区三个区域所占比例分别为 41.33%、55.93% 和 2.74%。

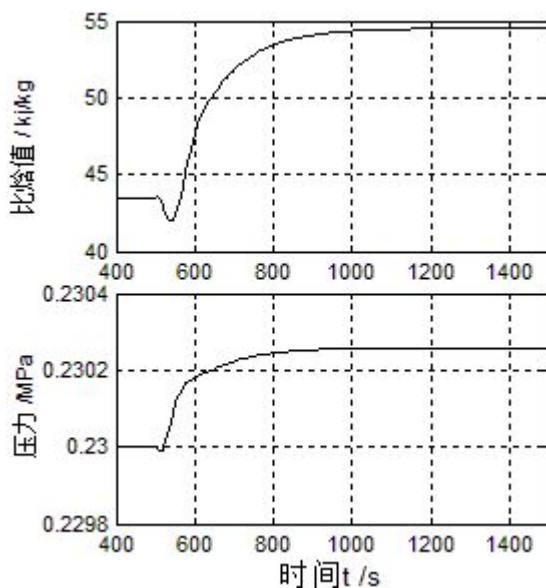


图 3-17 冷凝器工质出口比焓与压力变化曲线

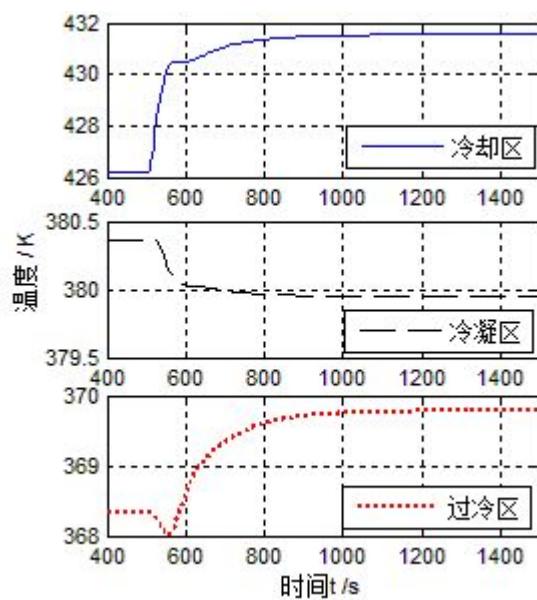


图 3-18 冷凝器三个区域管壁温度变化

随着冷凝器进口工质比焓的增加，冷却水不足以将有机工质冷却到之前的水平，冷凝器有机工质的出口焓值也进一步增加，最终稳定在 54.5kJ/kg；同时工质的出口压力也略微有所增加，从 0.23MPa 逐渐增加到 0.2303MPa。由于冷凝器本身也具有较大的滞后性，其稳定时间更较长，在扰动发生 500s 以后才最终稳定。

图 3-19 给出了工质泵出口比焓变化曲线，从图中可以看出，当扰动发生时，由于工质泵入口焓值的增加，工质泵的出口工质比焓值也相应有所增加，从 72.02kJ/kg 增加到 82.9kJ/kg。

图 3-20 给出了工质泵出口质量流量变化曲线。从图中可以看出，由于工质泵进出口压力的变化，泵出口工质的质量流量也略有增加，从 4.6kg/s 增加到 4.63kg/s。

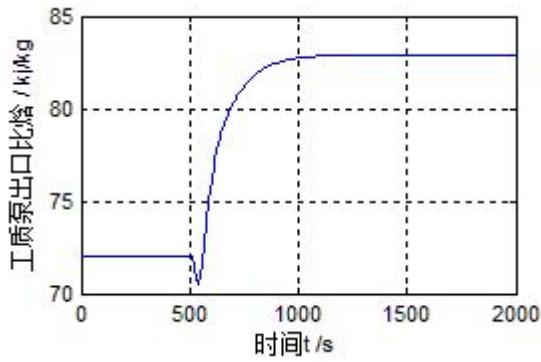


图 3-19 工质泵出口比焓变化曲线

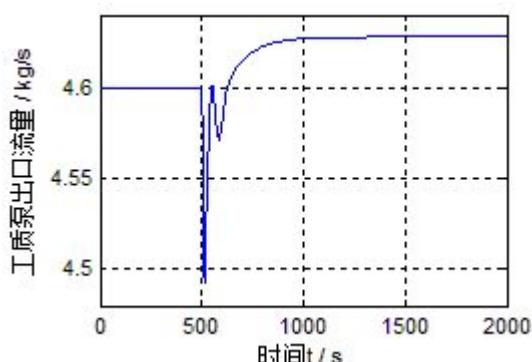


图 3-20 工质泵出口质量流量变化

图 3-21 和 3-22 分别给出有机工质汽轮机的输出功率、蒸发器中的换热量以及系统循环效率的变化曲线。当扰动发生时，有机朗肯循环系统的输出功率和蒸发器的换热量均逐渐增大。由于扰动发生在蒸发器处，蒸发器中换热量快速响应且上升速度较快，此时系统的循环效率则迅速降低；当蒸发器响应稳定后，有机工质汽轮机的输出功率仍持续增加，导致系统的循环效率又逐渐升高，最终当输出功率也逐渐稳定时，系统的循环效率才随之稳定，扰动后的循环效率较扰动前有略微升高。

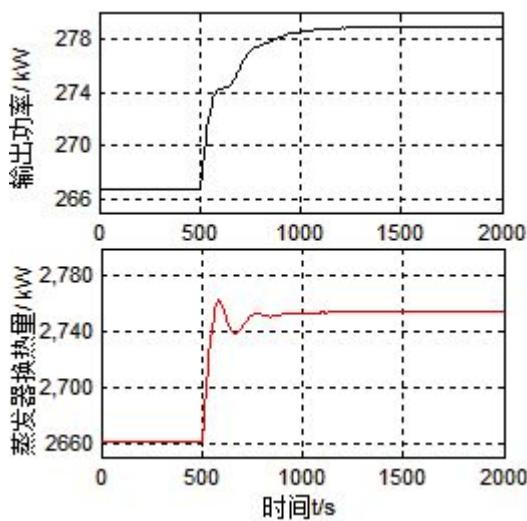


图 3-21 输出功率与换热量变化曲线

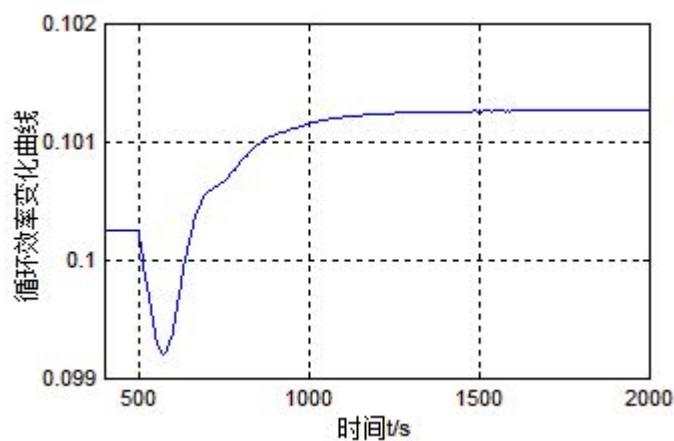


图 3-22 系统循环效率变化曲线

## (2) 导热油质量流量变化时的仿真

在仿真进行 500 秒时，保持其它输入参数不变，在导热油进口质量流量输入模块加入一个阶跃扰动，导热油进口流量从 9kg/s 阶跃为 8.5kg/s。此时 ORC 系统各参数的变化曲线如下图所示。

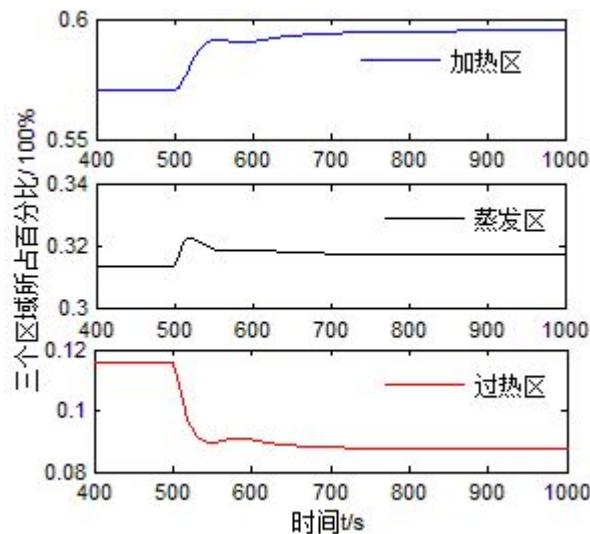


图 3-23 蒸发器三个区域所占百分比变化曲线

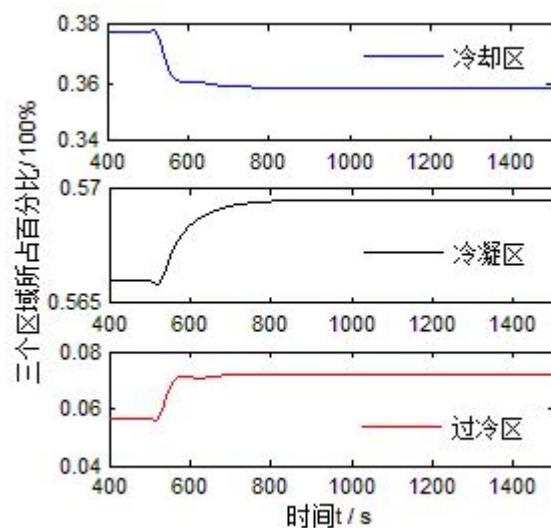


图 3-24 冷凝器三个区域所占百分比变化曲线

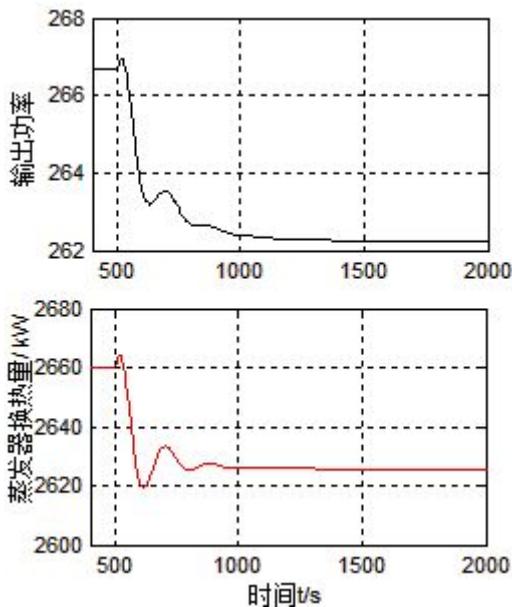


图 3-25 输出功率与换热量变化曲线

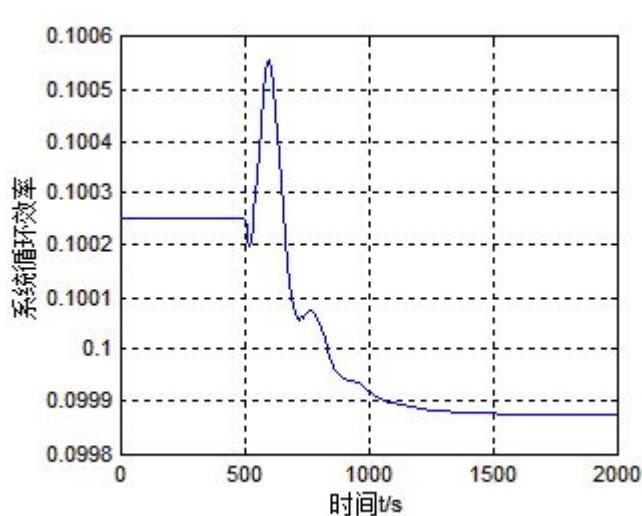


图 3-26 系统循环效率变化曲线

从图 3-23 中可以看出，当导热油进口流量从 9kg/s 阶跃为 8.5kg/s 时，导致各区热源温度减小。由于换热温差的减小，导致加热区和蒸发区单位面积上的换热量减小，此时这两个相区将工质加热至饱和状态所需区域则变大；由于换热器容积是不变的，此时过热区所占的比例逐渐减小。在冷凝器中，当扰动发生时，由于工质进口焓值降低，导致冷却区中工质可以更早的冷却至饱和态，冷却区区域减小；由于冷却区的减小，冷凝区向冷却区移动，此时冷凝区的管壁温度升高，工质与管壁间换热温差减小，

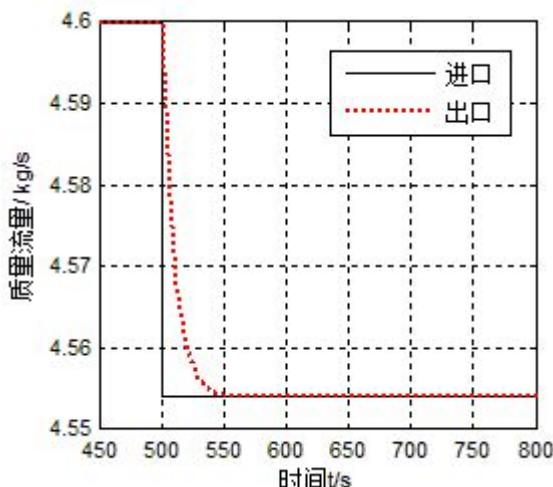
单位面积换热量减小，冷凝区所占区域变大；由于冷凝器总容积不变，过冷区所占区域也逐渐增大。如图 3-24 所示。从图 3-25 与 3-26 中可以知，当扰动发生时，系统输出功率与蒸发器换热量均逐渐减小，系统循环效率呈现先增加后减小的趋势。

冷凝器冷却水的输入参数变化的情况与蒸发器导热油输入参数变化的情况类似，这里就不再赘述。

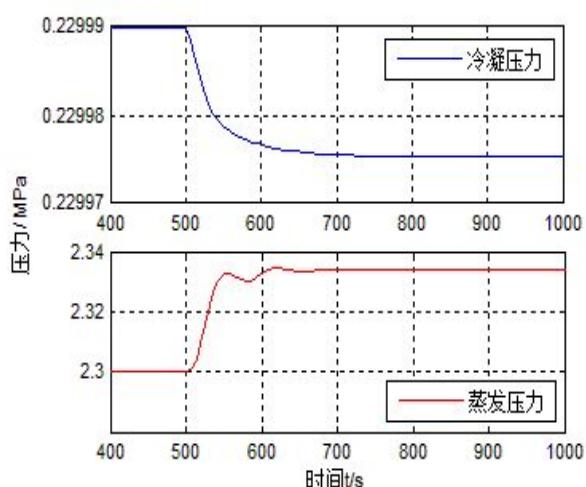
### 3.3.2 有机工质汽轮机阀门开度变化时的仿真结果

在仿真进行 500 秒时，保持其余输入参数不变，有机工质汽轮机调节阀门的开度减小 1%，此时 ORC 系统各参数的变化曲线如下图所示：

由图 3-27 可知，调节阀门开度变化直接导致有机工质汽轮机进口流量发生变化，由于容积效应，有机工质汽轮机的出口流量存在一定的滞后。由于在 500s 调节阀门开度的减小，工质的质量流量从 4.6kg/s 减小为 4.55kg/s。



3-27 有机工质汽轮机进出口质量流量变化曲线

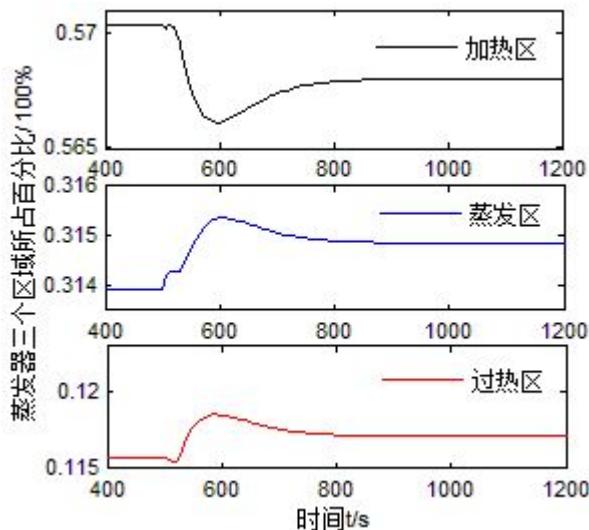


3-28 冷凝压力与蒸发压力变化曲线

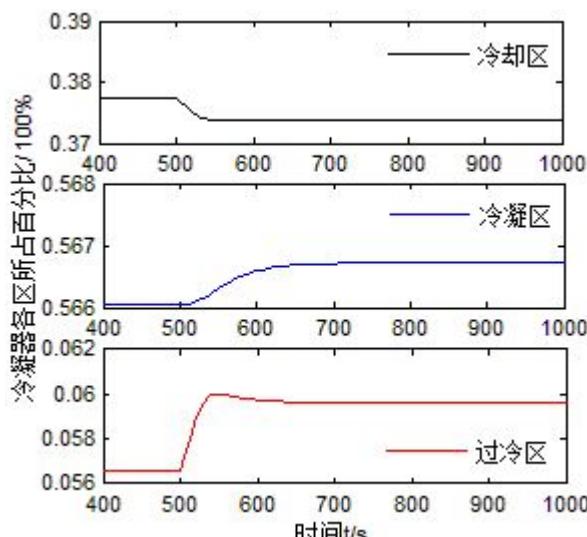
图 3-28 给出了蒸发器与冷凝器中压力的变化曲线。由于有机工质阀门开度变化，导致蒸发器出口以及冷凝器进口质量流量减下，而此时泵出口的工质的质量流量并未立即相应的变化，则导致蒸发器内压力逐渐升高，冷凝器内冷凝压力逐渐减小。

图 3-29 与 3-30 给出了蒸发器与冷凝器中三个换热区域所占百分比的变化曲线。在蒸发器中，由于进口流量减小，导致加热区所需区域减小。随着蒸发区向加热区移动，导致工质与管壁的换热温差减小，蒸发器所占区域便逐渐增大，同时在一定的容

积下，过热区所占的区域也随之增大，工质的出口比焓值变大；在冷凝器中由于进口质量流量的减小，导致冷却区所需区域减小，冷凝区向冷却区移动，工质与管壁的换热温差减小，冷凝区所占区域也随之增大，最后又由于冷凝器容积一定，过冷区所占区域也进一步增大。



3-29 蒸发器三个区域所占百分比变化曲线



3-30 冷凝器三个区域所占百分比变化曲线

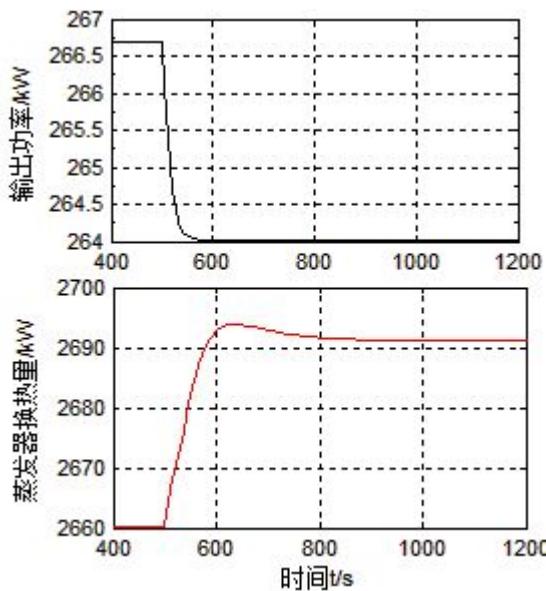


图 3-31 输出功率与换热量变化曲线

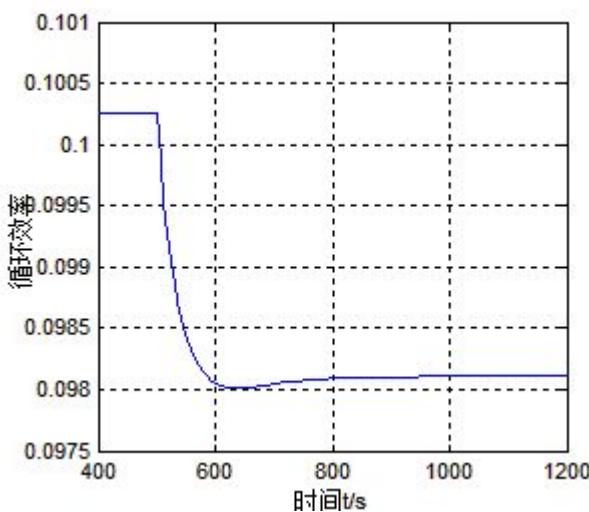
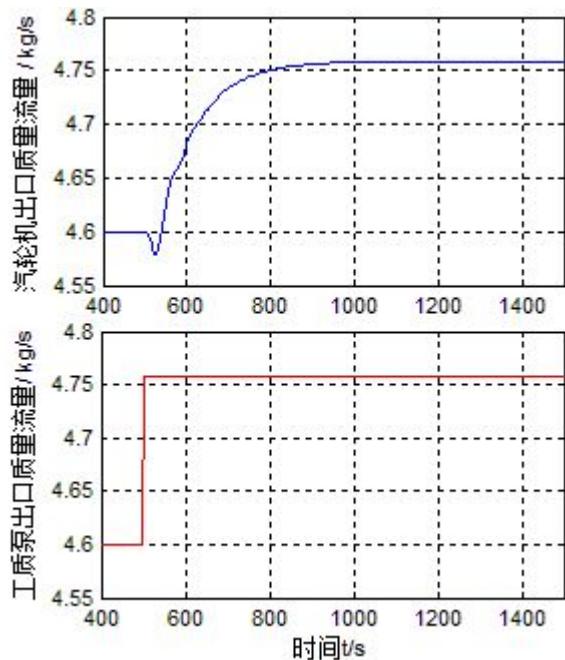


图 3-32 系统循环效率变化曲线

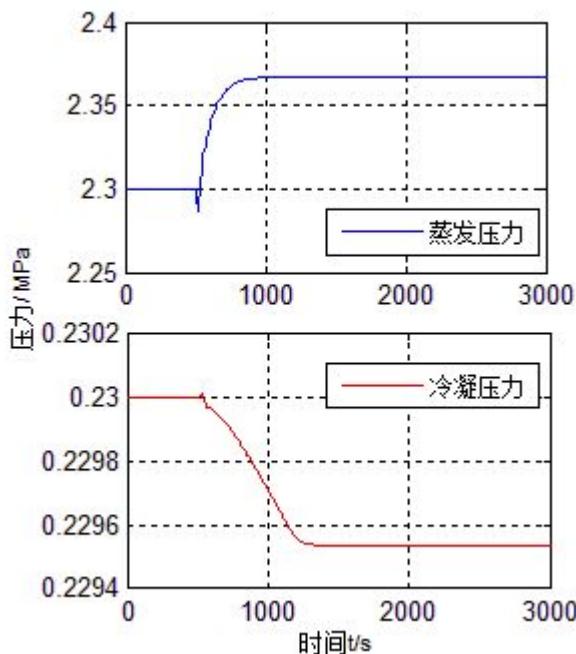
从图 3-31 与 3-32 中可以知，当扰动发生时，系统输出功率逐渐减小，而蒸发器换热量逐渐增大，最终系统循环效率逐渐减小减小。

### 3.3.3 工质泵转速变化时的仿真结果

在仿真进行 500 秒时，保持其它输入参数不变，工质泵频率输入模块加入一个阶跃扰动，使其转速从 1450r/min 增加到 1500r/min。此时 ORC 系统各主要参数的变化曲线如下图所示。



3-33 泵与有机工质汽轮机出口质量流量变化曲线

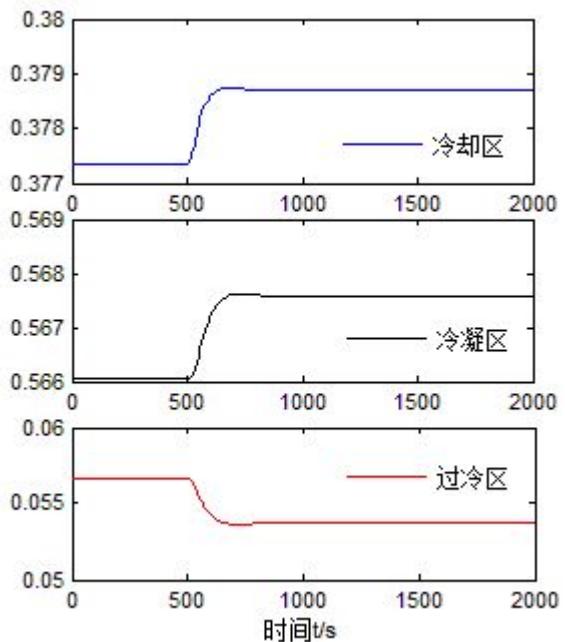


3-34 蒸发压力与冷凝压力变化曲线

工质泵的转速变化直接影响其出口质量流量。由图 3-33 所示，当工质泵转速增加时，其出口工质的质量流量增大到 4.76kg/s。同时有机工质汽轮机出口质量流量也逐渐增加到 4.76kg/s。由于工质泵采用的是稳态模型，其稳定时间很快，而有机工质汽轮机出口质量流量则在 200s 后稳定。图 3-34 给出了冷凝器中压力与蒸发器中压力变化曲线。当工质泵转速突然增大时，冷凝器出口质量流量突然增大，而从有机工质汽轮机流出的质量流量并未增加，导致冷凝器中压力逐渐降低。而蒸发器由于其进口质量流量增大突然增大，而出口流量变化较慢，而压力逐渐升高。

图 3-35 与 3-36 给出了冷凝器和蒸发器中三个换热区域所占百分比的变化曲线。在蒸发器中，由于进口流量增大，导致加热区区域增加，蒸发区向过热区移动，但最终所占区域变化不大，而过热区域逐渐减小，从而导致工质出口焓值降低。在冷凝器中由于质量流量的增加，导致冷却区所需区域增加，冷凝区和过冷区所占区域逐渐减

小，工质出口焓值也有所增加。



3-35 冷凝器三个区域所占百分比变化曲线

如图 3-37 和 3-38 所示，发生扰动时，系统输出功率逐渐增大而蒸发器的换热量逐渐减小，系统的循环效率则逐渐增大。

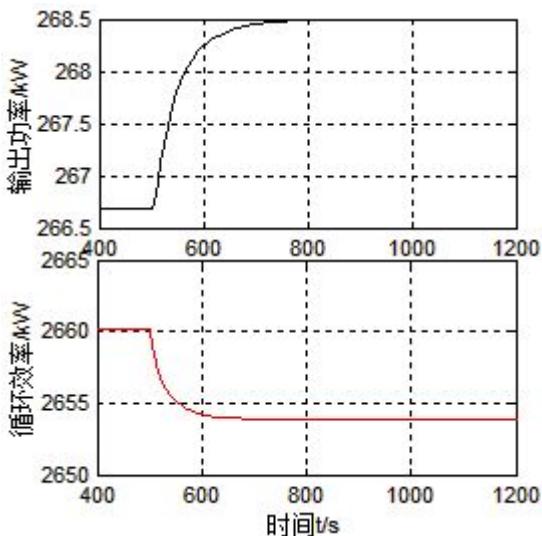
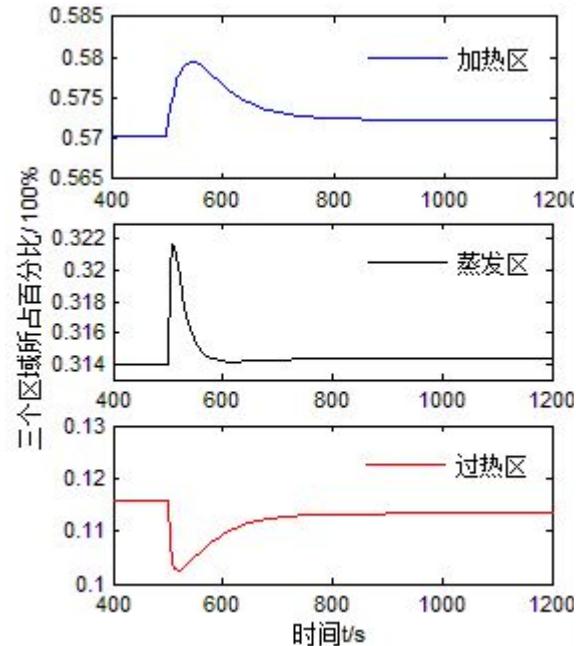


图 3-31 输出功率与换热量变化曲线



3-36 蒸发器三个区域所占百分比变化曲线

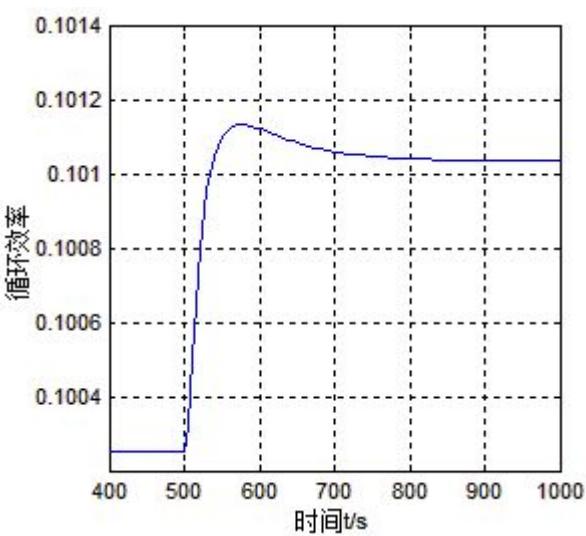


图 3-32 系统循环效率变化曲线

## 3.4 本章小结

本章的工作主要分为两部分。首先本章根据有机朗肯循环系统各个主要部件的数

# 华 中 科 技 大 学 硕 士 学 位 论 文

---

学模型，采用模块建模的方法在 Simulink 仿真平台上搭建了各个主要部件的仿真模型，再根据各个仿真模块输入输出之间的关系搭建了有机朗肯循环发电系统的动态仿真模型。其次在利用所建立的 ORC 动态仿真模型，对导热油入口温度流量、有机工质汽轮机阀门开度、泵的输入转速发生扰动时，对系统的动态特性进行了分析。

## 4 有机朗肯循环发电系统控制策略建立及动态仿真

由第二章与第三章中对有机朗肯循环系统的建模仿真可知，有机朗肯循环发电系统是一个多输入多输出的复杂系统。在对其控制系统设计时要充分考虑系统的动态特性。本章在之前研究的基础上，进一步对 ORC 系统中各子系统的控制方法进行研究。

### 4.1 PID 简介

目前在大多数自动控制系统中，其所采用的制动控制装置的控制规律都是符合比例、积分以及微分规律的，即 PID 控制规律，所以经常将他们称之为 PID 控制器。

在热工控制系统中，经常采用的控制器就是 PID 控制器，常规的 PID 控制系统的原理图如下所示：

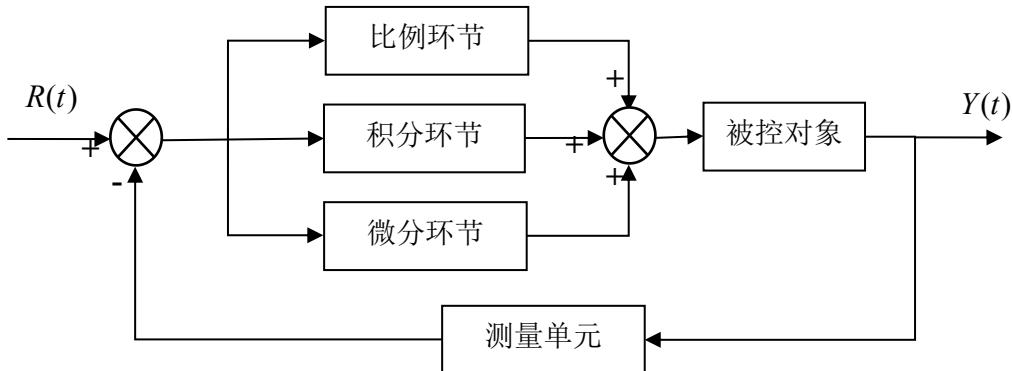


图 4-1 PID 控制系统原理流程方框图

在上 PID 控制系统中，给定量  $R(t)$  与实际输出量  $Y(t)$  构成控制偏差量  $E(t)$ ：

$$R(t) - Y(t) = E(t) \quad (4-1)$$

而 PID 控制器是针对偏差量  $E(t)$  进行控制，其运算功能是一个标准的偏差输入模块，如式 (4-2) 所示：

$$U(t) = K_p [E(t) + \frac{1}{T_i} \int E(t) dt + T_d \frac{dE(t)}{dt}] \quad (4-2)$$

上式中  $E(t)$  为输入偏差， $u(t)$  为控制过程偏差， $K_p$  为比例系数， $T_i$  为积分时间常数， $T_d$  为微分时间常数。忽略一些非线性环节后，可以求得 PID 控制器的传递函数，

如下方程表示：

$$G_{PID} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (4-3)$$

## 4.2 蒸发器出口温度控制系统设计与仿真

在蒸发器控制系统中，最受人们关注的就是有机工质的温度与压力的自动调节，而在这两项中，温度的自动调节又更为重要。因为能否准确的测量与控制蒸发器出口工质的温度，直接影响着系统的安全性与效率。因此本小节主要针对蒸发器出口温度，进行其控制系统的设计与研究。

### 4.2.1 蒸发器主要扰动分析

在 ORC 系统中影响蒸发器温度变化的原因有很多，主要有工质的进出口质量流量的变化、工质进口温度的变化、导热油质量流量的变化、导热油进口温度的变化等，而有些扰动间有互相影响使得蒸发器的动态过程变得较为复杂。但是，归纳起来，蒸发器主要以下两类扰动：工质量、热油量。

#### (1) 入口工质量扰动对蒸发器出口气温的影响

在蒸发器其它参数不变的情况下，当有机工质的入口质量流量发生扰动时，蒸发器工质与管道壁面各处的换热也发生变化，最终引发蒸发器出口工质的气温的改变。利用第三章中蒸发器模型，可知当入口工质量增加 5% 的时，蒸发器出口气温的阶跃响应如图 4-2 所示。由图可以看出，入口工质量增加，蒸发器出口气温减小，其响应曲线其特点是有惯性，具有自平衡能力，惯性较大。

#### (2) 导热油量扰动对蒸发器出口气温的影响

在蒸发器其它参数不变的情况下，当导热油的质量流量发生扰动时，此时蒸发器出口气温则反映了工质从蒸发器中带走的热量和管壁从导热油中吸收热量之间的平衡关系。利用第三章中蒸发器模型，当导热油质量流量增加 5% 的时，蒸发器出口气温的阶跃响应如图 4-3 所示。由图可以看出，导热油量增加，则蒸发器出口气温增加，其响应曲线特点是有延迟，有惯性，具有自平衡能力，延迟相对于惯性较小。

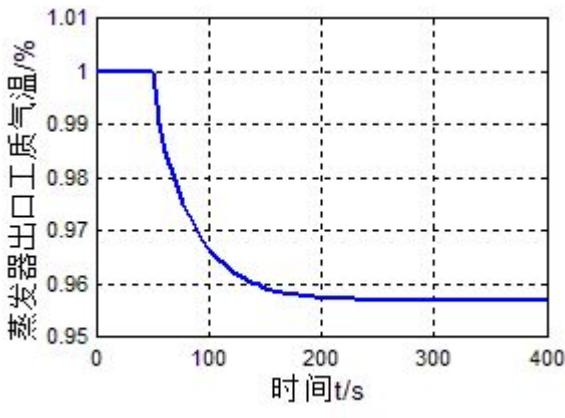


图 4-2 工质量扰动蒸发器出口温度的阶跃响应

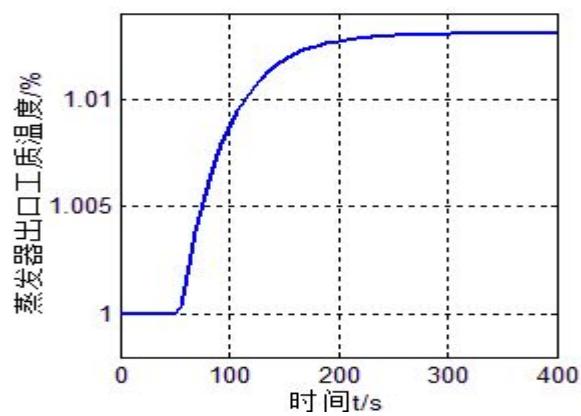


图 4-3 热油量扰动蒸发器出口温度的阶跃响应

由上可知改变有机工质的质量流量和导热油油的质量流量都可以相应的改变蒸发器出口工质温度。由于有机工质的质量流量是 ORC 循环系统的内部变量，改变它会对其他设备的工作状况造成干扰，而在实际过程中导热油流量这一变量可以通过热油泵的速率来进行控制，所以本文采用调节导热油质量流量的方式作为控制蒸发器出口工质温度的手段。

#### 4.2.2 控制对象性能分析

根据相似性定律，泵在任意转速  $n$  下体积流量  $q$  为的：

$$q = q_v \frac{n}{n_v} \quad (4-4)$$

$$\dot{m}_g = q \cdot g \quad (4-5)$$

则油量与转速成比例关系。将各参数采用标么值表示，则有：

$$\chi_{\dot{m}_g} = \chi_{n_p} \quad (4-6)$$

在理论分析时，需要对蒸发器模型进行相应的简化。换热器工作时，其内部能量传递过程可分为两步：第一步，导热油进入蒸发器内将热量传递给管壁；第二部有机工质从管壁获得热量使工质出口温度升高。蒸发器内的换热过程可简化为具有纯迟延的一阶惯性环节表示，即：

$$\begin{cases} \chi_Q = \frac{e^{-\sigma}}{1+T_1 s} \chi_{\dot{m}_g} \\ \chi_{T_{out}} = \frac{1}{1+T_2 s} \chi_Q \end{cases} \quad (4-7)$$

式(4-3)  $T_1$ 、 $T_2$  和  $\tau$  分别为系统的时间常数, 可通过实验获取, 计算中将其取值为 10、30 和 5。则控制对象简化模型的传递函数为:

$$G_1(s) = \frac{\chi_{T_{out}}}{\chi_{n_p}} = \frac{e^{-5s}}{(1+10s)(1+30s)} \quad (4-8)$$

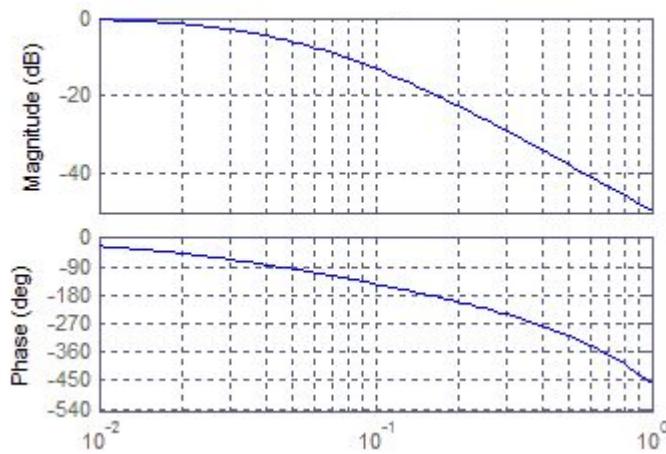


图 4-4 控制对象 bode 图

画出控制对象的 bode 图, 如图 4-4 所示。由图 4-4 可知, 系统的稳定裕度较大, 但其截止频率很小, 系统响应时间较长, 动态性能较差。故需要对其进行控制系统的设计。

### 4.2.3 控制策略设计

蒸发器出口温度控制系统的策略是: 蒸发器出口温度的设定值与蒸发器实际出口温度的反馈信号相比较, 得出其偏差信号。偏差信号在控制器中进行运算输出控制指令。控制指令作用于热油泵, 来改变导热油的流量, 从而改变蒸发器从热源的吸热量, 最终达到调节蒸发器的出口温度的目的。蒸发器出口温度的控制原理如图 4-5 所示:

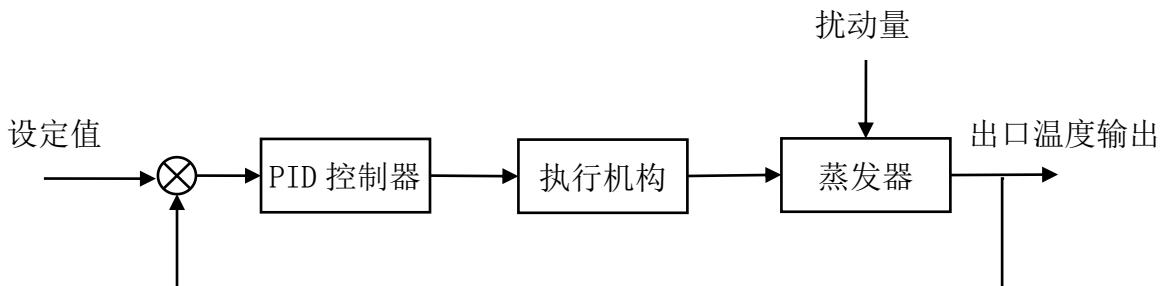


图 4-5 蒸发器出口温度控制原理图

根据控制原理以及蒸发器的仿真模型, 可以在 Simulink 中搭建出蒸发器出口温度

控制系统的仿真框图如图 4-6 所示。

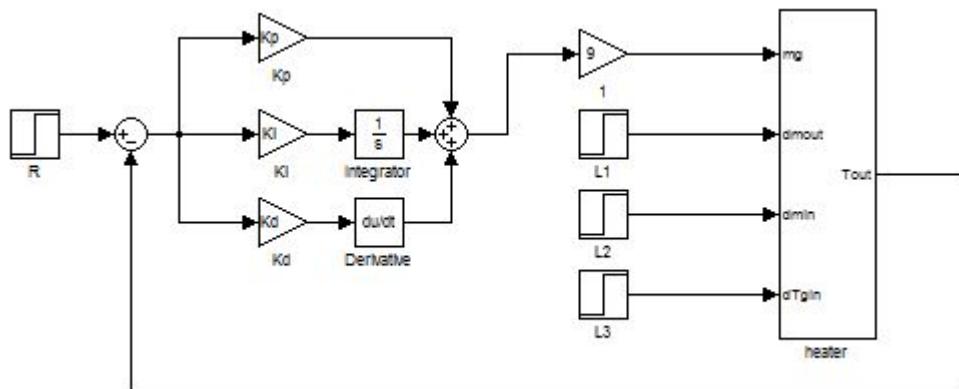


图 4-6 蒸发器出口温度控制系统 Simulink 框图

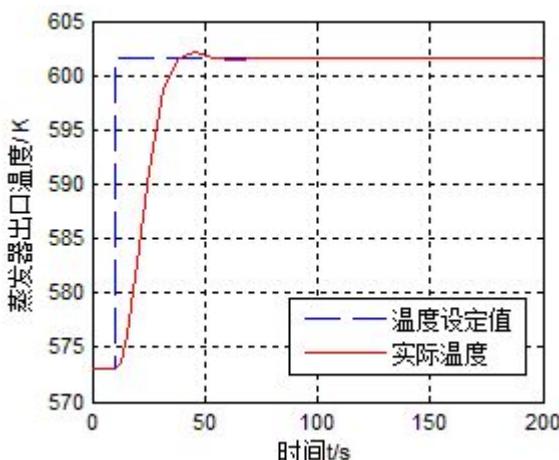
图 4-6 中 R 为蒸发器出口温度给定模块，L1、L2 和 L3 分别为蒸发器工质进出口流量和导热油温度扰动模块。

#### 4.2.4 仿真分析

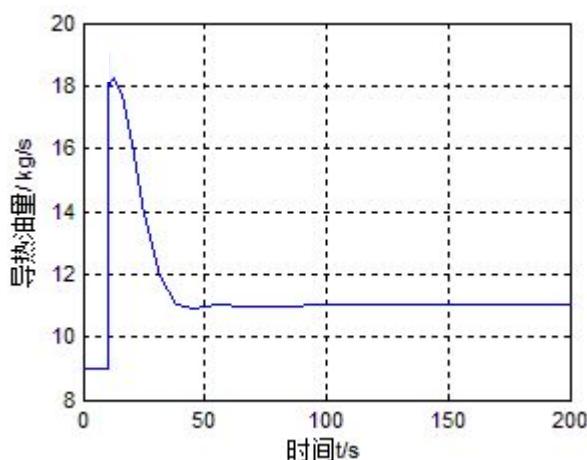
##### (1) PID 参数整定

PID 参数的整定方法主要有三类，即：理论计算法、工程整定法、以及试凑法。由于本文已经搭建了蒸发器出口温度控制系统的 Simulink 模型，可以很方便的进行参数修改、模型仿真以及结果观察。所以可以采用试凑法对控制系统参数进行整定。

在图 4-6 所示的控制系统中，通过试凑法整定的蒸发器出口温度控制系统的 PID 控制器比例系数  $K_p = 20$ ，积分系数  $K_i (1/T_i) = 1/3$ ，微分系数  $K_d (1/T_d) = 5$ 。



4-7 蒸发器出口温度阶跃响应曲线



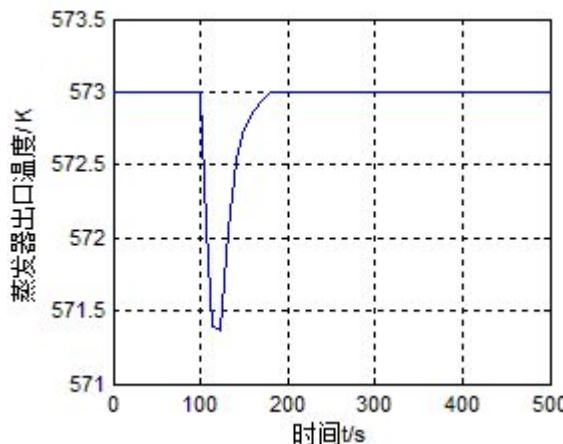
4-8 导热油量变化曲线

当给定温度增加 5%，其值从 573K 变化到 601.65K 时，蒸发器出口温度的阶跃响应如图 4-7 所示，此时导热油量变化的响应曲线如图 4-8 所示。

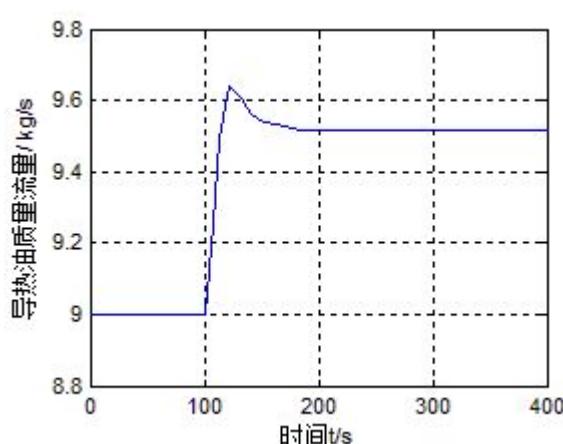
由上图可知，当给定温度发生变化时，蒸发器出口温度控制系统能自动调节导热油质量流量，从而改变蒸发器的出口温度，40s 后系统达到稳定，蒸发器的出口温度稳定在温度设定值。整个调节过程具有较快的响应速度，较小的超调量，稳态误差为零，具有较好的控制效果。

## (2) 蒸发器进口工质质量流量扰动

当蒸发器出口温度控制系统的温度给定值不变，蒸发器进口工质质量流量发生扰动，质量流量增加 5%，从 4.6kg/s 增加到 4.83kg/s 时，蒸发器出口温度的阶跃响应如图 4-8 所示，此时导热油量变化出口温度的响应曲线如图 4-9 所示。



4-9 进口工质量扰动蒸发器出口温度变化曲线

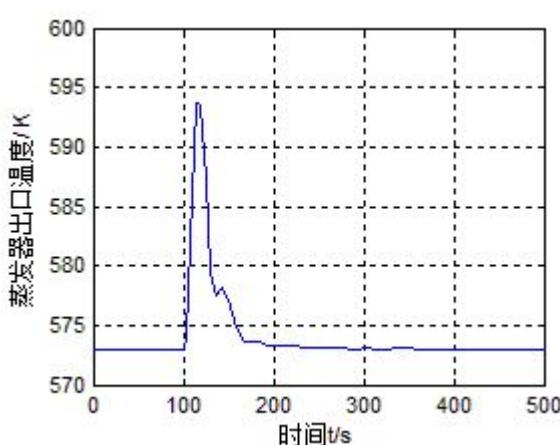


4-10 进口工质量扰动蒸发器出口温度变化曲线

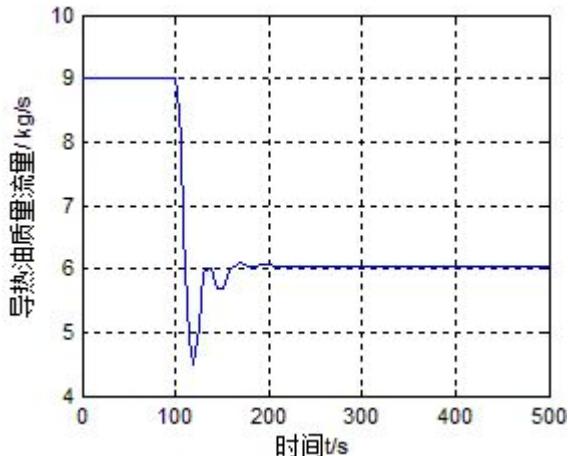
由图 4-9 和 4-10 可知，当进口质量流量突然增加 0.05 时，导致蒸发器出口温度有短暂的降低。之后通过蒸发器出口温度控制系统调节导热油质量流量，从而使蒸发器的出口温度恢复到温度设定值。整个过程持续 80s，蒸发器温度最大降低 1.6K，蒸发器出口温度控制系统对进口工质量扰动有较好的控制效果。

## (3) 导热油进口温度扰动

当蒸发器出口温度控制系统的温度给定值不变，蒸发器导热油进口温度发生扰动，其值增加 5%，从 663K 增加到 696.15K 时，蒸发器出口温度的阶跃响应如图 4-11 所示，此时导热油量变化的响应曲线如图 4-12 所示。



4-11 导热油温扰动蒸发器出口温度变化曲线



4-12 导热油温扰动导热油质量流量变化曲线

由图 4-11 和 4-12 可知, 当导热油温突然增加 0.05 时, 导致蒸发器出口温度突然增大。之后蒸发器出口温度控制系统减小导热油质量流量, 从而使蒸发器的出口温度恢复到温度设定值。整个过程持续 80s 左右, 蒸发器温度最大升高 20K, 蒸发器出口温度控制系统对进口工质量扰动有较好的控制效果。

通过以上的仿真分析, 获得了蒸发器出口温度控制系统 PID 控制器的控制参数, 并且验证了所设计的控制系统在蒸发器发生其他干扰时的作用。仿真结果表明所设计的蒸发器出口温度控制系统具有较好的控制效果。

### 4.3 有机工质汽轮机控制系统设计与仿真

有机工质汽轮机是有机朗肯循环发电系统的核心部件, 为保证发电系统能够安全稳定运行, 必须对其控制系统进行设计。由于有机工质汽轮机是精密的高转速设备, 过高的转速可能会对整机造成叶片断裂, 轴系失稳等危险, 同时又由于有机工质汽轮机的输出功率必须满足负荷的要求, 才能保证用户用电的稳定。以上这些都要求对有机工质汽轮机的转速与功率进行调节。本节根据有机工质汽轮机的运行特性, 针对其转速与功率进行其控制系统的设计。

#### 4.3.1 有机工质汽轮机主要扰动分析

从 ORC 系统的仿真模型中可以看出, 当有机工质焓降一定时, 影响有机工质汽轮机动态性能的主要参数为汽轮机进口压力, 以及调节阀门开度。

在 ORC 系统中有机工质汽轮机是一个对外输出功率的设备，由汽轮机输出功率的表达式可知，在稳态时中汽轮机的输出功率与参与做功的有机工质的质量流量成正比，而阀门开度的变化与汽轮机进口压力的变化实质上影响的正是参与做功的工质的质量流量大小。图 4-13 表示阀门开度减小 20% 时有机工质汽轮机输出功率变化曲线。

在正常工作时，有机工质汽轮机对转子提供的是蒸汽主力矩，如果不考虑有机工质汽轮机上由摩擦力产生的摩擦转矩，则在稳定的时候有机工质汽轮机提供的主动转矩应与带动负荷所需的反转矩相平衡。若有机工质汽轮机输出功率降低，主动转矩不足以平衡带动负荷所需的反动转矩时，则转速会逐渐下降。图 4-14 表示阀门开度减小 20% 时，有机工质汽轮机转速的变化曲线。

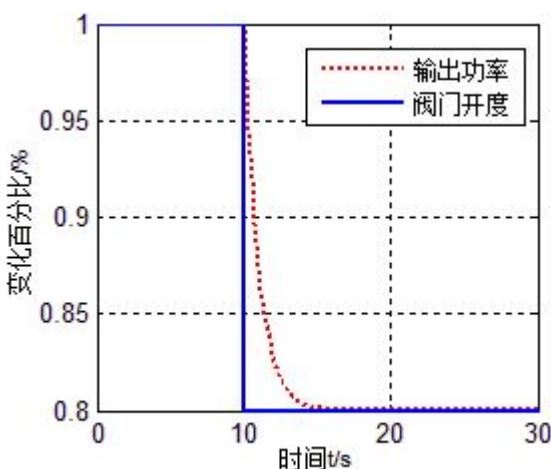


图 4-13 阀门开度变化引起功率变化曲线

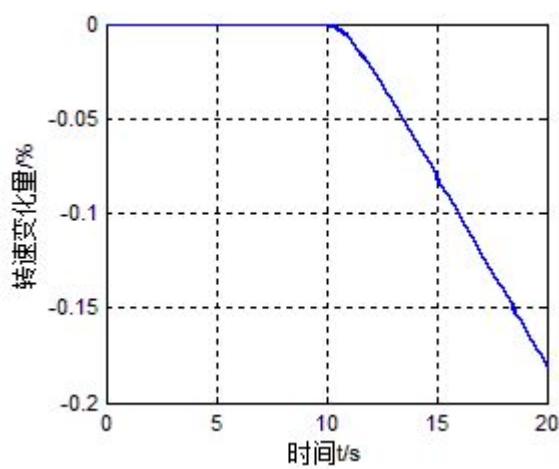


图 4-14 有机工质汽轮机工质输出功率变化曲线

由于阀门开度调节较为直观，也易于操作，故本文采用调节阀门开度的方式作为控制有机工质汽轮机转速与功率的手段。

### 4.3.2 控制对象性能分析

200kW 级有机工质汽轮机具有功率较小，蒸汽流量较小的特点，其需要的执行力不太大，故不太适用造价昂贵体积庞大的液动执行机构和精度较低的气动执行机构。相对于气动与液动来说，电动执行机构有造价低，精度高，安装方便，灵活度好，维护检修方便等特点，故在此选择电动执行机构来驱动调节阀，控制进入汽轮机的流量。

典型的电动执行机构由伺服放大器、伺服电动机、减速器以及位置发生器组成。伺服放大器部分的特性为一个继电型非线性环节，当输入电信号与位置发生器的反馈

信号之差 $|\Delta I_{in}| > h$ 时，均可输出一个作用于电动机的电压信号 $U_n$ ，其过程可由式(4-9)描述<sup>[61]</sup>。

$$f(\Delta I_{in}) = \begin{cases} U_n, & \Delta I_{in} > h \\ -U_n, & \Delta I_{in} < -h \end{cases} \quad (4-9)$$

伺服电机的数学模型可以看做一个积分环节。其数学模型由式(4-10)表示，下式中 $\theta$ 为发电机转轴角位移， $U_n$ 为电动机输入电压。

$$G_a(s) = \frac{\theta(s)}{U_n(s)} = \frac{K_s}{s} \quad (4-10)$$

减速器的数学模型为一比例环节，如式(4-8)所示；在位置反馈环节，位置发生器要把角位移变成直线位移，再把直线位移变成适当的电信号。这两种变换都是线性变换。如式(4-11)所示：

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_1/\theta_2 = K_n \\ S_z/\theta_2 = K_j \\ I_f/S_z = K_f \\ S_z = \mu \end{array} \right. \quad (4-11)$$

上式中 $S_z$ 为末级齿轮的直线位移，即为执行机构的输出量，也等于阀门开度值 $\mu$ 。由上式可以看出位置发生器的数学模型也可简化为一个比例环节。将以上相关比例系数与电动机的比例系数合并为 $K$ （其中 $K = K_s K_n K_j$ ）。

利用式(2-56)、(2-57)，可得有机工质汽轮机的转速对阀门开度的传递函数传递函数为：

$$G_n(s) = \left( \frac{KU_n}{s + K_f KU_n} \right) \left( \frac{1}{1 + T_b s} \right) \frac{1}{T_a s} \quad (4-12)$$

由式(4-12)可知有机工质汽轮机存在积分环节，在一定输入下，系统并不稳定，故需要进行控制系统的设计，才可保证有机工质汽轮机转速与功率的稳定。

### 4.3.3 控制策略研究

当有机朗肯循环发电系统并网运行时，发电机的频率受到电网的钳制，这时有机工质汽轮机的功率是系统主要的控制对象；而在孤网运行时，发电系统的频率的稳定

是首先需要考虑的问题，此时主要控制对象则是有机工质汽轮机的转速。可分别针对不同情况，相应的对转速与功率进行调控。

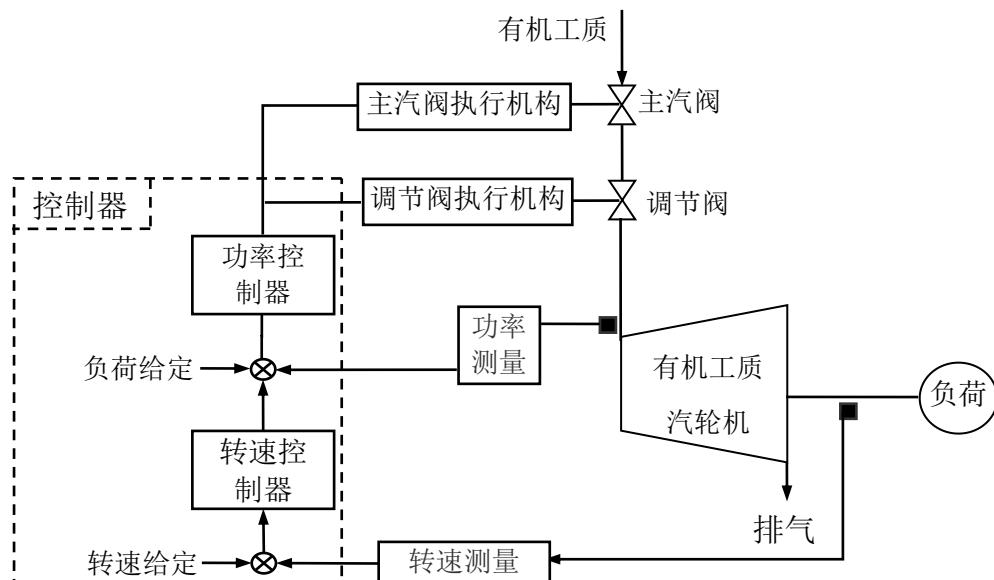


图 4-15 有机工质汽轮机控制系统方框图

针对 200kW 的有机工质汽轮机的运行特性，本文提出了由调节器、执行机构、调节阀门、有机工质汽轮机和测量装置组成的有机工质汽轮机的控制系统，控制系统方框图如图 4-15 所示。其控制原理为：将来自功率与转速测量装置检测到的实测数值与调节器给定模块给定的给定值进行比较。得到的偏差量进入 PI 控制器进行运算处理，输出控制指令。执行机构根据此控制指令开始动作，改变调节阀的开度，从而调节进入有机工质汽轮机的入口工质质量流量，最终达到调节机功率和转速的目的。

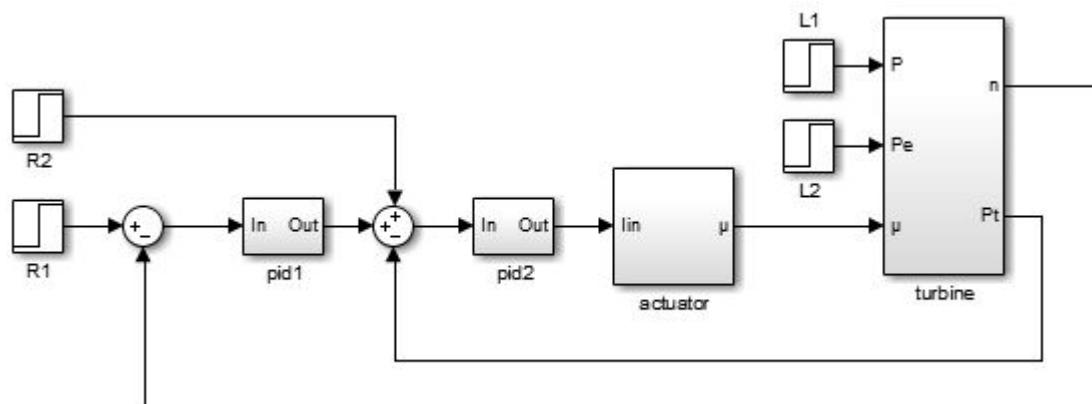


图 4-16 有机工质汽轮机控制系统 Simulink 仿真模型

根据上参数设定与计算,可以在Simulink中搭建出蒸发器出口温度控制系统的仿真框图,如图4-16所示。

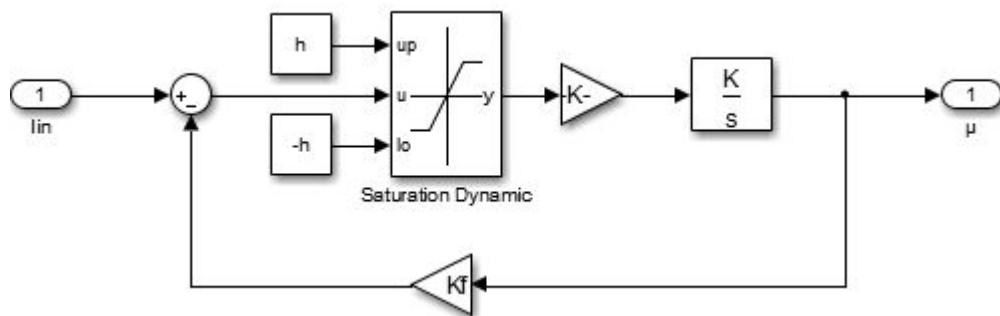


图4-17 执行机构Simulink仿真模型

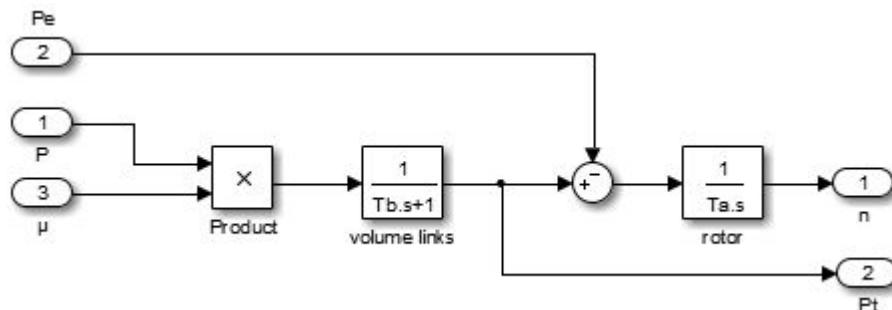


图4-18 有机工质汽轮机Simulink仿真模型

其中执行机构模块和模型如图4-17所示。忽略有机工质汽轮机焓降的影响,则利用第三章模型化简后的有机工质汽轮机模型如图4-18所示。

图4-16仿真模型中 $R_1$ 和 $R_2$ 分别为转速与功率设定模块, $L_1$ 和 $L_2$ 分别为压力扰动和负荷扰动模块。各参数可通过计算与试验获得。其中比例系数 $K_f$ 取为0.5, $K$ 取为 $7.727 \times 10^{-3}$ , $U_n = 220$ 。时间常数 $T_b$ 取为0.086, $T_a$ 取为10。

#### 4.3.4 仿真分析

##### (1) 功率控制器参数整定

启动功率控制模式时,转速回路断开,此时功率控制回路闭环传递函数的计算过程如下所示:

$$G_a(s) = G_{pid}(s) \cdot G_e(s) \cdot G_P(s) = (K_p + K_i \frac{1}{s})(\frac{KU_n}{s + K_f KU_n})(\frac{1}{1 + T_b s}) \quad (4-13)$$

$$G_1(s) = \frac{G_a(s)}{1+G_a(s)} = \frac{K_p K U_n s + K_i K U_n}{s(1+T_b s)(s+K_f K U_n) + K_p K U_n s + K_i K U_n} \quad (4-14)$$

从而可以获得系统的特征方程：

$$s(1+T_b s)(s+K_f K U_n) + K_p K U_n s + K_i K U_n = 0 \quad (4-15)$$

将模型参数带入式 (4-15)，利用 matlab 编写程序，使  $K_i$  和  $K_p$  在 0~100 的区间内变化时，分别求出系统的特征根，再根据高阶系统稳定性的判定，从而获得使功率控制系统稳定的  $K_i$  和  $K_p$  的取值范围，如图 4-19 所示：

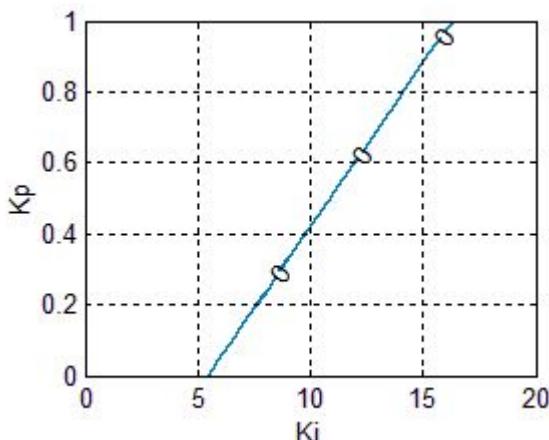


图 4-19 功率控制系统 PID 取值区域

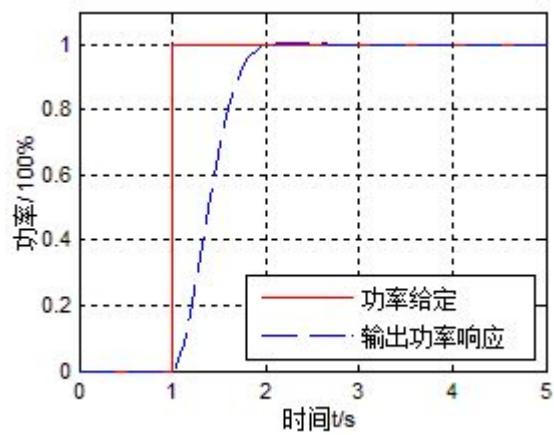


图 4-20 功率阶跃响应曲线

在图 4-19 所示  $K_i$  和  $K_p$  取值区域内，采用试凑法整定出较为理想的功率控制器参数为： $K_p$  等于 0.15， $K_i$  等于 1.25。此时有机工质汽轮机输出功率的阶跃响应如图 4-18 所示，响应曲线的参数见表 4.1。

表 4.1 功率阶跃响应性能参数

性能指标	响应时间	调节时间	超调	稳态误差
取值	1s	1.6s	0.6%	0

由图 4-20 和表 4.1 可以看到，当系统给定功率发生变化时，启动功率控制回路，在功率设定发生阶跃变化时，在 1 秒左右的时候就可以快速响应，1.6s 响应可以迅速达到稳定，系统存在 0.6% 的超调量。系统响应具有非常好的快速性，稳定性与准确性。

## (2) 转速控制器参数整定

启动转速控制模式时，功率反馈回路断开，此时功率控制器比例系数设为 1，积分

系数取为 0。转速控制回路闭环传递函数的计算过程如下所示：

$$G_b(s) = G_{pid}(s) \cdot G_e(s) \cdot G_P(s) G_T(s)$$

$$\Rightarrow G_b(s) = (K_p + K_i \frac{1}{s})(\frac{KU_n}{s + K_f KU_n})(\frac{1}{1 + T_b s}) \frac{1}{T_a s} \quad (4-16)$$

$$G_2(s) = \frac{G_b(s)}{1 + G_b(s)} = \frac{K_p KU_n s + K_i KU_n}{T_a s^2 (1 + T_b s)(s + K_f KU_n) + K_p KU_n s + K_i KU_n} \quad (4-17)$$

同样根据系统稳定性判定方法，求出转速控制器积分和比例系数  $K_i$  和  $K_p$  的取值范围，如下图 4-21 所示。

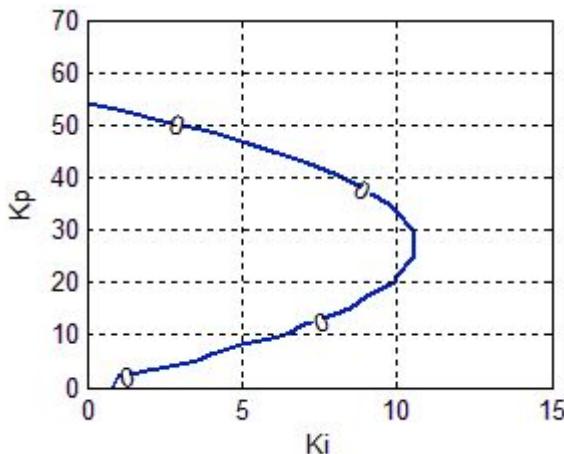


图 4-21 转速控制系统 PID 取值区域

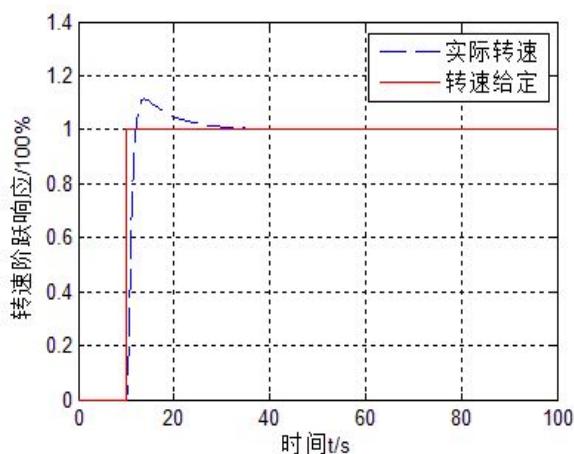


图 4-22 转速阶跃响应曲线

同样根据系统稳定性判定方法，求出转速控制器积分和比例系数  $K_i$  和  $K_p$  的取值范围，如下图 4-21 所示。图 4-21 给出使系统稳定的  $K_i$  和  $K_p$  取值区域，在此区间内采用试凑法可以更快的整定出较为理想的转速控制器参数。整定出的转速控制器比例系数  $K_p$  等于 5.5， $K_i$  等于 1/1.38。此时有机工质汽轮机输出功率的阶跃响应如图 4-22 所示，响应曲线的参数见表 4.2。

表 4.2 转速阶跃响应性能参数

性能指标	响应时间	调节时间	超调	稳态误差
取值	2s	25s	11.1%	0

由图 4-22 和表 4.2 可知，当系统给定转速发生阶跃变化时，实际转速在 2 秒左右的时候就可以快速响应，25s 之后响应可以达到稳定，系统存在 11.1% 的超调量，且

不存在稳态误差。由以上性能参数可以看出，所设计的转速控制系统具有良好的快速性，稳定性与准确性。

### (3) 鲁棒性仿真

鲁棒性指的是当改变被控对象模型参数时，控制系统仍然可以表现出良好控制效果的特性。它是控制系统的一个非常重要的性能评价指标。本文分别对有机工质汽轮机容积时间常数以及转子时间常数增大和缩小一倍的情况，进行了其鲁棒性的仿真。

在功率控制模式下，保持功率控制器参数不变，将  $T_b$  分别取为 0.05 和 0.2，进行功率控制系统阶跃扰动下的仿真实验。得到的功率阶跃响应曲线如图 4-23 所示：

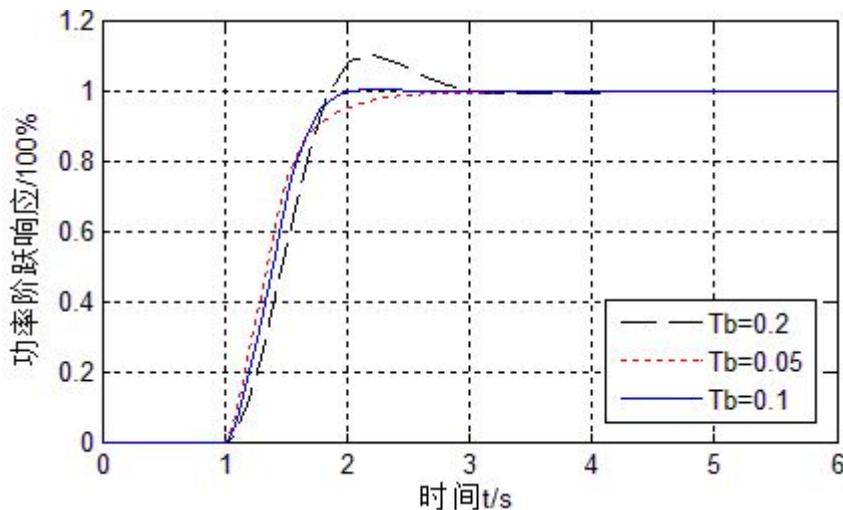


图 4-23 三种参数下功率阶跃响应曲线

三种情况下，功率阶跃响应性能指标如表 4.3 中所示：

表 4.3 三种情况下响应指标

	$T_b = 0.05$	$T_b = 0.1$	$T_b = 0.2$
响应时间	3s	1s	0.85s
调节时间	3s	1.6s	3s
超调	0	0.6%	10.5%
稳态误差	0	0	0

由以上结果显示，在  $T_b$  减小一倍时，系统响应速度变慢，但是超调减小；而  $T_b$  增大一倍时系统响应速度变快，但是超调量变大。并且减小和增大  $T_b$  时系统的稳定时间均有所变慢。总上考虑功率控制系统在增大或减小被控对象的参数时表现出的控制效

果依然良好，设计的功率控制系统具有较好的鲁棒性。

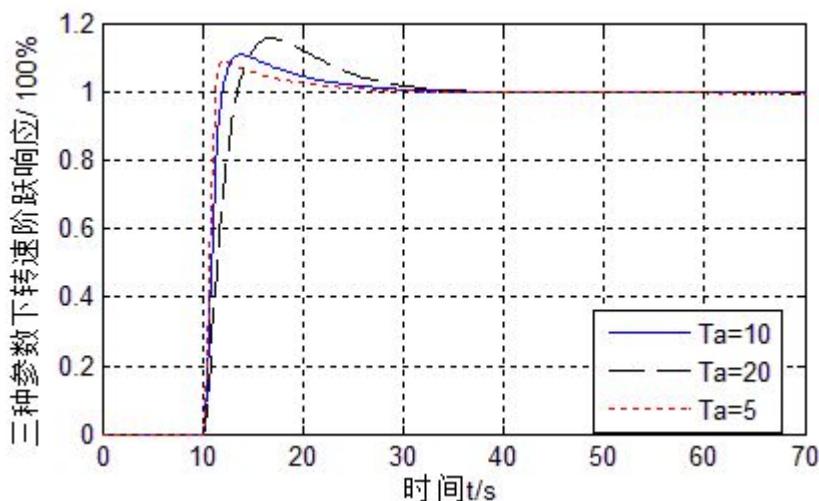


图 4-24 三种参数下转速阶跃响应曲线

表 4.4 三种情况下响应指标

	$T_a=5$	$T_a=10$	$T_a=20$
响应时间	1.5s	2s	15s
调节时间	22s	25s	27s
超调	9%	11.1%	16%
稳态误差	0	0	0

在转速控制模式下，保持转速控制器参数不变，将  $T_a$  分别取为 5 和 20，进行转速控制系统阶跃扰动下的仿真实验。得到的转速阶跃响应曲线如图 4-24 所示。三种情况下，转速阶跃响应性能指标如表 4.4 中所示：

由以上结果显示，在  $T_a$  减小一倍时，系统响应速度变快，超调减小，稳定时间略有减小；而  $T_a$  增大一倍时系统响应速度变慢，并且超调量增大，系统的稳定时间也略微变长。综合考虑以上情况，转速控制系统在增大或减小被控对象的参数时表现出的控制效果依然良好，设计的转速控制系统具有较好的鲁棒性。

#### (4) 扰动仿真

在功率控制模式下，进行有机工质汽轮机进气压力扰动仿真。将 L1 模块在 40s 时增加 10% 的阶跃扰动，功率控制器参数不变，此时得到有机工质汽轮机功率在进气

压力扰动下的功率响应曲线如图 4-25 所示：

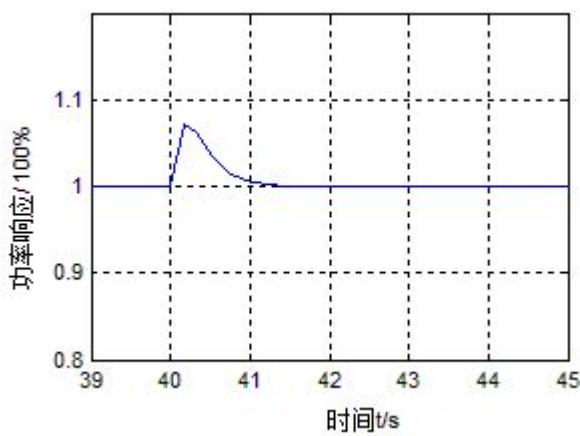


图 4-25 进气压力扰动下功率响应曲线

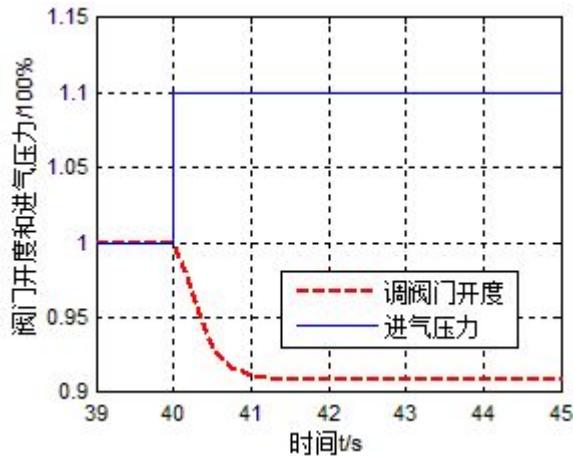


图 4-26 进气压力扰动下阀门开度响应曲线

由图 4-25 和 4-26 可知，当有机工质汽轮机进气压力突然增加 10% 时，导致汽轮机质量流量增大，其输出功率也突然增大。有机工质汽轮机功率控制系统通过迅速减小阀门开度，从而减小进气量，从而使输出功率恢复到设定值。整个过程持续 1.5s 左右，输出功率最大波动 6%，通过上仿真可知所设计的有机工质汽轮机功率控制系统对进气压力扰动具有较好的控制效果。

在转速控制模式下，进行负荷扰动仿真。将 L2 模块在 10s 时减小 20%、50%、80% 的阶跃扰动，转速控制参数不变，此时转速在负荷扰动下的响应曲线如图 4-27。

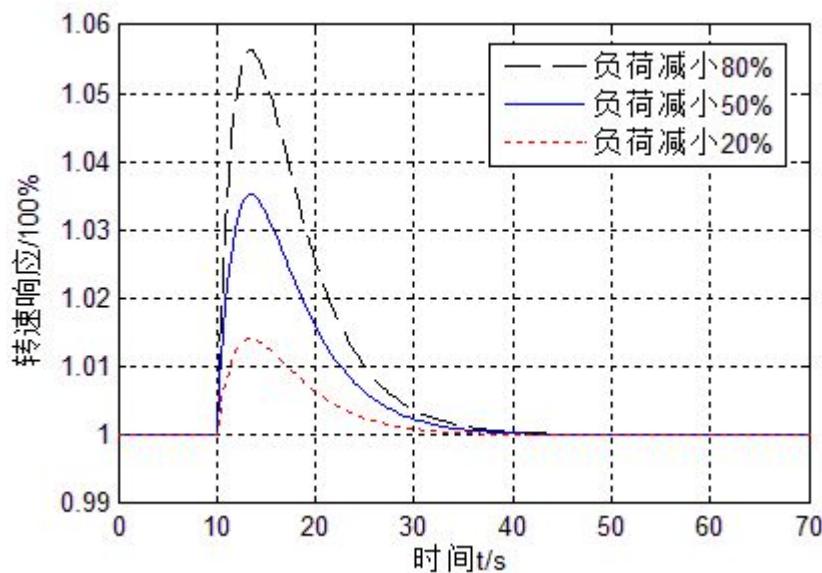


图 4-27 负荷扰动下转速响应曲线

当有机工质汽轮机负荷突然减小时，作用于转子上的阻力转矩减小，转子受力不平衡，则转子在主动力矩的推动下逐渐升高，在转速控制系统的控制作用下，逐渐关闭阀门，减小有机工质汽轮机输出功率，此时主动力矩逐渐减小直到转子受力平衡为止，此时转速又逐渐恢复到额定转速。负荷扰动下转子转速的响应曲线由图 4-27 所示。上图中还显示随着负荷扰动量的增大，转速变化的最大值增大，分别为 1.4%、3.5% 和 5.6%，均未超过 10%，且均在 25s 左右达到稳定时，稳定时无动态偏差，转速稳定在设定值。通过上仿真可知所设计的有机工质汽轮机功率控制系统对负荷扰动具有较好的控制效果。

## 4.4 本章小结

本章根据第三章对有机朗肯循环发电系统中的仿真模型，针对系统中的蒸发器子系统以及有机工质汽轮机子系统的扰动进行进一步的仿真分析，从而提出了各子系统的控制策略。在 Simulink 平台下，搭建了各个子系统控制系统的仿真模型，并进行了多种仿真实验：通过控制器参数整定试验，获得了各个控制器控制参数；通过各种扰动下，控制系统的仿真实验，仿真结果表明所设计的蒸发器控制系统以及有机工质汽轮机控制系统具有良好的控制效果。

## 5 总结与展望

### 5.1 全文总结

本文根据有机朗肯循环发电系统的工作原理，对其进行了建模仿真研究，并对其主要设备的控制系统进行了设计。所做的工作归纳起来有以下几项，现分述如下：

#### (1) 建了有机朗肯循环系统中主要部件的数学模型

本文利用模块化建模的方法，将有机朗肯循环发电系统分解为四个主要子系统模块，即蒸发器子系统、冷凝器子系统、有机工质汽轮机子系统以及工质泵子系统。并根据各主要设备的工作机理，建立了 ORC 系统各主要设备模块的数学模型。

其中在建立蒸发器与冷凝器子系统数学模型的时候，结合了集总参数建模和分布参数建模的方法，并根据其工作特性，将其分为三个换热区域，从而建立了各个区域的集总参数模型；在建立有机工质汽轮机数学模型的时候，根据其工作机理，考虑了有机工质汽轮机的容积特性和转子特性；在建立工质泵的数学模型的时候，由于其响应特性与其它设备相比较快，故采用了静态模型来描述。

各部件数学模型的建立为之后系统仿真模型的搭建以及控制系统的工作提供理论依据。

#### (2) 建立了基于 Simulink 的有机朗肯循环发电系统仿真模型

本文利用所求得的各模块的数学模型，采用分层的方式，在 Simulink 平台下搭建了蒸发器模块，冷凝器模块，有机工质汽轮机模块以及工质泵的仿真模型。其中蒸发器和冷凝器模块分为四层、有机工质汽轮机和工质泵模块分为两层。再根据各个模块之间输出输出的耦合关系，最终搭建了有机朗肯循环系统的综合仿真模型。

该模型的建立为之后进行有机朗肯循环系统的仿真研究以及控制系统的工作提供了试验仿真的平台。

#### (3) 进行了有机朗肯循环发电系统动态特性的仿真研究

本文利用所建立的基于 Simulink 的有机朗肯循环系统的动态仿真模型，开展了 ORC 动态仿真模型各输入参数变化的仿真实验。得到的结果如下：

1.当导热油进口温度从  $390^{\circ}\text{C}$  阶跃为  $400^{\circ}\text{C}$ ，蒸发压力与冷凝压力均略微有所增加，蒸发器中加热区域、蒸发区域减小，过热区域增加；冷凝器中冷却区域增加，冷凝区域、过冷区域减小；工质泵出口质量流量增加；有机工质汽轮机输出功率增加。系统循环效率先下降后逐渐升高，最终稳定值比初始效率有所提高。

2.当热油质量流量从  $9\text{kg/s}$  减小到  $8\text{kg/s}$  时，蒸发器中加热区域、蒸发区域增加，过热区域减小；冷凝器中冷却区域减小，冷凝区域、过冷区域增加；有机工质汽轮机输出功率增加。系统循环效率先升高后降低，最终稳定值比初始效率有所降低。

3.当调节阀门的开度从  $4.6\text{kg/s}$  减小为  $4.55\text{kg/s}$  时，冷凝压力略微降低，蒸发压力略微升高；蒸发器中加热区域减小，蒸发区域和过热区域增大；冷凝器中冷却区域减小，而冷凝区域和过冷区域增大。系统循环效率逐渐降低。

4.当工质泵的转速从  $1450\text{r/min}$  增加到  $1500\text{r/min}$ ，蒸发压力略微升高而冷凝压力略微降低；蒸发器中加热区域、蒸发区域增大，而过热区域减小；冷凝器中冷却区域增大，而冷凝区域和过冷区域减小；有机工质汽轮机输出功率增加。由于 ORC 系统中存在大惯性的换热设备，各个过程的响应时间均较为漫长。系统循环效率逐渐降低。

## （4）蒸发器与有机工质汽轮机控制系统设计

本文利用有机朗肯循环发电系统中的动态仿真模型，针对系统中的蒸发器子系统以及有机工质汽轮机子系统的扰动进行进一步的仿真分析，从而提出了利用控制导热油流量控制蒸发器出口温度、利用调节阀门开度控制有机工质汽轮机输出功率与转速的控制策略。并在 Simulink 平台下，搭建了各控制系统的仿真模型，并进行了多种仿真实验：通过控制器参数整定试验，获得了各个控制器控制参数；通过各种扰动下，控制系统的仿真实验，仿真结果表明所设计的蒸发器控制系统以及有机工质汽轮机控制系统具有良好的控制效果。

## 5.2 未来展望

本文从动态仿真的角度，对有机朗肯循环动态系统的动态特性以及关键设备的控制系统两方面做了一些研究工作，这对 ORC 系统的构建，以及安全稳定运行等方面都具有一定的指导作用。然而所做的工作并非全面，仍有许多地方存在一些不足，需

# 华 中 科 技 大 学 硕 士 学 位 论 文

---

要进一步的深入研究：

(1) 本文只是针对有机朗肯循环发电系统基本循环进行了动态特性仿真研究，还可以针对回热式，再热式以及其他方式的有机朗肯循环发电系统进行动态特性分析。

(2) 本文的仿真模型只是单一工况下所建立，未来还可以建立可以适用于多工况下的仿真模型。

(3) 本文仅仅通过理论分析与计算机仿真得到了有机朗肯循环系统的控制策略。下一步还可以将研究结果与实际机组相印证对比，才能进一步完善 ORC 发电控制系统。

此外，由于作者研究能力以及时间有限，本论文研究内容并不全面，而且也肯定存在一些不足，还有许多内容没有考虑周全，希望可以在以后的学习工作中加以补充和完善。

## 致谢

在论文完成之际，我想把最诚挚的感谢献给陪伴我度过三年研究生时光的各位老师和同学们。

首先，非常感谢高伟老师、张燕平老师、以及杨涛老师在研究生期间给我提供的帮助与指导。在这三年中，无论是在学习工作上还是在日常生活上，三位老师都给予我非常大的照顾与关心。在课题研究上，三位老师的悉心的规划、正确的指引让我的课题研究得以顺利开展。在论文撰写期间，三位老师对我的论文在结构和内容上提出了很多宝贵的意见与建议，使我的论文得以顺利完成。同时，从三位老师的身上，不仅可以学到认真严谨的学习工作态度，还能学到许多为人处事道理，这些都让我在以后的生活中受益匪浅。

非常感谢贺国强老师在研究生期间对我的关心与帮助。贺国强在实验系统的建设以及工程实践方面对我提供了很多重要意见和建议，对我的课题研究带来了很大的帮助。非常感谢王坤老师、李建兰老师、鲁录义老师以及李爱军老师。在研究生期间，几位老师都对我进行了指导和帮助，我在研究生期间的成长离不开各位老师们的关心与爱护。

非常感谢实验室的各位兄弟姐妹们。在我学习遇到难题时，是你们慷慨地给予我帮助，让我可以渡过难关；在我心情感到低落时，是你们及时的给予我关怀，让我不再沮丧。真诚的感谢你们与我共同走过这三年珍贵的宝贵时光！

我还要把最特别的感谢送给我亲爱的父母以及我的女朋友。你们的理解、关心、支持与鼓励，是我在研究生期间努力学习与奋斗的最大动力！

最后，向所有给予我关心和帮助的人致以真诚的感谢！

潘剑

2015年4月

## 参考文献

- [1] 冯风. 2004~2025 年世界油气消费预测. 世界石油工业, 2005, (5):40~43
- [2] 王亮, 李清海, 蒙爱红等. 有机工质余热发电技术的研究进展及其应用前景. 电力与能源, 2010, (1): 9~14
- [3] 蔡九菊, 王建军, 陈春霞等. 钢铁企业余热资源的回收与利用. 钢铁, 2007, (2): 32-34
- [4] 王华. 低温余热发电有机朗肯循环技术. 北京:科学出版社, 2010: 14~53
- [5] Veleza Fredy, Segovia Jose-J, Martinb M-Carmen, et al. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for theconversion of low-grade heat for power generation. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 80(65): 4175~4185
- [6] 于一达. 低品位热源有机朗肯循环的工质遴选和参数优化研究: [硕士学位论文]. 北京: 华北电力大学图书馆, 2013
- [7] Yamamotoa Takahisa, Furuhatab Tomohiko, Araib Norio, Moric Koichi. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. Energy, 2001, 26(4-6): 239~251
- [8] 郑浩, 汤珂, 金滔, 王金波等. 有机朗肯循环工质研究进展. 能源工程, 2008, 5(4): 10~50
- [9] Manolakosa D, Papadakisa G, Mohameda Essam-Sh, et al. Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination. Desalination, 2005, 8(52): 73~80
- [10] Saleh1 Bahaa,Koglauer Gerald,Wendland Martin,Fischer Johann. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. Energy, 2007, 183(32): 1210~1221
- [11] Nguyen V.M,Doherty P.S. Riffat S.B. Development of a prototype low-temperature Rankine cycleelectricity generation system. Applied Thermal Engineering, 2001, 28(18): 169~181
- [12] 王辉涛, 王华. 低温太阳能热力发电有机朗肯循环工质的选择. 动力工程, 2009, 16(3): 287~291
- [13] García-rodríguez, Lourdes, M Agustín, et al. Solar-powered Rankine cycles for fresh

# 华中科技大学硕士学位论文

---

- water production. Desalination, 2007, 212(23): 319~327
- [14] Lai N A, Wendland M, Fischer J. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. Energy. 2011, 36(1): 199~211
- [15] 徐建. 中低温余热发电有机朗肯循环系统性能分析及优化研究:[硕士学位论文]. 上海: 上海交通大学图书馆, 2012
- [16] 马新灵, 孟祥睿, 魏新利等. 有机朗肯循环的热力学分析. 郑州大学学报, 2011, 32(4):94~98
- [17] 顾伟. 低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证:[硕士学位论文]. 上海:上海交通大学图书馆, 2010
- [18] Llopis R, Cabello R, Navarro-esbri J, et al. A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. Validation with pure and blend refrigerants. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 2007, 31(10): 232~244
- [19] Llopisa R,Cabelloa R,Torrellab E. A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapourcompression refrigeration plant. International Journal of Thermal Sciences , 2008, 47(15): 926~934
- [20] 孙蕊. 监督预测控制在有机朗肯循环(ORC)系统中的应用:[硕士学位论文]. 北京: 华北电力大学图书馆, 2012
- [21] 张文芳. 烟气余热利用过程的建模与控制:[硕士学位论文]. 北京:华北电力大学图书馆, 2012
- [22] 胡国强. 有机朗肯循环余热利用过程建模与控制:[硕士学位论文]. 北京:华北电力大学图书馆, 2012
- [23] 李颖. 预测控制在低温烟气余热发电系统中的应用研究:[硕士学位论文]. 北京: 华北电力大学图书馆, 2012
- [24] 周业里. 低温余热发电有机朗肯循环过程建模与控制策略研究:[硕士学位论文]. 北京:华北电力大学图书馆, 2013
- [25] 沈永年. 涡旋式膨胀机热力过程分析与实验研究. 低温工程, 2000, 12(4): 23~28
- [26] Lemorta Vincent, Quoilina Sylvain. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 13(29):

127~136

- [27] 方冰, 余岳峰. 螺杆膨胀机电液调速系统的建模与仿真分析. 电力与能源, 2012, 33(2):130-134
- [28] 李君, 王瑞莲, 曹永梅. 基于外特性的离心泵启动过程动态建模. 水利电力机械, 2007, 29(11):27~28
- [29] 丁福光, 刘宏春. 离心泵动态建模在泵启动过程中的应用. 佳木斯大学学报: 自然科学版, 2004, 22(3):307~311
- [30] Quoilin S, Lemort V, Lebrun J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. Appl Energy 2010;87(4):1260~1268
- [31] Quoilin S, Aumann R, Grill A, et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Applied Energy, 2011, 88(6): 2183~2190
- [32] 苗政, 杨绪飞, 徐进良等. 有机朗肯循环系统动态特性. 科学通报, 2014:2764~2775
- [33] Ziviani Davide,Beyene Asfaw,Venturini Mauro. Application of an Advanced Simulation Model to a Micro-CHP ORC-Based System for Ultra-Low Grade Heat Recovery. IMECE, 2012, 29(4): 1~13
- [34] Wei Donghong,Lu Xuesheng,Lu Zhen,Gu Jianming. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(2): 1216~1224
- [35] 王志奇. 有机朗肯循环低温烟气余热发电系统实验研究及动态特性仿真:[博士学位论文]. 长沙:中南大学图书馆, 2012
- [36] Manente G, Toffolo A, Lazzaretto A, et al. An Organic Rankine Cycle off-design model for the search of the optimal control strategy. General Information, 2013, 58(9):97~106
- [37] Padula F, Sandrini R, Cominardi G, et al. Adaptive PI Control of an Organic Rankine Cycle Power Plant. Advances in Pid Control, Brescia (Italy), 2012,3:28-30
- [38] Hernandez Naranjo J A, Desideri A, Ionescu C, et al. Multivariable EPSAC predictive control for organic rankine cycle technology. International Seminar on Orc Power

# 华中科技大学硕士学位论文

---

Systems. 2013

- [39] Hou G, Sun R, Hu G, et al. Supervisory predictive control of evaporator in Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. International Conference on Advanced Mechatronic Systems. IEEE, 2011:306~311
- [40] 单田雨. 基于有机朗肯循环的低温烟气余热利用系统建模与控制:[硕士学位论文]. 北京:华北电力大学图书馆, 2013
- [41] Zhang Jianhua,Zhang Wenfang,Lin Mingming, et al. Multivariable Control of an ORC Power Plant for Utilizing Waste Heat. 2012 International Symposium on Computer, Consumer and Control,2012: 721~724
- [42] Zhang J, Zhang W, Hou G, et al. Dynamic modeling and multivariable control of organic Rankine cycles in waste heat utilizing processes. Computers and Mathematics with Applications, 2012, 64(5):908~921
- [43] 方冰. 有机工质双循环余热发电控制系统建模仿真与优化设计:[硕士学位论文]. 上海:上海交通大学图书馆, 2012
- [44] Pan J, Huang Y, Gao W, et al. Design And Research On Control System Of 200KW Organic Working Fluid Turbine. Applied Mechanics & Materials, 2014, 598:578~582
- [45] 李圣梅. 余热发电自动控制系统:[硕士学位论文]. 济南:济南大学图书馆, 2012
- [46] 李音. 汽轮机 DEH 系统建模与仿真组态平台研究与开发:[硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学图书馆, 2007
- [47] 刘怀亮, 何雅玲, 程泽东等. 槽式太阳能有机朗肯循环热发电系统模拟. 工程热物理学报, 2010, (10):1631~1634
- [48] 刘杰, 陈江平, 祁照岗. 低温有机朗肯循环的热力学分析. 化工学报. 2010.61(S1):9~14
- [49] 张大海. 有机朗肯循环系统工质的选择与透平膨胀机的数值模拟:[硕士学位论文]. 郑州:郑州大学图书馆, 2011
- [50] 付磊, 曾燚林, 唐克伦等. 管壳式换热器壳程流体流动与传热数值模拟. 压力容器, 2012, 29(5):36~41
- [51] 邵春雷, 顾伯勤, 陈晔. 离心泵内部非定常压力场的数值研究. 农业工程学报,

# 华中科技大学硕士学位论文

---

2009, 25(1):75~80

- [52] 郭玉峰,徐志强,于达仁. 汽轮机调解原理. 机械工业出版社,2010.1:11~87
- [53] 梁楠, 邵双全, 田长青. 蒸发器出口两相时制冷系统动态特性模拟. 流体机械, 2009, 37(10):57~62
- [54] 张文芳. 烟气余热利用过程的建模与控制:[硕士学位论文]. 北京:华北电力大学图书馆, 2012
- [55] 魏东红, 鲁雪生, 顾建明等. 移动边界模型应用于废热驱动的有机朗肯循环系统的动态仿真. 上海交通大学学报, 2006, 40(8):1394~1397
- [56] 丁国良,欧阳华,李鸿光.制冷空调装置数字化设计北京.中国建筑工业出版社,2008:24~59
- [57] 丁福光, 刘宏春. 离心泵动态建模在泵启动过程中的应用. 佳木斯大学学报: 自然科学版, 2004, 22(3):307~311
- [58] 李云峰. 现代计算机仿真技术的研究与发展. 计算技术与自动化, 2002, 21(4):75~78
- [59] 简清华, 杨高波. 基于 Matlab Simulink 的仿真方法研究. 工业仪表与自动化装置, 2001, (4):41~43
- [60] 刘志刚,刘咸定,赵冠春. 工质的热物理性质计算程序的编制与应用.科学出版社,1992:1~23
- [61] 张庆思, 王克成, 李福云. 电动执行机构传递函数的研究. 自动化仪表, 2007, 28(4):67~69

作者在攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] Pan Jian, Huang Yue, Gao Wei, et al. Design And Research On Control System Of 200KW Organic Working Fluid Turbine. Applied Mechanics and Materials.2014,598.578~582
- [2] 李阳海, 潘剑, 杨涛等. 电网低频振荡监测及抑制技术研究现状与发展. 湖北电力, 2014, 38(8):8~16
- [3] Li yanghai, Pan jian, Yang tao, et al. Research of the Impact of the Regulator Parameters in Steam Turbine Speed Governor System on the Damping of the Grid Sensors & Transducers (1726-5479), 2014.181(10):60~65