

分类号: _____

密级: _____

UDC: _____

编号: _____

工学硕士学位论文

船用柴油机余热回收透平发电系统研究

硕 士 研 究 生: 刘庆鹤

指 导 教 师: 郑 群 教授

学 科 、 专 业: 动力机械及工程

学位论文主审人: 岳国强 副教授

哈尔滨工程大学

2013年03月

分类号： _____

密级： _____

UDC： _____

编号： _____

工学硕士学位论文

船用柴油机余热回收透平发电系统研究

硕 士 研 究 生：刘庆鹤

指 导 教 师：郑 群 教授

学 位 级 别：工学硕士

学 科 、 专 业：动力机械及工程

所 在 单 位：动力与能源工程学院

论 文 提 交 日 期：2013 年 1 月

论 文 答 辩 日 期：2013 年 3 月

学 位 授 予 单 位：哈尔滨工程大学

Classified Index:

U.D.C:

A Dissertation for the Degree of M. Eng

The Waste Heat Recovery and Turbine Generation
System Research from a Diesel Engine

Candidate: Liu Qinghe

Supervisor: Prof. Zheng Qun

Academic Degree Applied for: Master of Engineering

Specialty: Power Machinery and Engineering

Date of Submission: January, 2013

Date of Oral Examination: March, 2013

University: Harbin Engineering University

哈尔滨工程大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其它个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，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。

作者（签字）：

日期： 年 月 日

哈尔滨工程大学

学位论文授权使用声明

本人完全了解学校保护知识产权的有关规定，即研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于哈尔滨工程大学。哈尔滨工程大学有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件。本人允许哈尔滨工程大学将论文的部分或全部内容编入有关数据库进行检索，可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文，可以公布论文的全部内容。同时本人保证毕业后结合学位论文研究课题再撰写的论文一律注明作者第一署名单位为哈尔滨工程大学。涉密学位论文待解密后适用本声明。

本论文（在授予学位后即可 在授予学位 12 个月后 解密后）由哈尔滨工程大学送交有关部门进行保存、汇编等。

作者（签字）：

导师（签字）：

日期： 年 月 日

年 月 日

摘 要

能源是人类社会发展的基础和动力，随着人类对能源的需求量日益增加，能源问题也日益突出。我国经济的快速发展，已经成为世界上最大的能源消耗国。我国资源人均占有量少，能源利用率低，由此导致的环境问题日益严重。我国政府意识到加大产业结构调整，大力发展清洁能源。船舶是一种能源消耗量巨大的运输工具，伴随世界油价的上涨，船舶余热回收已经成为造船界和海运界的研究热点。本文主要研究有机朗肯循环在重型船用柴油机余热回收方面的应用，主要由四部分组成：

第一部分：阐述了国内外有关有机朗肯循环发电技术的现状与应用，对有机朗肯循环的关键技术做具体的分析。最后筛选八种常用的有机流体作为本文备选工质，介绍了它们的热物性特点并进行比较分析。

第二部分：结合 MAN 公司 6S50MC-C8.1-TII 型号重型船用柴油机尾气余热的特点，设计了有机朗肯循环尾气余热发电系统。应用 Simulink 模块对系统参数进行优化分析。

第三部分：设计了柴油机缸套冷却水余热发电系统，结合物性软件 Refprop 编写循环的计算程序，通过合理性验证以及循环的优化分析，确定了最佳的循环系统参数。建立尾气与缸套冷却水余热的联合发电系统，并对有机工质透平和动力涡轮进行一维热力设计计算。

第四部分：对有机工质透平进行全三维的叶片造型，利用 NUMECA 软件对透平进行定常及非定常的数值模拟，对导叶栅、动叶以及尾迹运动进行详细的流场分析。

关键词：有机朗肯循环；柴油机尾气；工质选取；缸套冷却水；向心式透平；数值模拟

Abstract

Energy is the basis and driving force of the development of human society. With the increasing of energy requirements, the energy issue has become more and more prominent. With the rapid development of economy, China has been the largest energy consuming countries in the world. Low utilization ratio leads to the environment problem. Our government realizes to revise industrial structure and develop the clean energy. The boats and ships is a kind of vehicle which consumes huge energy. The waste heat recovery has formed a hot topic between the shipbuilding industry and the maritime field with the rise of oil prices. This paper studies the applications of the Organic Rankine Cycle (ORC) on the waste heat recovery of heavy-duty marine diesel engine. It mainly consists of four parts:

The first part elaborates the status and application and introduces the key techniques of ORC. This paper picks out eight kinds of organic fluid as the alternative working fluid, and describes characteristics of the thermal and physical properties.

The second part designs the waste heat recovery and generation system of ORC combined with exhaust heat characteristics of MAN 6S50MC-C8.1-TII heavy-duty marine diesel engine. What's more, the parameter of the system is optimized by Simulink.

The third part not only designs the marine diesel engine jacket cooling water heat recovery and power generation system, but also compiles cycle calculation program with the Refprop software. Then the paper determines the best parameters of circulatory system by reasonable verifications and optimizations of the loop analysis. Finally, the co-generation system of exhaust and jacket cooling water waste heat has been built. The part designs and calculates the organic working fluid turbine and power turbine.

The forth part models the 3D blades of organic working fluid turbine and calculates the flow field with the NUMECA including steady and unsteady numerical simulation. Finally, the flow field has been analyzed in the last part.

Key words: ORC; heavy-duty marine diesel engine exhaust; selection of working fluid; jacket cooling water waste heat ; radial inflow turbine; numerical simulation

目 录

第 1 章 绪 论	1
1.1 世界及我国能源现状	1
1.1.1 世界能源现状	1
1.1.2 我国能源现状	2
1.2 余热资源的定义和分类	3
1.3 船舶余热利用的意义和目的	4
1.3.1 船舶余热利用的背景和意义	4
1.3.2 研究目的	5
1.4 国内外发展现状	5
1.5 对国内外相关技术领域的影响	6
1.6 必要性分析	7
1.6.1 应对国际海事组织减排法规的需求	7
1.6.2 应对高昂原油价格的需求	7
1.6.3 应对市场竞争的需求	8
1.6.4 提高船舶配套产品的需求	8
1.6.5 应对工业领域节能的需求	8
1.7 本文的主要研究内容	9
第 2 章 有机朗肯循环技术	10
2.1 有机朗肯循环	10
2.2 ORC 的优势特点	10
2.3 ORC 系统应用	10
2.4 国内外研究现状	11
2.4.1 国外研究现状	11
2.4.2 国内研究现状	12
2.5 ORC 系统关键技术	13
2.5.1 工质的选择	13
2.5.2 换热器的设计	16
2.5.3 有机透平的设计	16
2.6 常用候选工质	16

2.7 本章小结.....	18
第 3 章 船用柴油机尾气余热发电系统设计及优化.....	19
3.1 柴油机尾气余热.....	19
3.1.1 船用柴油机.....	19
3.1.2 柴油机能量分布.....	20
3.2 尾气余热回收系统.....	21
3.2.1 孤立系统的热力学分析.....	22
3.2.2 工质泵增压过程.....	23
3.2.3 工质定压吸热蒸发过程.....	23
3.2.4 工质透平中膨胀做功过程.....	24
3.2.5 工质回热器中换热过程.....	24
3.2.6 海水冷却过程.....	25
3.2.7 冷却水泵做功过程.....	25
3.2.8 总体循环系统的热效率.....	26
3.3 柴油机尾气余热发电系统性能分析及优化.....	27
3.3.1 仿真软件简介.....	27
3.3.2 仿真程序.....	29
3.3.3 仿真结果及分析.....	29
3.3.3 系统最优参数选取.....	33
3.4 本章小结.....	36
第 4 章 船舶主机冷却水余热回收利用.....	37
4.1 主机冷却水散热.....	37
4.2 余热系统建模.....	38
4.3 总体循环计算.....	38
4.3.1 变化参数固定.....	39
4.3.2 计算结果分析.....	39
4.4 有机工质透平的设计方案.....	43
4.4.1 向心式透平的特点.....	43
4.4.2 导叶栅方案的选择.....	44
4.4.3 叶轮方案的选择.....	45
4.4.4 有机工质透平热力计算.....	47

4.5 船舶主机余热利用的组合与改进.....	47
4.6 本章小结.....	49
第 5 章 有机工质透平三维设计与 CFD 模拟.....	51
5.1 有机工质透平设计.....	51
5.1.1 设计方法.....	51
5.1.2 总体设计参数.....	52
5.1.3 热力计算.....	52
5.1.4 导叶栅三维设计.....	53
5.1.5 叶轮设计方案.....	54
5.2 数值模拟方法.....	55
5.2.1 算法.....	55
5.2.2 计算网格.....	55
5.2.3 边界条件.....	56
5.2.4 初始条件.....	56
5.3 计算结果分析.....	56
5.3.1 导叶栅三维流动分析.....	56
5.3.2 动叶三维流动分析.....	60
5.3.3 尾迹运动数值模拟.....	63
5.4 本章小结.....	66
结 论.....	67
攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果.....	68
参考文献.....	69
致 谢.....	73

第1章 绪 论

1.1 世界及我国能源现状

1.1.1 世界能源现状

能源在人们的日常生活中提供各种所需的能量，是人类社会发展的基础和动力，纵观人类的社会发展史，就是一部能源的改进和更替的过程。工业革命之后，近现代社会的进步和繁荣基本上是在建立在以煤、石油等不可再生的传统能源耗费的基础上。由于在能源利用过程中付出低效率、环境污染等高昂代价，长期以来制约着社会和经济的发展。据 2012 年 6 月 BP 世界能源统计年鉴报告统计，2011 年全球能源的消费量增长大概 2.5%，与历史平均数值相当。能源消费主要偏重于化石燃料，其在能源消费中占有 87% 的份额。可再生能源目前占全球能源消费量的 2%，其所占份额较以往有所提高，同时化石燃料结构也正在发生着变化，尽管石油仍然是主导燃料，但其所占份额已连续 12 年出现下降情形，煤炭再次取代石油成为增长最快的化石燃料^[1]。如图 1.1 所示，明显看出最近五十年间世界标准煤的消耗量在一直上升。

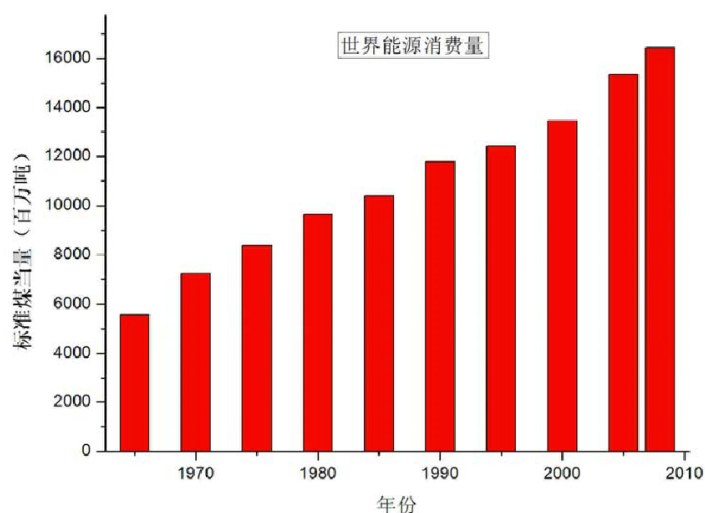


图 1.1 世界煤炭消费统计

国家统计局的中国统计年鉴表明，世界的消费结构石油比重占 35%，天然气比重占 24%，标准煤比重占 29.3%，核电能清洁能源利用比重占 11.7%^[2]，如图 1.2 所示。

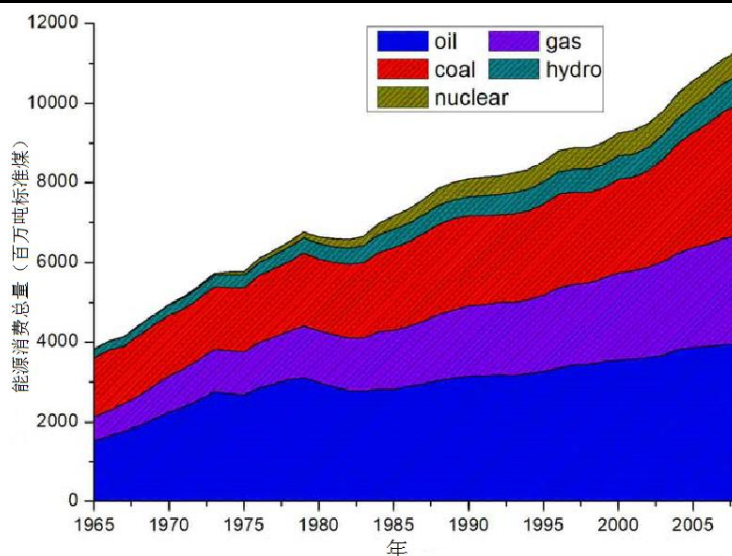


图 1.2 世界能源消费结构

传统能源的日益减少，能源危机越来越显现在人类的面前，因此人们将视角重点放在了可持续的清洁能源的利用上来，如地热能、核能、太阳能、风能等在新世纪有很大的利用前景，各国都在积极开展新能源方面的技术研发。

1.1.2 我国能源现状

我国化石能源资源储量丰富，煤炭储量约占世界的 13%，仅次于美国和俄罗斯，位居世界第三位。能源的总消费量占世界的第二位，但是庞大的人口基数使得我国人均资源占有量处于世界较低水平。我国能源分布不均衡、开发难度大，由于受技术的限制，我国能源利用效率很低，只有 30%。西方发达国家能源利用率则达到了 50%，甚至个别国家达到了 60% 左右^[3]。在高耗能产业领域中，我国产品的单位能耗比国际领先水平高出 25%~90%。据《世界能源统计 2011》统计，截止 2010 年为止，我国已经超过美国成为世界上最大的能源消费国。我国是全球最大的煤炭消费国，占世界总消费量的 48.2%，2010 年我国煤炭消费增长了 10.1%，占全球总增长量的 2/3。2010 年我国石油消耗量占全球石油消耗量的 45%，产量为 20301 万吨，对外依存度为 55%，也就是说 2010 年我国新增石油产量不足当年消耗量的 50%^[4]。

我国的国内生产总值和西方发达国家相比差距不大，但是能源的消耗却远远大于他们，侧面反映了我国的能源利用率低，在未来的几十年甚至更长的时期内传统能源仍然占据着主导地位。

图 1.3 显示了我国能源消费结构，煤炭达到 69%，石油比重占 18.5%，天然气比重占 4.1%，相比较核电能清洁能源利用比重只有区区的 8.4%。

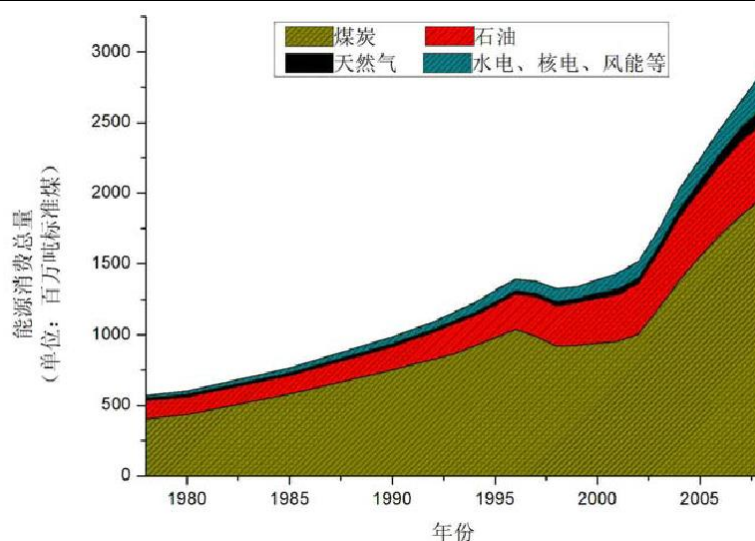


图 1.3 我国能源消费结构

我国政府意识到必须加速对产业结构调整，大力发展清洁能源，把节能减排列为重大发展战略。余热开发和回收利用，是解决目前能源压力的重要途径和有效方式^[5]。

1.2 余热资源的定义和分类

余热资源通常是指在现有的技术水平基础上，再生产过程中可以被回收利用或者反复使用但是还没有有效地使用的资源。余热资源利用一方面取决于自身的热量品位，另一方面还受限于当今科学技术和生产力的发展水平，因此随着科学技术水平的不断提高和生产力的发展，余热资源利用也在不断地发生着变化。我国余热资源丰富，广泛存在于如钢铁、石油、化工、建材等各种高耗能行业，在每个生产环节中都可能存在工业余热，这些余热可通过技术手段转化为机械能、电能、冷能等供人们利用。余热的利用不是一朝一夕就能完成的，同时要考虑诸如工艺需要、经济性、技术的可行性和环保特性等综合因素，因此如何合理的开发和利用余热资源是在高耗能产业实现节能减排的重要内容和手段^[6,7]。

余热的存在形式需要一定的载体表现出来，余热资源大体上可以分为三类，分别是按载体的存在形态、按余热的温度和按余热来源。从载体的形态角度出发，余热资源又分为气态、液态和固态余热；从余热本身的温度出发，同样也分为三种，即高温余热（500℃以上）、中温余热（200~500℃）和低温余热（200℃以下）；从余热的来源角度出发，分为烟气余热、冷却介质余热、炉渣余热和化学反应余热等不同的途径来源^[8]。

应该清醒的认识到，余热回收利用固然重要，但是问题的核心还是在于如何减少余热排放。主要手段就是降低烟气温度，增加热能的梯度利用，降低散热部分损失和提高设备的热效率等，在制定余热回收方案之前要仔细考虑以下几个方面：

1、设备本身的热效率是否还能有效的提高。如果装置本身的效率能有效提高，余热资源能量损耗小，相比于余热回收能够取得更好的经济效益。

2、考虑余热有没有被设备本身再利用的价值，例如燃油的预热，涡轮增压器做功等，这样的利用方式可以节约高品位能源，降低能耗，它比其它利用途径（如加热锅炉产生蒸汽做功）产生的效果要好。

3、余热利用具体方案的确定。根据现有的余热资源和用户的实际要求，尽力做到能级匹配，设计或选择合适的系统设备，同时要满足经济性的要求，将余热回收发挥到最大的作用。对于高耗能行业来说，设计回收方案的顺序，难易程度和余热回收的价值大小都需要慎重考虑，它们都与热源的温度和携带的能量相关。最好依照结构简单，效益最大的原则来定方案。

1.3 船舶余热利用的意义和目的

1.3.1 船舶余热利用的背景和意义

能源问题在国民经济发展中起着重要的作用，船舶作为一种交通工具在工作过程中消耗了大量的能源，如此高耗能注定要增加运输行业的成本。另外，船舶大量的废热排放到周围环境中去也造成了污染，降低船舶能耗是我们亟需研究的一个重大课题^[9,10]。

国际海事组织(IMO)把 EEDI(Energy Efficiency Design Index, 新船能效设计指数)定为船舶耗能多少的标准，规定如果船舶的耗能达不到指标，船东需要交纳相应份额的罚款作为代价来补偿对环境的污染。远洋运输船考虑一个很重要角度就是经济性，船舶节能就是消耗最小的能量得到最大的收益^[11]。众所周知，石油燃料是船舶主要的能量来源，船舶上消耗燃料的装置主要是是柴油机主机、辅机和辅助锅炉。主机的消耗能量最大，大约占 70%~90%。柴油机气缸的往复运动压缩燃油燃烧产生巨大的能量，这部分能量只有一部分转化为动力输出功，其余的部分则通过尾气排出、缸套冷却水、燃油预热以及辐射的形式散失掉，这部分热量就是通常所说的废热，要回收利用的就是这部分损失的能量^[12,13]。

上世纪 80 年代的石油危机使各国认识到能源对国家发展的战略地位，世界油价的不断攀升，以及来自对船舶 CO₂ 排放量控制的压力，加快了船舶主机技术的研发步伐。目前大功率的二冲程船用柴油机的热效率不超过 50%，在船舶动力设备中是最高的。虽然现在废气涡轮增压技术的成熟提高了船舶主机的热效率，但是大量的热量仍有剩余。提高主机热效率最根本的办法就是提高燃料的燃烧温度，但是在提高燃烧温度的同时，船舶氮氧化物的排放量又无法控制，所以不能单纯的依靠提高柴油机主机的燃烧温度来

提高效率，必须另辟蹊径，从不同的角度来思考燃烧效率和低排放的矛盾关系^[14]。

船舶上还需要配置柴油机辅机和辅助锅炉为船舶提供必需的电力和蒸汽，这部分的燃油消耗就占有一定的运输成本，如果主机排放的尾气热量和冷却水带走的热量能够加以回收利用，代替部分辅机和辅助锅炉来进行发电或者提供蒸汽，既能达到节能减排和增加经济性的作用，又能够简化设备，余出更多的空间来运输货物。因此充分的回收利用船舶主机余热意义重大^[15]。

伴随着世界造船行业技术的日趋成熟和船舶行业良好的发展趋势，中国已经跻身于世界造船大国的行列，但是要成为造船强国必须提升高科技水平，提高劳动生产率，在造船数量领先的基础上增加船舶高科技的含金量。为了顺应当前国际节能减排的大潮流，我国取得船舶节能减排方面的技术突破势在必行。在满足节能、环保等指标的基础上努力在船舶的技术水平，质量保证和运输的经济性等方面赶上甚至超过当今国际先进水平，只有这样我国的船舶行业才能在世界船舶市场占有一席之地，争取更大的市场份额，朝着造船强国的目标迈进，使船舶行业在节能环保的道路上越走越远。

努力加强柴油机主机的余热利用系统的自主研发水平，提高国产船舶的节能减排系统技术的层次，形成定型船用柴油机节能的配套产品、构建技术、市场、行业标准等方面的竞争力，更广泛的拓宽世界制造市场的业务。

1.3.2 研究目的

选择最优的柴油机主机余热利用设计方案，充分利用当前国内的柴油机主机、余热锅炉的设计、制造能力，研发拥有自主知识产权的船舶主机余热利用系统及其相关的子系统，提高船舶发动机燃油的有效利用率，掌握柴油机余热利用设备的开发设计技术，设计出能满足新船能效设计指数要求的船只。尽量缩小我们与国外在余热利用技术开发上的差距，填补国内在此项技术领域的空白。

1.4 国内外发展现状

余热回收系统应用在船舶行业可以追溯较长的历史和拥有广泛的应用范围，在众多各种用途的船舶上都备有废气锅炉系统，利用废气的能量转换获得船用蒸汽。与此同时，大功率低转速的船用柴油机尾气的排放量较大，随着废气涡轮增压器研究技术的改进，在尾气出口进入废气涡轮增压器前进行分流，一定流量的尾气提供给动力涡轮，尾气在动力涡轮中膨胀再将热能转化为机械能和电能，这在技术上是可行的。

船舶余热利用系统必须根据它自身的特点进行合理的规划。船舶主机排气温度高、

热量大，虽然冷却水的温度低，但是能够提供足够多的能量，不同的能量品位的利用方法和设备也不尽相同。目前，各国对船舶二冲程柴油机动力系统余热利用的途径主要有：

1) 将主机排出的废气导入到余热锅炉中换热产生水蒸汽，水蒸汽驱动蒸汽辅助机带动汽轮机发电机组转动发电，将电能并入到船舶电站。

2) 将主机高负荷工况下的废气直接驱动动力涡轮带动电机发电，将该发电机组并入船舶电站。

3) 充分利用主机排出的废气热量在余热锅炉中产生的蒸汽，将其作为船舶各种舱、柜、加热器的加热源（如燃油、润滑油和货油系统的预热）以及工作人员的取暖、蒸饭等生活热源。

4) 将冷却水直接或间接用作制作淡水、制冷和生活杂用等的热源^[16]。

从上述可以看出，如果能有效地利用船舶动力系统的废气余热和冷却水的热量，足以解决船舶航行过程中的电力和蒸汽需求。船舶的类型和用途千差万别，不同的船舶型号、主机型式、功率大小、运行的方式以及采用的余热回收技术形式都关系到船舶余热所获得的电量和蒸汽量的多少。

船舶主机的余热回收技术能够有效的节省动力系统能耗，同时其排放性能也得到改善。世界各国科研人员通过大量的研究和实验，经过不懈的努力开发出不同种类余热回收装置，并且实现了商业化。

1.5 对国内外相关技术领域的影响

为了提高大型船舶的动力系统的热效率，世界各国的研发和设计人员追求尽可能采用多种可利用的单项或综合技术来改变船舶的整体能效，大家互相的借鉴与影响共同促进了此项技术的进步与革新^[17,18]。大功率船舶柴油机的余热回收技术涉及到了柴油机动力系统的综合有效能利用分析技术、余热利用总体技术、柴油机性能匹配的调整技术、余热锅炉设计技术、船用汽轮机设计技术和排气动力涡轮设计技术等。

余热回收技术既要借鉴和消化国外的先进技术，又要不断地自我创新，例如通过参研单位的共同努力，低速船用柴油机余热系统的总体设计和船用冷凝式锅炉设计技术已经取得实质性突破，对国内外相关领域产生了积极的影响，展现了我国在船舶柴油机动力系统余热利用领域具有技术上的优势。

现阶段我们的目标就是通过不断的创新和自主研发，打破国外对我国的技术封锁，逐步展示我国船用柴油机余热回收产业的技术实力，提升我国船舶能效设计指数制定规则在国际上的话语权，为我国船用配套产业升级、结构调整做出示范，带动我国整个船

舶动力余热利用行业的良性发展。

1.6 必要性分析

1.6.1 应对国际海事组织减排法规的需求

海洋环境保护委员会 (MEPC) 和国际海事组织 (IMO) 第 61 届会议在伦敦举行, 会议制定相应措施提高船舶的能源利用效率, 以此减少来自国际航运的温室气体 (GHG) 排放量^[19]。

基于技术和操作的措施, 审议通过了将技术和操作方案引入到组织的管理制度内。组织委员会指出, 一些国家和团体的防污准则增添了附加条例, 其目的就是阻止来自船舶的大气污染, 会议要求轮值主席提议对附件进行修订, 使新船能效设计指数 (EEDI) 和船舶能源效率管理计划 (SEEMP) 这两项都已经广泛自愿使用的条例强制执行。EEDI 是一个非指令性的、基于绩效的机制, 使得这项技术只能选择在一个特定的船舶设计行业中使用。只要达到所要求的能效水平, 船舶设计者和制造商将免费使用这项最具经济效益的解决方案。SEEMP 则针对轮船公司和运营业建立一种机制, 以提高船舶的能源利用率。

基于市场的措施, 委员会还广泛的讨论了如何基于市场措施 (MBMS) 进一步提高国际航运业发展^[20]。专家组提供了一个比较全面的报告, 他们对政府和监督机构提交的几种关于 MBMS 报告进行了可行性研究和影响评估。

专家小组的工作范围是评估各种可能的 MBMS 提案, 其目的就是通过提案评估来帮助减少国际航运的温室气体排放。评估先后顺序是按照发展中国家的海事部门优先原则, 最后是发达国家和小岛屿发展中国家。正在审核的 MBMS 提案内容包括国际航运业二氧化碳排放量的多少, 或者仅仅针对那些没有满足 EEDI 要求的船只。委员会基于 EEDI 和 SEEMP 两方面考虑船舶的实际效率, 通过排放交易系统制定相应的方案^[21]。

1.6.2 应对高昂原油价格的需求

近年来, 国际原油价格长期处于较高的水平, 预计在未来的时间里还将持续的上涨^[22]。原油的高昂成本刺激了行业内对船舶余热回收技术的迫切需求, 这项技术可以有效的降低主机的耗油量, 节约成本^[23]。原油的价格越高余热回收系统的效益越明显, 成本回收的周期越短。图 1.4 是三菱公司发布的船舶余热回收系统装船量的年度统计, 从图中可以看出, 在 2000 年前后余热回收系统的装船量很少, 其原因主要就是此时国际原油价格低迷。2005 年之后世界原油价格的猛增, 余热回收系统的装船量也迅猛发展, 达

到了历史最高水平。

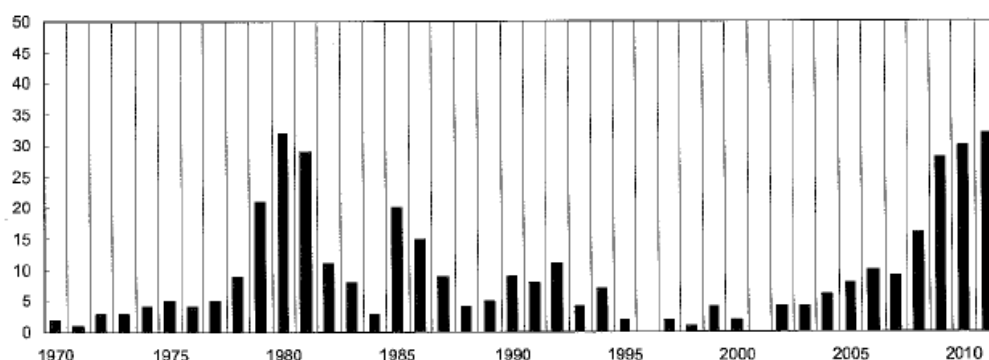


图 1.4 三菱余热利用系统装船量年度统计

1.6.3 应对市场竞争的需求

目前，各国的船用柴油发动机制造商如 MAN、瓦锡兰、三菱、西门子等加速了船舶动力系统的余热回收技术研发，已经有商业化的产品投放市场，对我国的造船业和造机业造成了比较强烈的冲击^[24]。据调查显示，由于我国没有余热利用系统，已使部分船舶主机订单选择了韩国企业，虽然目前这些数量很小，但是随着国际海事组织的 EEDI 指标进一步推进实施以及国际原油价格的高居不下，我国造船和造机的地位将面临强大的挑战。因此立足于国际船舶市场竞争的视角，我国的船舶主机余热回收系统的研发势在必行^[25]。

1.6.4 提高船舶配套产品的需求

我国造船业和造机业真正拥有的自主知识产权并不多，虽然我国每年的新造船和主机产量并不低，但是收益却有限，因为用于支付专利和购买配套设备的资金占了收益中的绝大多数^[26]。为了扭转这种被动的局面，我们必须加大船舶主机配套系统的研发，形成拥有自主知识产权的设备。船舶余热利用系统作为船舶的配套高效节能系统，对其进行深入研究，不仅可以增加我国船舶和船舶动力设备的附加值，提高产品的市场竞争力，同时也可以带动一系列相关设备的研制(如涡轮增压系统、动力涡轮、汽轮机、冷凝式余热锅炉、发电机等)，提高船舶配套产品的研制能力，形成自主的船舶配套产品^[27]。

1.6.5 应对工业领域节能的需求

全球对温室气体的排放要求越来越严格，我国作为 CO₂ 排放大户来自节能减排的压力日益紧迫。船舶余热回收技术不仅可以提高船舶能量的利用率，减少 CO₂ 排放，而且该技术还可以推广应用到其它领域，如陆用锅炉、炉窑等的排气余热回收利用，全面提高排气能量利用率，减少陆用锅炉等设备的 CO₂ 排放，对我国节能减排有着重要

的实际意义^[28]。

1.7 本文的主要研究内容

本文基于有机朗肯循环，针对 MAN 公司 6S50MC-C8.1-TII 型号的低转速二冲程重型船用柴油机设计了余热回收系统，文章内容包括五个部分：

第一部分：主要介绍课题研究的背景和意义，船舶余热利用的国内外发展现状，以及我国船舶余热回收配套系统研发的必要性和迫切性。

第二部分：主要分析有机朗肯循环发电技术的研究现状及意义，合适工质的选择原则，简要的对关键设备部件的设计进行了分析。备选工质的选择，并且介绍了它们各自的物性特点。

第三部分：结合 MAN 公司提供的船舶柴油机尾气的外特性数据，设计尾气余热利用的有机朗肯循环发电系统，通过分析备选工质对系统主要参数的影响，选择出适合本系统的最佳工质，并选取系统最佳参数。

第四部分：对船舶柴油机的缸套冷却水余热系统建立有机朗肯循环发电装置，编写计算程序对系统参数进行循环计算；对有机工质透平和动力涡轮进行参数化热力计算，并建立两者的联合发电系统。

第五部分：在船舶最佳运行负荷条件下，在有机工质透平一维设计的基础上对其导叶栅和叶轮进行三维造型设计，并利用 CFD 软件 NUMECA 实现定常和非定常数值模拟，最后对流场进行分析。

第 2 章 有机朗肯循环技术

本文利用有机朗肯循环(ORC)技术回收利用重型船用柴油机余热所耗散的热量，它是影响余热利用效果好坏的重要因素，因此，对有机朗肯循环技术的研究是非常必要的。

2.1 有机朗肯循环

在工业生产的进程中由于缺少有效地回收办法，很多低温废热通常都被排放到环境中去。并且由于释放热能具有热污染特性，因此废热排放逐渐成为环境问题，如臭氧层破坏、全球温室效应和大气的污染等。新能源转换技术是依靠先进的技术使能源用来发电而不会引起环境污染。解决此问题的重要途径就是应用有机朗肯循环，它可以有效利用低品位废热发电。ORC 是利用有机流体在透平中做功发电的闭式热力学循环，工作流体被加热至沸腾，之后膨胀的有机蒸汽用来驱动透平旋转，此透平连接发电机再将机械能转化为电能。工作流体蒸汽再次冷凝回液态，这样往复循环。

2.2 ORC 的优势特点

低品位热源长期以来都致力于动力透平装置上的应用，人们很少给予关注，因为有机朗肯循环在低温状态下运行具有比较低的热效率。然而它也具有简单结构，低成本和现有技术可供利用的优势。

对于中低温热源的回收利用，有机朗肯循环的应用原则相比于传统的水蒸汽循环的最大不同是工质的选择，分别是有机物和水蒸气。有机朗肯循环是比较理想的蒸汽做功装置，特别是对有 380℃ 以下的热回收很多方面有着水蒸汽循环不可比拟的优势，主要体现在显热与潜热比值较高，有利回收更多的废热。另外，有机物的沸点低不用蒸发到很高的温度来膨胀做功，因此 ORC 在利用低温热源方面展现出很大的灵活性。低品位热源的溫度范围内利用蒸汽循环效率是非常低的，大量的低压蒸汽导致庞大的设备占用空间与高昂的经费支出^[29]。

2.3 ORC 系统应用

ORC 回收余热优势明显，可用在工业上的低温废热回收，电站效率改善。某些发达国家例如美国、日本、以色列、比利时、德国等很早就展开研发，目前技术方面已将近成熟。三菱重工集团上世纪七十年代在位于大分县的九州电力公司建立了异丁烷作为循环工质的地热能回收发电装置^[30]。

比利时的列日大学搭建了 R123 为工质针对 150℃~200℃ 热源热回收的实验平台，

实验结果显示循环系统的热效率明显受工质的流量的影响。对于稳定系统，存在一个最佳的流量使系统的热效率最大，此时流量就是该系统的最佳流量。该课题组还对系统运行的稳定性和经济可行性进行了分析^[31]。

瑞士洛桑联邦理工学院选择 R134a 为工质，制造了 90℃ 热源换热以涡旋膨胀机作为动力设备的 ORC 装置，循环热效率为 7%，输出功率为 7kW；希腊国家技术大学对涡旋压缩机进行改装，将其作为 ORC 装置的膨胀部件^[32]。

日本长岗大学对 60~90℃ 的热源，采用 R245fa 为工质搭建一个紧凑式 ORC 循环系统，动力设备选择旋转滑片式的膨胀机。此系统可应用于燃料电池，小型内燃机尾气的废热回收，动力设备的等熵效率为 48%，系统热效率 4%^[33]。

2007 年，布雷西亚大学 Invernizzi C 等人应用多甲基硅氧烷作为工质推动 100kW 的微型透平，结果产生 145kW 的电能^[34]。

2.4 国内外研究现状

2.4.1 国外研究现状

国外科研人员对 ORC 发电系统的应用和性能参数进行了大量的研究工作。Somayaji^[35]等人提出用 R113 和 R134a 为工质分析有机朗肯循环的性能参数，结果表明这两种工质都可以用来低温废热回收发电，它还表明有机流体必须处于饱和蒸汽状态下膨胀做功，以减少系统的不可逆损失。

Hung^[36]等人用制冷剂(如 benzene、ammonia、R11、R12、R134a 和 R113)作为工质比较了 ORC 系统的热效率影响，发现在相同两条等压线间运行等熵流体效果最佳。Ulli Drescher^[37]等人提出一种找到合适于生物质能发电和热电厂中 ORC 装置的热力学流体的方法，结果显示醇和苯系列有机物有最高的热效率。

Saleh^[38]等人基于克拉贝隆方程，对烷烃、氟化烷烃、醚和氟化乙醚应用在地热发电中作为 ORC 工质进行热力学性能分析，结果表明正丁烷的热效率最高。Yamamoto^[39]等人开发了一个 ORC 数值模拟模型，并进行了实验验证，结果表明 R123 比水提供了更高的涡轮动力输出功，R123 的最佳运行条件是保证涡轮的进口初温在其沸点之上并尽可能的接近沸点。Liu^[40]等人研究了 ORC 余热回收系统的工质性能参数，他们指出最大余热回收效率对应的最佳蒸发温度存在于热源温度和冷凝温度之间。

Aljundi^[41]分析了干烃类对 ORC 的影响，并将它们与其它制冷剂在热力学性能上作比较，烃类优于一些制冷剂，它有可能成为余热回收系统的下一代工质。Hung^[42]使用苯、甲苯、对二甲苯、R113 和 R123 作为 ORC 的工质进行余热回收，结果显示 ORC 能

否高效运行很大程度上取决于循环的工作条件和工质的热力学属性，R113 和 R123 在低温余热回收方面表现出更好的性能。Hung^[43]等还研究了太阳能和海洋热温差能转换（OTEC）系统作为热源 ORC 系统的热效率，结果表明温熵图中饱和蒸汽曲线斜率非常陡峭的干流体比湿流体表现出更好地总体性能。

Ulli Drescher^[37]等建立了烷基苯族为工质的循环计算模型，其热力性质以 PR 状态方程为理论依据。采用生物能和热电联供的联合 ORC 循环体系，计算结果表明当系统的最高温度为 573K，压力范围从 0.9MPa 到 1.5MPa 时，烷基苯类表现出良好的热效率。

另外，一些科研人员还对 ORC 系统的性能优化产生了浓厚的兴趣。Madhawa^[44]等人提出了采用低温地热作为热源的成本效率的最优化设计准则。Wei^[45]等人考虑了 R245fa 作为工质的系统性能分析和优化，并且分析了在扰动状态下工作 ORC 系统的热力学性能。Dai^[46]等人选择焓效率作为目标函数，并通过遗传算法对低温余热回收 ORC 系统中每种工质的热力学参数进行优化。Schuster^[47]等人研究了在超临界 ORC 中效率的最优化潜力，他们编写应用程序对于系统的效率优化似乎带来了令人期待的成果。Desai^[48]等人研究了 ORC 的整合过程，报告指出再热器和涡轮两者的合并能够提高系统的热效率。Srinivasan^[49]等人分析了双燃料低温内燃机应用 ORC 余热回收装置。

2.4.2 国内研究现状

我国从 20 世纪 70 年代初开始致力于 ORC 余热回收技术的研究。上世纪 80 年代，清华大学在 ORC 研究方面起步比较早，柯玄龄，梁秀英等人的研究比较系统化。近些年来，上海交通大学、西安交通大学、浙江大学、南京大学等在理论上进行总体循环计算和有机工质的选择准则研究，上海交通大学搭建了实验台对数值计算结果进行验证。

中国科学院工程热物理研究所在其所承担的项目中，将燃气轮机和 ORC 装置组成联合循环，根据能量的阶梯式利用原则，将燃气轮机作为顶层循环，ORC 设备作为底层循环，筛选 R123 作为有机工质。联合循环的热效率比单纯的 ORC 高出 9.4%，总效率为 38.4%。他们还研究了回热度、透平膨胀比、周围环境温度对循环热效率的影响^[50]。

天津大学的马一太、龚文瑾^[51]等对 CO₂、R123、R134a、NH₃ 和 R290 五种常用的制冷剂进行了研究；东南大学的乔卫来^[52]等对 R11 等 19 种有机工质动力循环参数进行研究，结果表明 R142b、RC318 和 R600 更适合应用在 ORC 系统。

西安交通大学张新欣^[53]等针对汽油发动机建立 ORC 系统，主要回收对象是发动机的排气和冷却水废热。通过编写计算机程序从而对循环中各主要状态点的热力参数以及热力性能进行了进行计算，最终确定环戊烷和 R113 作为汽油机余热 ORC 系统的工质。

北京理工大学的方金莉^[54]等研究了中低温有机朗肯循环，选用 R123 作为工质。针对不同的循环压力，柴油机尾气温度及工质流量进行余热回收的数值计算，分析得出上述因素对余热回收系统性能的影响。除此之外，天津大学的吕登科^[55]、冯黎明^[56]以及哈尔滨理工大学的杨智博^[57]等针对柴油发动机余热回收 ORC 系统做了大量的研究工作，这些有价值的工作成果都为我们今后的研究工作提供借鉴。

经过多年的探索和尝试，虽然经过一系列的难题攻关取得一定的成果，但是在核心技术掌握上仍然没有取得突破，阻碍了 ORC 在实际的工程中应用。到目前为止，国内自主设计建造余热发电设备还是空白，没有专门的单位从事 ORC 设备的设计和制造，都还仅仅停留在理论层面。因此，在 ORC 研究上我国的科研人员任重而道远，亟待开展深入研究。

2.5 ORC 系统关键技术

2.5.1 工质的选择

选用何种工质对循环系统性能的好坏是至关重要的，探索适宜的有机工质特别是新型环保工质的开发利用已经成为世界研究领域的热点问题之一。在发动机余热回收过程中，对工质的要求是尽可能多的吸收热量并将其转化为透平的机械功。工质是能量的载体，其流动状态体现了循环过程中能量的转换情况。余热回收 ORC 的循环热效率和经济性都与有机工质的本身物性特点和运行条件息息相关^[58]。

对有机工质分类大致有两种方法：天然工质与人工合成，纯工质与混合工质。纯工质可分为卤代烃(氟利昂族)、碳氢化合物制冷剂、有机氧化物和环状有机化合物；混合工质可分为非共沸混合工质、近共沸混合工质及共沸混合工质^[59]。

在工质的 T-S 图中饱和蒸汽曲线的走势严重影响着循环做功能力，循环热效率和各相关部件设计。主要关注的是饱和蒸汽曲线临界点右半部分的曲线斜率，数学表达方法即 dT/ds 的大小。 dT/ds 大于零称为干流体，这类工质的分子量通常比较大，如 R245fa、R601 等，如图 2.1 所示； dT/ds 趋近于正负无穷称为等熵流体，如 F11、F85、R134a 等，如图 2.2 所示； dT/ds 小于零称为湿流体，分子量通常比较小，如氨、水等，如图 2.3 所示；

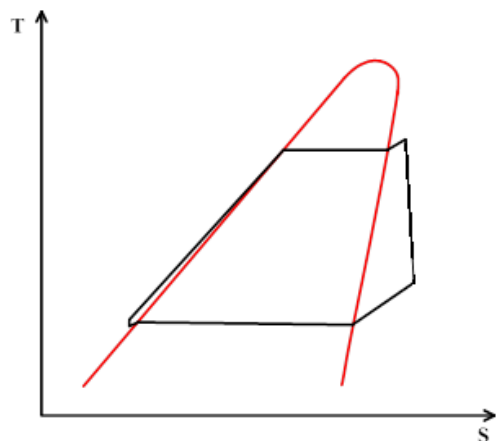


图 2.1 干流体

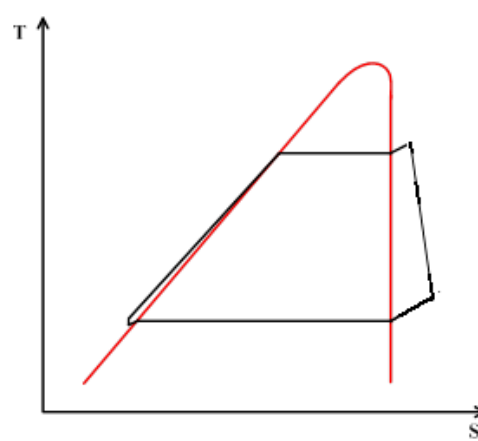


图 2.2 等熵流体

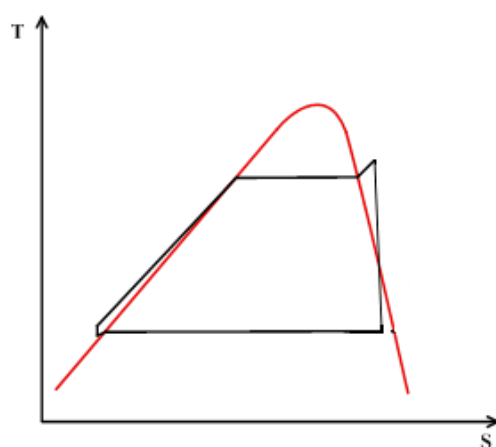


图 2.3 湿流体

为了选择适合的有机工质，我们需要考虑的范围一般从以下方面着手：

1、从技术可行性角度分析，蒸发器出口的工质蒸汽压力不能太高，必须符合设备的抗压和密封的要求，否则这样会增加设备的负担，加大运行成本；冷凝器出口的液态工质的压力也不能太低，至少不能低于大气压力而存在冷凝真空度，这样就会由于压力过低，大气渗入工质中造成不必要的损失。

2、从工质的干湿性分析，尽量选择干工质或者等熵工质，在透平的膨胀过程中不会出现凝结的现象对叶片造成侵蚀^[60]。

3、从经济性角度分析，余热系统的循环热效率尽可能的高，输出功要求尽可能的多，热源的能量要尽量多的利用。我们从下面三个方面分析工质对经济性的影响：（1）工质本身的热物性对 ORC 的影响。工质的气化潜热高，膨胀焓降大可以在较低的蒸发温度下有较大的透平输出功。（2）工质的传热性能好坏。循环系统部件蒸发器、预热器和冷凝器的工作过程都是具体换热过程，工质拥有良好的传热性，较高的热传导率有助于减少能量损失以提高循环效率。（3）工质的流动特性影响。工质最好拥有流动粘度低，表面张力小，这样良好的流动特性可以减少各种流阻损失。

4、从环保角度分析。工质对环境应该是友好的，由于采用工质都是有机物，其中有很多种类都是对环境有破坏作用，主要是破坏臭氧层和引起温室效应，用臭氧消耗潜能值（ODP），全球气候变暖潜能（GWP）和工质在大气中寿命值（ALT）来衡量。

ODP 虽然不影响制冷剂的工作性能，但也非常重要。以制冷剂 R11 作为基准即 R11 的 ODP=1，其它物质的 ODP 是相对于 R11 的比较值。工质 R245fa 和 R134a 属于卤代烃(CFCs)类，它们的 ODP 等于零，对臭氧层没有任何破坏；自然工质（水、CO₂）和烷烃(HCs)类工质（R600a）的 ODP 值也等于零，而氢氟烃类和氢氯氟烃类(HCFCs)工质的 ODP 值都大于 0，对臭氧层有一定程度的破坏作用^[61]。

GWP 是物质产生温室效应的指数，因为 CO₂ 产生的温室效应最强烈，故被作为参照气体，即 CO₂ 的 GWP=1，各种温室气体的温室效应对应于相同效应的 CO₂ 的质量。虽然余热回收系统的有机工质的泄漏量非常少，但是随着人们环保意识的提高，这方面越来越受到人们的重视。

我们要尽量选择那些臭氧层无破坏和温室效应低的有机流体作为工质，《蒙特利尔议定书》及相关的臭氧层保护条约规定：工质的臭氧破坏潜能值应该为零，禁用含氯的有机工质；《京都议定书》及相关的国际条约规定：工质的 GWP 应小于 150。除此之外，工质在大气中寿命（ALT）也是相当关键的，工质在大气中存在的时间越长，对环境产生不利影响越大。要求工质在大气中寿命较短，分解速度快。到目前为止，一些具有破坏性的工质已经被淘汰，其它的有害工质将要在 2020 年或 2030 年被淘汰。

5、化学稳定性和热稳定性。有些工质在高温下会发生分解或裂解，影响了其本身的做功能力，拥有稳定的化学性质是保证系统稳定工作的前提，所以要求选择的工质化学稳定性和热稳定性要好。

6、从工质的安全角度出发。工质的安全性包括易燃、易爆、对设备的腐蚀性和对人体的毒性。所以应避免选择那些对设备有腐蚀作用的工质，否则既能缩短设备的使用寿命又增加了设备运行的危险系数。高毒性的工质一旦发生泄漏可能会造成工作人员的中毒，甚至出现更严重的后果。据调查研究，包含 H⁺ 多的氟利昂工质，其可燃性较强；含氯原子多的工质，其毒性较强；含氟原子多的工质，其稳定性较高，大气寿命较长。因此我们选择工质时应慎重考虑，多采用低毒或无毒工质。

美国采暖、制冷与空调工程师学会（ASHRAE）对制冷剂的安全性等级进行了划分，共分为 A1、A2、A3、B1、B2 这 5 个等级，A1 代表无毒且不可燃，A2 代表无毒且可燃性小，A3 代表无毒且易燃，B1 代表毒性较高且不可燃，B2 代表毒性较高且可燃。

对毒性和可燃性的要求在学术界存在不同的声音。德国等西方国家倾向于采用碳氢

化合物，这样对于毒性和可燃性的要求就大大降低了。因工质绝大多数时间在封闭的环境中工作，安全性主要取决于工质在空气中的积聚浓度和暴露时间，只要密封系统做到相当完善，工质蒸发浓度低，毒性不会成为工质选择重要的标准。工质的可燃性主要发生在工质泄漏的特殊情况，浓度达不到爆炸极限还是安全的。随着科学技术的不断发展和完善，相信上述问题能够很好解决。

7、价格、成本要求。为了减少设备的资金投入，尽量选择那些经济性好的工质。

上述是工质选择标准，但是很难找到一种流体都能满足所有标准，因此在实际应用中我们要根据不同的热源特点，综合衡量选取合适的工质。

2.5.2 换热器的设计

换热器的作用是将热源的能量传递给工质，是整个循环过程中的能量枢纽，具有举足轻重的地位^[62]。有机工质的传热性能相对于水要差些，水的传热系数是低沸点工质的 2.5 倍，也就是说实现相同的换热量，有机工质的换热面积是水的 2.5 倍，这就要求增大工质与换热器的金属换热面积，选用高效换热器。

换热器中的不可逆损失是影响换热器效率的重要因素。在换热过程中设备尽量采用较低的传热温差，高换热系数的材料；优化设计结构，以达到换热效率最大化。另外，一般有机工质都或多或少的存在着毒性和低温腐蚀，因此加大了对换热器的密封性和材料抗腐蚀性要求，换热器还要有良好的除垢设施和防磨功能。研究换热器内两项换热的热力学状态，让工质吸热过程和热源放热过程更好地匹配。

2.5.3 有机透平的设计

透平是 ORC 系统的动力部件，其设计的好坏决定余热回收系统有用功的多少。有机工质物性与传统的水蒸气有较大差别，大多数的有机工质都具有比较小的比容，这就导致透平在设计时出现通流尺寸小、叶片高度低、工艺要求高的情况。有机工质的焓降大、膨胀比高、音速低，通常处于跨音速流动，并存在激波损失，为设计性能优良的透平增加了不小难度。有机透平单机功率较大，内部流动复杂，多采用单级向心式透平^[63]。

2.6 常用候选工质

本文针对船舶柴油机尾气余热建立有机朗肯循环回收系统，在总结前人的研究成果以及工质的物性数据库的基础上，筛选了八种常用的有机工质最为备选工质，它们分别是 R141b、isopentane、R245ca、R245fa、isobutene、isobutane、R12 和 propane，其主要的物理特性如表 2.1 及图 2.4 所示。从图表中可以看出备选工质都是干工质或者等熵工

质，基本涵盖了不同的温度和压力范围，对于系统的研究很具有代表性。

表 2.1 有机工质物性表

工质	R141b	isopentane	isobutene	isobutane	propane	R245fa	R245ca	R12
临界温度 (°C)	204.4	187.2	144.9	134.7	96.7	154.1	174.4	112.0
临界压力 (MPa)	4.21	3.38	4.0	3.63	4.25	3.65	3.93	4.14
临界密度 (kg/m ³)	458.56	236	233.96	225.5	220.5	516.1	523.6	565
最小温度 (°C)	-103.5	-161	-140.8	-159.4	-187.6	-102	-73.2	-157
最大温度 (°C)	226.9	226.9	276.9	301.9	351.9	166.9	226.9	251.9
最大压力 (MPa)	400	1000	50	35	1000	200	60	200
最大密度 (kg/m ³)	1469	960	767	750	908	1649	1608	1829
摩尔质量 (g/mol)	117	72	56	58	44	134	134	121
沸点(°C)	32.1	27.8	-7	-11.8	-42.1	15.1	25.1	-29.8
ODP	0.11	0	0	0	-	0	0	1
GWP	630	-	-	20	-	820	560	8500

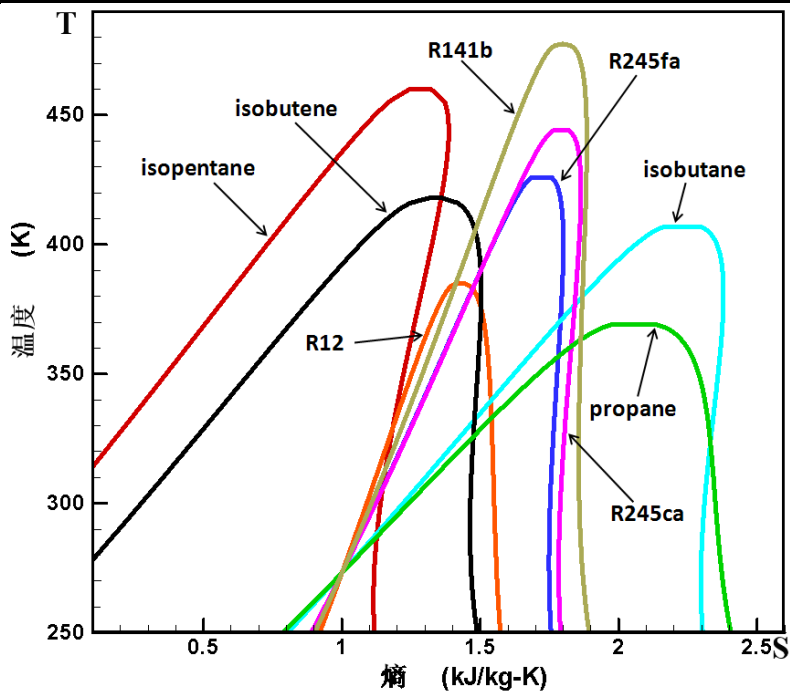


图 2.4 备选工质温熵图比较

2.7 本章小结

本章主要阐述了有机朗肯循环的技术特点，在工程实际中的应用以及国内外的研究现状。详细介绍了 ORC 系统有机工质的筛选原则，换热器和透平等关键部件的设计特点。最后针对船舶尾气余热回收系统，筛选出八种常用的具有典型代表的有机流体作为备选工质，并介绍了它们的物理性质和热力学性质特点。

第3章 船用柴油机尾气余热发电系统设计及优化

3.1 柴油机尾气余热

3.1.1 船用柴油机

由于高额的运输成本，对于船舶柴油机余热利用的研究非常必要。本文针对 MAN 公司 6S50MC-C8.1-TII 型号船用柴油机，以其尾气废热作为热源建立 ORC 余热回收系统。6S50MC-C8.1-TII 柴油机属于低速、二冲程、大功率船用柴油机，常用于远洋货轮上运输集装箱货物、原油等。柴油机变负荷工作的外特性数据来自于 MAN Diesel&Turbo 的试验测试，如表 3.1 所示。

表 3.1 船舶柴油机外特性试验数据

负荷%	尾气流量 kg/h	尾气温度 $^{\circ}\text{C}$	功率 KW	耗油率 g/KWh	转速 r/h
100	89400	245	9960	175	127
95	86300	238.2	9462	173.8	124.8
90	83200	232.8	8964	172.9	122.6
85	80000	228.8	8466	172.3	120.3
80	76600	226.2	7968	172	117.9
75	73000	225	7470	172.2	115.4
70	69300	225.2	6972	172.7	112.8
65	65400	226.8	6474	173.4	110
60	61300	229.8	5976	174.4	107.1
55	57000	234.2	5478	175.6	104.1
50	52500	240	4980	177	100.8
45	47800	248.1	4482	178.6	97.3
40	42900	257.8	3984	180.4	93.6
35	37800	266.3	3486	182.4	89.5

为方便观察柴油机尾气参数随负荷的变化趋势故绘制图 3.1 所示。

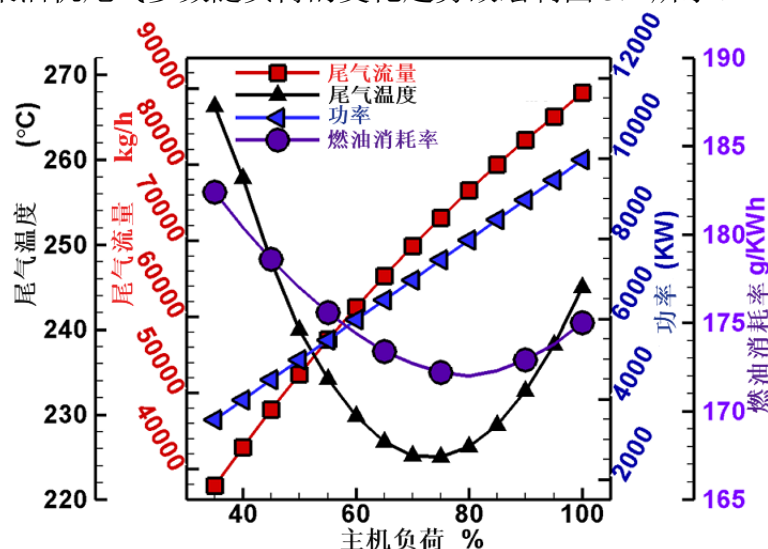


图 3.1 船舶柴油机外特性试验数据随负荷变化

从图中可以看出，柴油机的输出功率和尾气流量都随着运行负荷的增加而增加；尾气温度和耗油率则随着运行负荷的增加先减少后增加。由于各参数的变化趋势不同，为此需要对建立的 ORC 余热回收系统进行最优化分析，综合评定各性能参数最终找到一个最佳的运行工况点使船舶的动力系统更加完善。

3.1.2 柴油机能量分布

以柴油机 80% 负荷的工作条件为例分析其燃料能量利用分布，如图 3.2 所示。

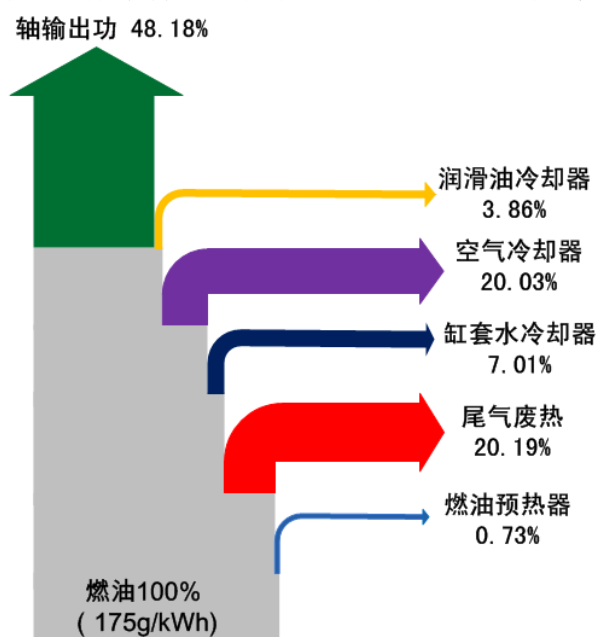


图 3.2 6S50MC-C8.1-TII 船用柴油机能量分布图

上图表明柴油机在工作过程中，将燃料的能量转化成不同的利用方式。其中有 48.18% 的燃料能量转化成柴油机的轴输出功，这部分功是真正能够利用的即有效功，可见目前最先进的二冲程柴油机能量利用率都没有超过 50%。其余的燃料能量则通过润滑油冷却器、空气冷却器、缸套水冷却器、尾气排放和燃油预热器等途径以热量的形式散失。散失的热量中尾气所占的比重最大，达到 20.19%，如果这部分热量能够以恰当的方式回收利用，效益是非常可观的。

3.2 尾气余热回收系统

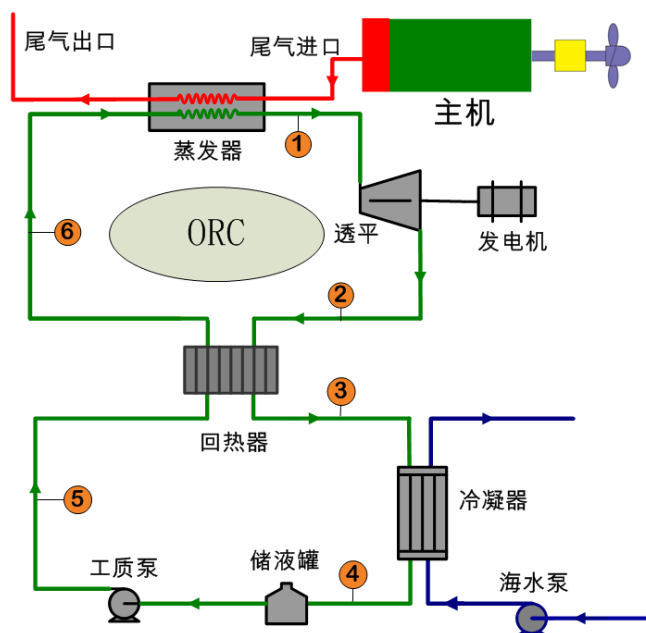


图 3.3 尾气余热回收系统示意图

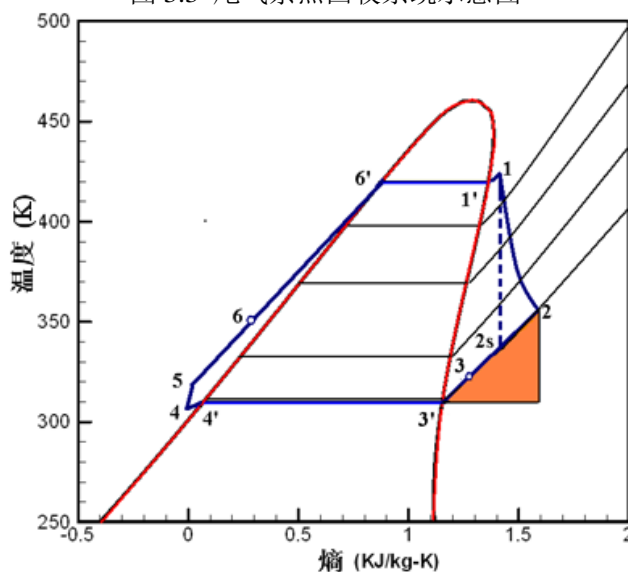


图 3.4 余热回收系统有机工质的温熵图

有机朗肯循环过程中图 3.3 和图 3.4 各个节点参数是一一对应的。蒸发器出口(节点 1)为工质经柴油机尾气作为热源加热蒸发后的稍微过饱和蒸汽，蒸汽在透平内膨胀做功后(节点 2)变成过热乏汽；乏汽进入冷凝器，在冷凝器出口被低温海水冷却为稍微过饱和的液态流体(节点 4)。工质经过储液罐整流后工质泵将其压缩为高压过冷流体(节点 5)，节点 5 与节点 2 是高压冷流体和过热乏汽在回热器内实现换热后流入蒸发器完成一个闭式循环。图 3.4 表示的温熵图中蓝色曲线包含的区域表示循环功的增加量，黄色区域表示从冷凝器释放到环境中热量的增加量。可以看到饱和蒸汽线右侧过热区的等压线斜率比较大，那么如果在蒸发器出口的工质蒸汽有较大的过热度，会使更多的热量释放到环

境中去，这将导致 ORC 系统热效率降低。为了保障蒸发和冷凝条件实现，在蒸发器和冷凝器出口工质均略保留一定过热度 and 过冷度。

以热力学第一定律和热力学第二定律为理论基础，主要对循环系统的各部件进行热力计算和分析。在推导的过程中忽略了一些次要因素简化计算模型，做了以下两方面假设：

1. 循环过程中一直处于稳定状态；
2. 除透平、工质泵和海水泵外，其余部件工作压降均忽略不计^[64]。

3.2.1 孤立系统的热力学分析

对于一个孤立系统，用热力学第一定律和第二定律来表述系统输出功的增加，热量的增加或减少，以及系统的不可逆程度。孤立系统的能量守恒方程式可以表达为：

$$\sum_{in} E_{in} + \dot{Q} = \sum_{out} E_{out} + \dot{W} \quad (3.1)$$

式中 E_{in} ——随工质进入系统的能量；

E_{out} ——随工质离开系统的能量；

\dot{Q} ——孤立系统与外界的换热量；

\dot{W} ——孤立系统与外界的交流功；

对孤立系统应用热力学第二定律，均匀流条件下的系统不可逆程度表达式为：

$$\dot{i} = T_o \frac{dS}{dt} = T_o \dot{m} \left[\sum s_{out} - \sum s_{in} + \left(\frac{ds_{sys}}{dt} \right) + \sum_k \frac{q_k}{T_k} \right] \quad (3.2)$$

式中 \dot{i} ——系统不可逆损失；

T_o ——系统周围环境温度；

\dot{m} ——工质质量流量；

S_{sys} ——系统总熵；

s_{in} ——进入系统熵值；

s_{out} ——离开系统熵值；

k ——下标值代表系统中不同的热源；

对于稳态流动，孤立系统有

$$\frac{ds_{sys}}{dt} = 0 \quad (3.3)$$

$$\dot{i} = T_o \dot{m} \left[\sum s_{out} - \sum s_{in} + \sum_k \frac{q_k}{T_k} \right] \quad (3.4)$$

3.2.2 工质泵增压过程

过程 4~5 是工质泵对来自于储液罐中的均匀流体做功增压过程,应用热力学第一定律表达式(3.1)可以得出工质泵的耗功为:

$$\dot{W}_p = \frac{W_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_4 - h_5)}{\eta_p} \quad (3.5)$$

式中 $W_{p,ideal}$ ——等熵压缩下的理想耗功;

\dot{W}_p ——实际压缩过程耗功;

η_p ——工质泵的等熵热效率;

h_4, h_5 ——分别是理想状态下泵进出口工质的比焓;

应用热力学第二定律方程式(3.4), 工质泵的不可逆损失方程式为:

$$\dot{I}_p = T_o \dot{m}[s_5 - s_4] \quad (3.6)$$

s_4, s_5 ——分别是理想状态下泵进出口出工质的比熵

\dot{I}_p ——工质泵做功的不可逆损失

实际工程应用表明, 工质泵增压过程的不可逆损失很小, 几乎可以忽略不计, 此过程表达式可简化为:

$$s_5 \approx s_4 \quad (3.7)$$

$$\dot{I}_p = T_o \dot{m}[s_5 - s_4] \approx 0 \quad (3.8)$$

3.2.3 工质定压吸热蒸发过程

过程 6~1 是增压后工质在蒸发器内吸收柴油机尾气热量的等压吸热蒸发过程。应用热力学第一定律(3.1)得到工质在蒸发器中的换热量表达式为:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (3.9)$$

式中 \dot{Q}_e ——工质从柴油机尾气中吸收的热量;

h_1, h_6 ——蒸发器出口和进口处工质比焓;

应用热力学第二定律方程式(3.4), 蒸发器的不可逆损失表达式为:

$$\dot{I}_e = T_o \dot{m}[(s_1 - s_6) - \frac{h_1 - h_6}{T_H}] \quad (3.10)$$

式中 \dot{I}_e ——蒸发器处换热的不可逆损失;

s_1, s_6 ——分别是蒸发器出口和进口处工质的比熵;

T_H ——高温热源温度, 本文中以柴油机尾气温度作为高温热源, 取尾气在蒸发器进出口温度的算数平均值作为热源的溫度, 表达方程式为:

$$T_H = \frac{T_{in,gas} + T_{out,gas}}{2} \quad (3.11)$$

其中 $T_{in,gas}$ ——蒸发器中尾气的入口温度；

$T_{out,gas}$ ——蒸发器中尾气的出口温度；

结合式(3.11)蒸发器的不可逆损失也可以表示为：

$$\dot{i}_e = T_o \dot{m} \left[(s_1 - s_6) - \frac{2(h_1 - h_6)}{T_{in,gas} + T_{out,gas}} \right] \quad (3.12)$$

3.2.4 工质透平中膨胀做功过程

过程 1~2 是工质在透平中膨胀做功过程，对该过程应用热力学第一定律(3.1)得出透平的实际做功表达式为：

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{ideal} \eta_s \eta_m \quad (3.13)$$

式中 \dot{W}_t ——透平实际膨胀功；

η_s ——透平等熵效率；

\dot{W}_{ideal} ——透平理论功，理论功的表达式为：

$$\dot{W}_{ideal} = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) \quad (3.14)$$

图 3.4 中 1~2s 过程是透平理想状态下的等熵膨胀过程，然而透平不可能完全做到绝热，会存在一定的损失。透平出口工质实际膨胀点到 2s 状态点，透平的等熵效率表达式为：

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.15)$$

$$h_2 = h_1 - \eta_s (h_1 - h_{2s}) \quad (3.16)$$

式中 2 点表示透平出口实际膨胀状态点；

2s 点表示透平出口等熵膨胀状态点；

h_2, h_{2s} ——分别表示 2, 2s 状态点工质的比焓；

将式(3.14)、(3.16)带入(3.13)可以得到：

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) \eta_s \eta_m \quad (3.17)$$

应用热力学第二定律 (3.4) 得出透平不可逆的做功能力损失表达式为：

$$\dot{I}_t = T_o \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (3.18)$$

式中 \dot{I}_t ——透平做功的不可逆能力损失；

s_1, s_2 ——分别表示实际膨胀过程透平进出口工质的比熵；

3.2.5 工质回热器中换热过程

过程 2~3, 5~6 是经工质泵增压后工质与透平出口的过热乏汽在回热器内进行换热，此过程是等压吸放热过程，换热量表达式为：

$$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}(h_6 - h_5) \quad (3.19)$$

应用热力学第二定律方程式(3.4)，回热器的不可逆损失表达式为：

$$\dot{I}_r = T_o \dot{m} [(s_6 - s_5) - \frac{h_6 - h_5}{T_{out,T}}] \quad (3.20)$$

式中 $T_{out,T}$ ——回热器高温热源温度，此换热过程中透平出口的乏汽作为高温热源，取乏汽在回热器进出口的温度的算术平均值作为高温热源温度，方程表达式为：

$$T_{out,T} = \frac{T_{in,f} + T_{out,f}}{2} \quad (3.21)$$

式中 $T_{in,f}, T_{out,f}$ ——分别表示回热器中乏汽进出口的温度。

3.2.6 海水冷却过程

过程 3~4 是用冷却海水将回热器出口的乏汽工质进一步冷凝为液态的过程，此换热过程也是等压换热。冷却过程同蒸发过程一样工质出现相变，气化潜热和显热同时存在，冷凝器的出口设计一定的过冷度。

对冷凝过程应用热力学第一定律(3.1)得到工质的换热量表达式为：

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.22)$$

其中 \dot{Q}_c ——工质向冷却海水放热量；

h_3, h_4 ——分别表示冷凝器进出口工质的比焓；

应用热力学第二定律方程式(3.4)，冷凝器不可逆换热的做功能力损失表达式为：

$$\dot{I}_c = T_o \dot{m} [(s_4 - s_3) - \frac{h_4 - h_3}{T_L}] \quad (3.23)$$

式中 \dot{I}_c ——冷凝器处不可逆换热做功能力损失；

s_3, s_4 ——分别表示冷凝器进出口工质的比熵；

T_L ——低温热源的温度，冷凝器换热过程中冷却海水作为低温热源，取冷却海水在冷凝器进出口的温度的算术平均值作为低温热源温度，方程表达式为：

$$T_L = \frac{T_{in,w} + T_{out,w}}{2} \quad (3.24)$$

式中 $T_{in,w}, T_{out,w}$ ——分别表示冷凝器中冷却海水的进出口温度；

将式(3.24)代入(3.23)中可以得到：

$$\dot{I}_c = T_o \dot{m} [(s_4 - s_3) - \frac{2(h_4 - h_3)}{T_{in,w} + T_{out,w}}] \quad (3.25)$$

3.2.7 冷却水泵做功过程

冷凝器的换热过程中，冷却海水吸收的热量与工质释放热量符合热力学第一定律，即能量守恒定律，守恒方程表达式如下：

$$c_{pw} \dot{m}_w (T_{out,w} - T_{in,w}) \eta_c = \dot{Q}_c \quad (3.26)$$

其中 c_{pw} ——海水定压比热；

η_c ——冷凝器的换热效率；

\dot{m}_w ——海水的质量流量，由式(3.26)可以得到：

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_c}{c_{pw} \eta_c (T_{out,w} - T_{in,w}) \eta_c} \quad (3.27)$$

冷却水泵的耗功表达式为：

$$\dot{W}_{pw} = \frac{\dot{m}_w g H_w}{\eta_{pw}} \quad (3.28)$$

式中 H_w ——冷却水泵的工作扬程；

η_{pw} ——冷却水泵的效率；

将式(3.22)、(3.27)代入方程式(3.28)中可以得到：

$$\dot{W}_{pw} = \frac{\dot{m} g (h_3 - h_4) H_w}{c_{pw} (T_{out,w} - T_{in,w}) \eta_{pw} \eta_c} \quad (3.29)$$

3.2.8 总体循环系统的热效率

循环系统净功的表达式为：

$$W_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p - W_{pw} \quad (3.30)$$

循环系统热效率的表达式为：

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_e} \quad (3.31)$$

将式(3.5)、(3.9)、(3.13)、(3.28)、(3.30)代入方程式(3.31)可以得到：

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p - \dot{W}_{pw}}{\dot{Q}_e} = \frac{(h_1 - h_{2s}) \eta_{st} - \dot{m} (h_4 - h_{5s}) / \eta_p - \dot{m}_w H_w / \eta_{pw}}{(h_1 - h_6)} \quad (3.32)$$

应用热力学第二定律方程式(3.4)，循环系统的不可逆做功能力损失的表达式为：

$$\dot{I} = \sum_j \dot{I}_j = \dot{I}_p + \dot{I}_e + \dot{I}_t + \dot{I}_r + \dot{I}_c \quad (3.32)$$

热力学第二定律的热效率(焓效率)表达式为：

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_e (1 - T_L / T_H)} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p - W_{pw}}{(h_1 - h_5) (1 - T_L / T_H)} \quad (3.33)$$

将式(3.11)、(3.24)代入方程式(3.33)可以得到：

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p - W_{pw}}{(h_1 - h_5) \left(1 - \frac{T_{in,w} + T_{out,w}}{T_{in,gas} + T_{out,gas}} \right)} \quad (3.34)$$

柴油机热效率定义为柴油机的轴输出功率与燃油化学能（即燃油的低热值）总量的数

值比，柴油机热效率的表达式为：

$$\eta_{engine} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{Q}} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_{fuel} LHV} \quad (3.35)$$

式中 \dot{W}_b ——轴输出功；

LHV ——燃油低热值；

\dot{m}_{fuel} ——耗油率；

柴油机—ORC 余热发电系统的联合循环热效率定义为柴油机轴输出功与 ORC 系统循环净功之和与消耗燃油化学能的数值比，方程表达式为：

$$\eta_{overall} = \frac{\dot{W}_b + \dot{W}_{net}}{\dot{Q}} = \frac{\dot{W}_b + \dot{W}_{net}}{\dot{m}_{fuel} LHV} \quad (3.36)$$

3.3 柴油机尾气余热发电系统性能分析及优化

本章针对船用柴油机尾气建立 ORC 余热回收发电系统，并对热电转换系统进行仿真模拟及分析。八种常用的有机流体（R141b, isopentane, R245ca, R245fa, isobutane, isobutene, R12 和 propane）作为备选工质，我更加关心的是采用何种有机工质，使柴油机—ORC 尾气回收发电联合系统表现出最佳的性能参数。借助仿真软件对此系统仿真模拟，仿真过程中有很多因素干扰循环计算结果的准确性。根据柴油机尾气的试验数据以及 ORC 技术的特点，确定主要的影响因素如表 3.2 所示。

表 3.2 柴油机尾气余热发电系统影响参数

项目	数值	单位
工质过热度	0.5	℃
工质冷凝温度	35	℃
工质过冷度	0.5	℃
工质泵绝热效率	0.80	
透平效率	0.85	
机械效率	0.95	

结合船舶工作条件的特殊性，从备选工质本身的热物性、不同海域的海水温度变化的角度出发，以柴油机额定负荷下的尾气参数为例，比较了备选工质参数变化对系统主要热力学参数和稳定性的影响，同时还分析了柴油机变负荷运行下采用不同备选工质系统性能的优劣。尾气余热发电系统仿真模型采用单一参数扰动，其它参数保持不变的分析方法，本系统工质的在亚临界状态下工作，其蒸发温度的最大值为临界温度。

3.3.1 仿真软件简介

系统仿真就是利用数学模型对实际系统进行实验研究的过程。本文利用仿真软件 Matlab 中 Simulink 模块对循环系统进行编程计算，Simulink 是一个用来对动态系统进行

建模、仿真和分析的软件包，它支持线性和非线性系统，能够在连续时间域、离散时间域或者两者混合时间域里进行建模，为用户提供了用方框图进行建模的图形接口，具有更直观、方便、灵活的特点。

仿真程序中有机工质物性的得到是利用美国 NIST(National Institute of Standards and Technology) 实验室开发的物性软件 Refprop 8.0 在 Matlab 中的调用功能。Refprop 是目前被广为推崇与采用的冷媒性质函数库。利用 Refprop 的 M 文件应用在 Simulink 软件功能中计算各状态点参数，具体应用举例如下：

```
P=property('P','T',393.15,'Q',0,'water')
```

求温度为 20℃ 饱和水的压力

```
[S Cp]=property('SC','T',393.15,'Q',1,'ipentane')
```

求 20℃ 异戊烷饱和蒸汽的比熵和定压比热

```
viscmix=property('V','T',323.15,'P',1e5,'water','ammonia',[0.9 0.1])
```

求温度 50℃，压力 0.1MPa 的 10% 氨水混合物的运动粘度

```
4)[x y]=property('X','P',4e5,'Q',0.5,'R245fa','R12',[0.7, 0.3])
```

求质量混合比例 0.7/0.3 的两种制冷剂 R245fa 和 R12 混合物，当压力为 0.4MPa，干度为 0.5 的情况下的气液成分比例。

Refprop 具有的宏调用功能，其包含一个动态的链接库，支持并允许更广泛的应用程序利用 Refprop 的数据库。Refprop 与前端软件以分布式联系在一起，将流体特性连接到 Microsoft Excel 的应用程序。Refprop Excel 的前端提供了一个 Microsoft Visual Basic 模块，Excel 会自动采用 Visual Basic 将其作为一个宏功能、脚本和接口工具。当 Refprop 前端模块导入到 Excel 电子表格中，Refprop 的功能很容易被用户访问。

用户编写自己的 Visual Basic 代码可以直接调用 DLL 文件，此模块会加速应用程序应用 Refprop 的功能，使其发挥更大的作用。

命令举例：

```
纯流体: =Enthalpy(R245fa, "TP", "mks", 398.15, 200)
```

上述求解的是 R245fa 在温度 398.15K，压力 200KPa 下的比焓；

```
=Temperature(ipentane, "PQ", "SI", 0.5, 1)
```

上述求解的是异戊烷在 0.5MPa 压力下饱和蒸汽的温度。

混合流体：当知道三种流体的名字 A1、A2、A3，它们的摩尔分数是 B1、B2、B3，用复合文件的名称代替纯流体的名字，以(*.MIX)文件的后缀存储。

```
=Enthalpy("R410A.MIX", "TD", "molarSI", 300, 5)
```

上述求解的是混合流体在温度 300K，摩尔密度为 5 的条件下的比焓。

3.3.2 仿真程序

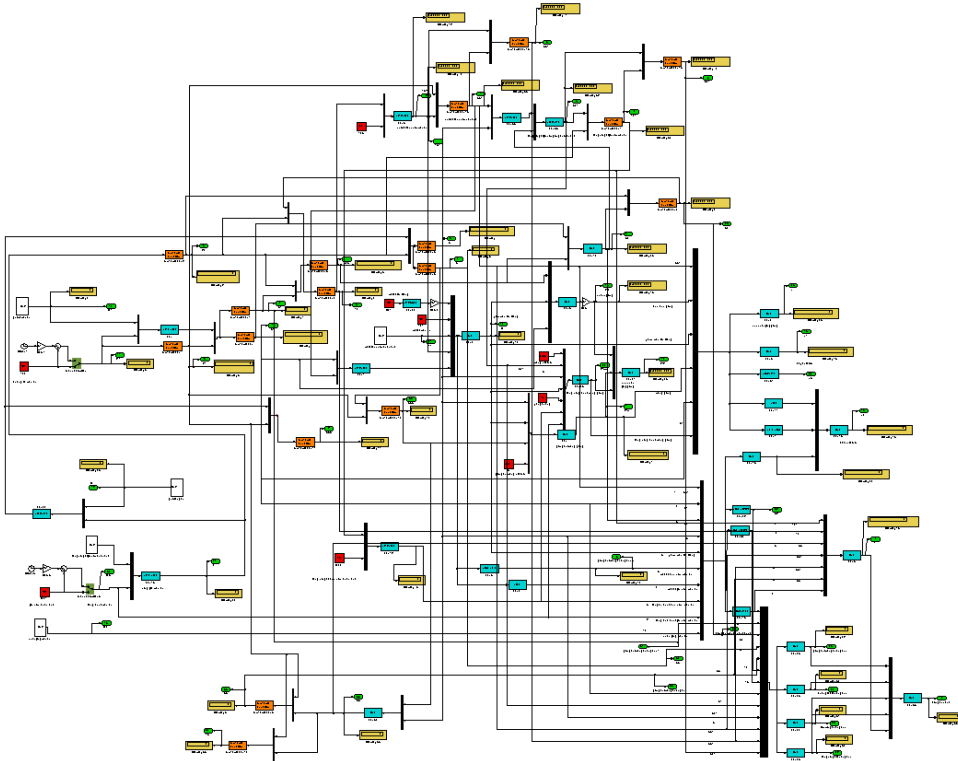


图 3.5 Simulink 仿真程序图

3.3.3 仿真结果及分析

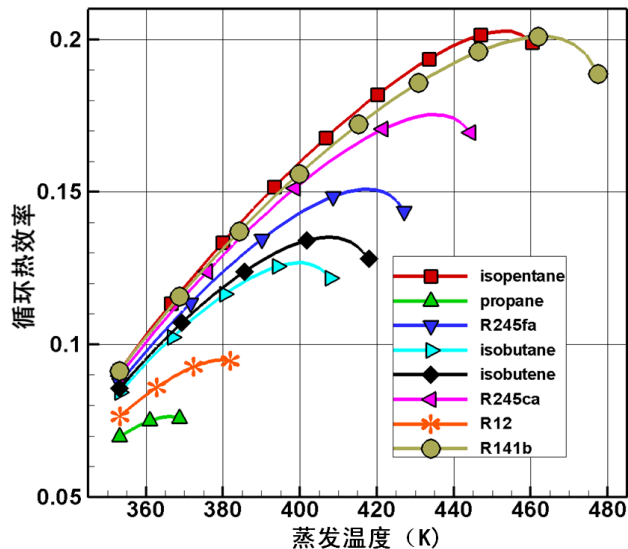


图 3.6 蒸发温度与循环热效率变化关系

图 3.6 表示的是系统热效率随工质蒸发温度的变化关系。从图中可以看出，不同工质包含蒸发温度范围各不相同，图中曲线形状代表系统热效率随蒸发温度的变化趋势并且基本上成正比例增长。在到达工质临界蒸发温度之前，每种工质都存在着一个最佳的

蒸发温度使系统的热效率最高，这样可以避免工质因蒸发温度过高引起化学分解。相同蒸发温度下 isopentane 的热效率最高，R141b 次之，但是相差不大，R141b 的最佳蒸发温度更高，propane 热效率最低。结合表 2.1 可以看出，除了 isopentane 外其余备选工质的系统循环热效率随着沸点的增加而增加，isopentane 热效率高于 R141b 原因在于它的焓降最大，回热器中回收了更多的热量，系统的热效率得到有效的提高。

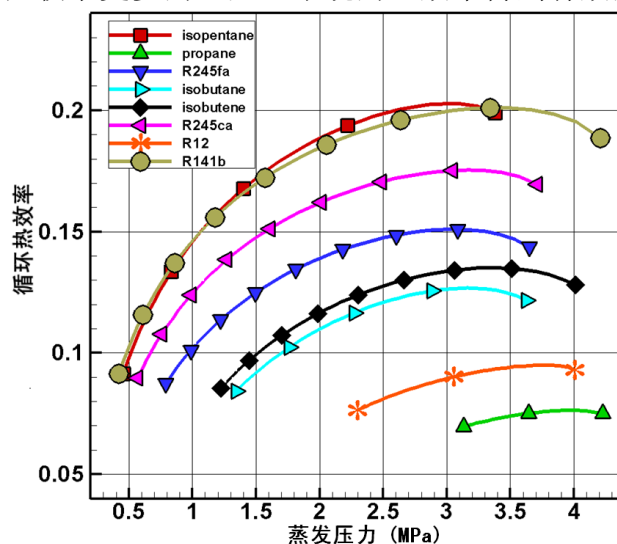


图 3.7 蒸发压力与热效率变化关系

图 3.7 表示的是系统循环热效率随蒸发压力的变化关系，蒸发压力与图 3.6 的蒸发温度是一一对应的。从图中可以看出，循环热效率的变化趋势同图 3.6 大致相同。沸点低的工质系统效率低，蒸发压力范围变化很小，并且都集中在高压区，这对余热装置是不利的，并不适合在柴油机工作负荷变化大的余热系统；沸点高的工质系统效率高，蒸发压力覆盖的范围更大，这就为船舶变工况运行提供有力的条件。R141b 和 isopentane 效率曲线几乎重合，差别不大。当压力小于 1.2MPa 时 R141b 的热效率略高于 isopentane，压力大于 1.2MPa 时 isopentane 则稍占优势，出现上述现象都是由工质本身热物性决定。

图 3.8 表示的是系统焓效率随蒸发温度的变化关系。从图中可以看出，系统的有效能利用率随着蒸发温度的增加而增加，并存在一个最佳蒸发温度值。由此可以判断，在柴油机尾气温度一定的条件下，提高工质的蒸发温度对提高循环系统性能是非常有利的。不过还应注意，随着工质系统蒸发温度的增加，其相应的蒸发压力也对应增加，蒸发器的热负荷也就越大，必须综合考虑影响因素选择一个合适的蒸发温度。从曲线斜率上看，R141b 的系统焓效率最高，较其它工质具有明显的优势，系统不可逆损失程度小，系统比较完备；propane 的系统焓效率最低，不可逆损失程度最大，系统需要有较大的改进，这是因为 R141b 的临界温度最高，能够更好的利用热源的高品位能量，propane 的临界温度最低，只能利用热源的低位能量。

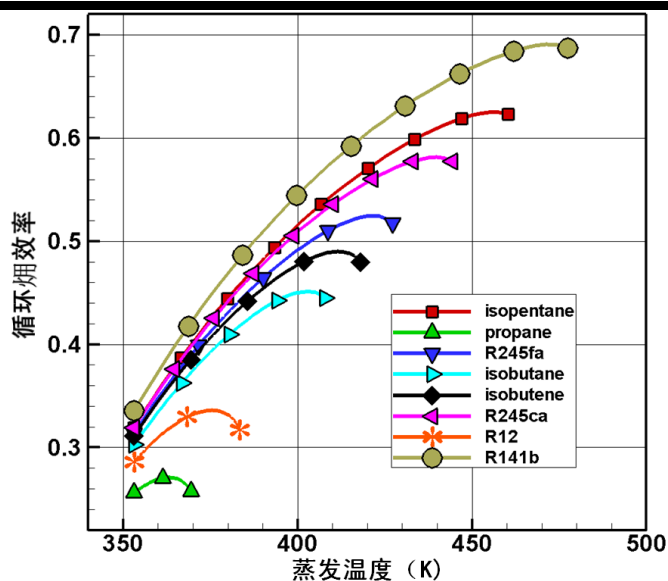


图 3.8 系统焓效率随蒸发温度的变化关系

远洋货轮上的设备空间占有率及重量是本系统考虑的一个重要指标。图 3.9 表示的是工质的质量流量随蒸发温度的变化关系。从图中可以看出，工质质量流量随蒸发温度的增加先减小后增大，并且在系统最佳蒸发温度下达到最小值，这是由于在最佳蒸发温度下，相对于工质的吸热量来说，蒸发器进出口工质的焓降最大，这与图 3.7、图 3.8 相吻合。从图中还可以看出，isopentane 的质量流量最小，在船舶上有利于节约管道空间和设备质量；isobutane 和 isobutene 的质量流量随蒸发温度增加变化范围很小，系统工作最稳定；R12 的质量流量则大很多，不适合应用在对设备空间要求比较高的船舶上。

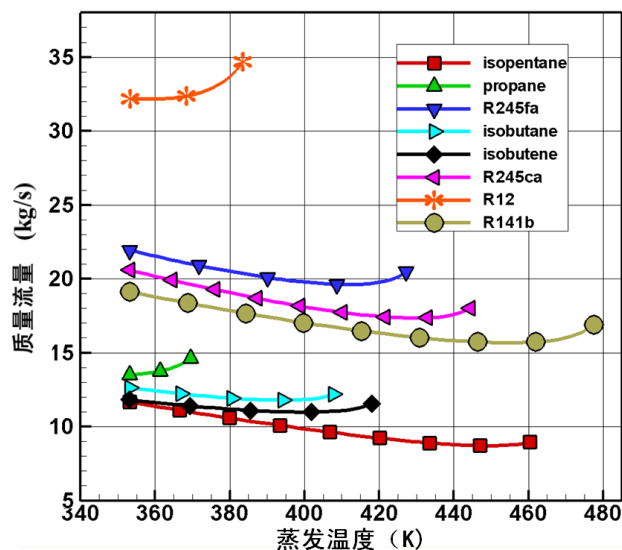


图 3.9 工质质量流量随蒸发温度的变化

图 3.10 表示的是系统循环净功随蒸发温度的变化关系，这是评价一个余热回收系统回收效果好坏的重要指标。从图中可以看出，系统循环净功随蒸发温度的增加而增加，R141b 系统的循环净功远远大于其它工质，且随着蒸发温度的增加这种优势更加明显。

R245ca 系统的循环净功则超越 isopentane，位居第二位，这是工质质量流量和在透平膨胀过程中焓降双重作用的结果。

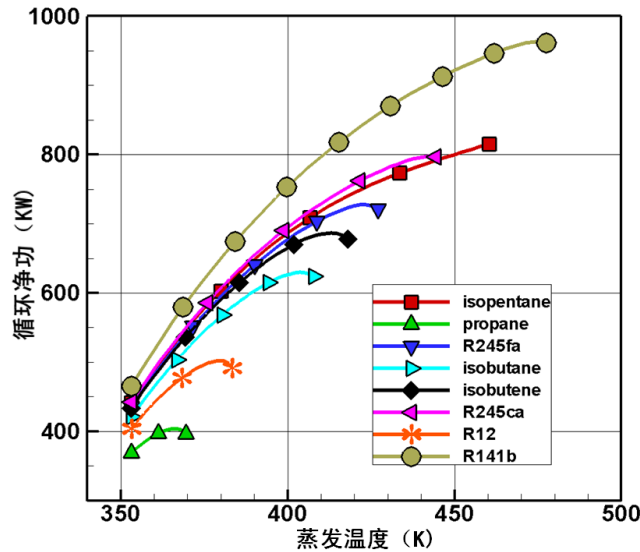


图 3.10 循环净功随蒸发温度变化

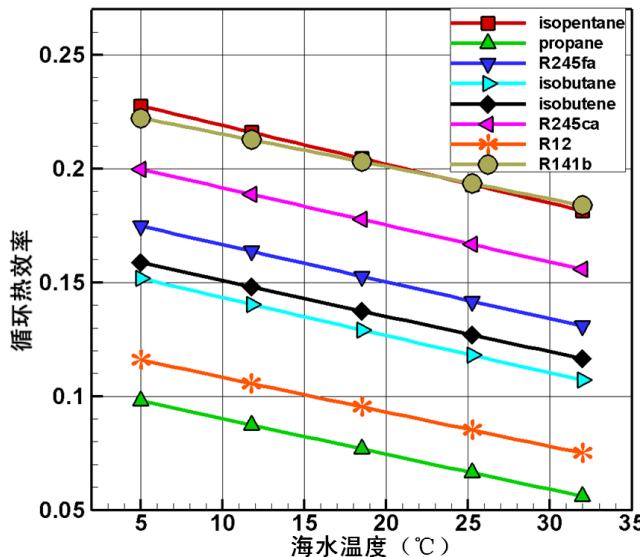


图 3.11 循环热效率随海水温度的变化关系

远洋货轮常年世界各大海域运输航行，我需要用冷海水对工质的过热乏汽进行冷却，所以海水的温度变化对系统热效率影响的研究很必要。图 3.11 表示的是系统循环热效率随海水温度的变化关系。地球大洋的海水温度实际变化区间从北冰洋的常年 4℃ 到热带海洋最高的 32℃，所以从实际出发在这个温度范围内研究问题。从图中可以看出，随着海水温度的升高，热效率曲线呈线性下降趋势，这是工质的冷却温度升高，工质的做功能力损失增加的缘故。除了 R141b 效率下降的缓慢外，其余的工质热效率下降速度大体相当，效率曲线保持平行。R141b 和 isopentane 的系统热效率都是最高的，不相上下，但 R141b 变化范围更小，系统稳定性更好，有利于进行实时调节，同样还是 propane 的系统热效率最低。

以上分析的内容都是在柴油机额定负荷工况下进行的, 远洋货轮在海上航行要时刻应对各种航行条件, 这就是接下来要研究的柴油机—ORC 余热发电系统联合循环在变负荷工况下的热力学性能分析。

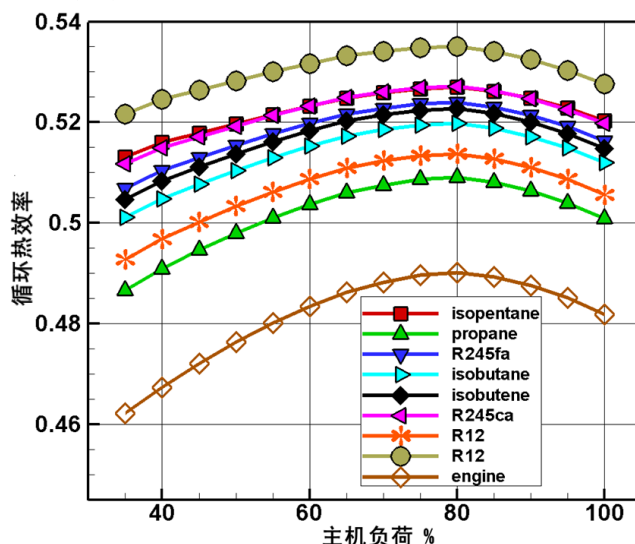


图 3.12 柴油机热效率及联合效率随负荷的变化

图 3.12 表示的是柴油机—ORC 余热发电系统联合循环热效率随负荷的变化关系。从图中可以看出, 柴油机本身热效率与联合循环热效率都是在 80% 负荷工况下达到最大值, R141b 联合效率最高, 在整个变负荷工况下的热效率都在 50% 以上, 这就克服了现今最先进的二冲程柴油机热效率低于 50% 的难题。isopentane 和 R245ca 的联合循环热效率变化曲线则重合, 说明余热回收系统在联合效率层面考虑选择这两种工质具有同等的热力学效果。从图 3.11 中还可以看出, 通过柴油机本身热效率与联合效率作对比, 采用 ORC 回收尾气废热对增加系统循环热效率是非常明显的, 再一次验证了柴油机尾气余热回收的必要性。

经过以上内容的分析可以得出结论, isopentane 具有系统热效率高, 质量流量小, 蒸发压力低的特点; isobutane 和 isobutene 随蒸发温度增加质量流量变化范围最小; R141b 循环热效率高, 蒸发压力低, 焓效率和循环净输出功率优势明显, 系统热效率随冷却水温变化更稳定, 具有最高的联合热效率等特点。我们又知道, R141b 在常温下无毒、低 ODP 和 GWP; 非可燃性液体, 没有闪点; 低表面张力和高流动性, 特别适用于气动元件。isopentane 则有低毒, 是易燃易爆流体。权衡利弊本文更倾向于选用 R141b 作为尾气余热回收 ORC 系统的有机工质。

3.3.3 系统最优参数选取

经上述分析, 有机工质 R141b 更适合本余热回收系统。从图 3.11 可以看出船舶航

行在高纬度海域对余热回收更有益，故选定海水温度 20℃、环境温度 25℃，分析柴油机变负荷工况下各主要热力学参数的变化，以便对循环系统进行优化设计。

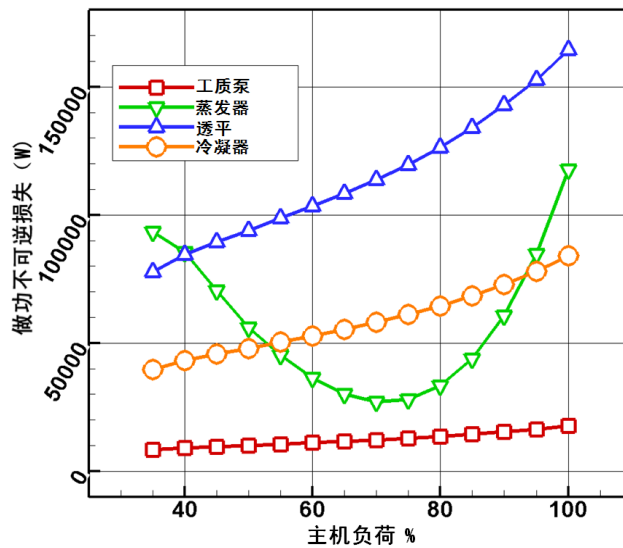


图 3.13 主要部件做功能力损失随负荷变化

图 3.13 表示的是 ORC 系统主要部件的做功能力损失随柴油机负荷的变化。从图中可以看出，透平和冷凝器的做功能力损失随着负荷的增加而增加，工质泵做功损失的变化不是很明显，蒸发器在柴油机 70% 负荷下做功能力损失降到最低点，之后随负荷的增加而急剧增加，工作条件变得恶劣，这主要是回热器在变负荷循环过程中扮演的地位不同导致的，在循环系统部件设计过程中对于蒸发器的设计要格外关注。

图 3.14 表示的是系统的焓效率、质量流量和循环净输出功随柴油机工作负荷的变化。从图中可以看出，工质的质量流量和系统循环净功随着柴油机工作负荷的增加而增加，系统焓效率在 70% 负荷下达到最大值，之后又迅速下降，这与图 3.13 相吻合。

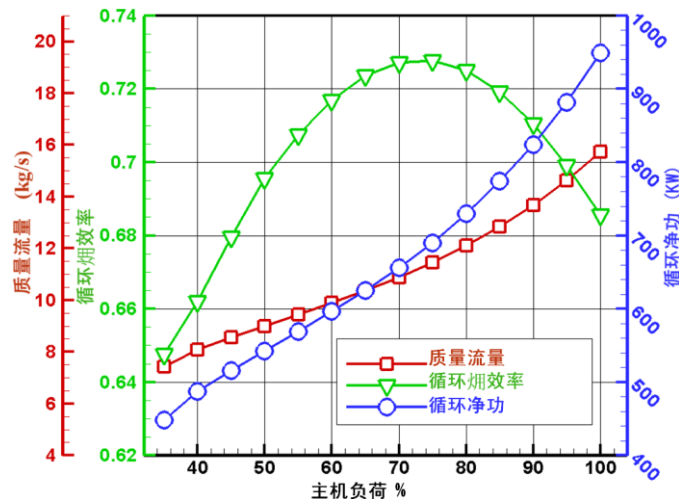


图 3.14 质量流量、焓效率、循环净功随负荷变化

结合图 3.11、3.12、3.13、3.14 可以得出结论，柴油机在环境温度 25℃、海水温度

20℃、80%负荷工况下 ORC 余热回收系统具有比较理想的参数性能指标，系统具体参数如表 3.3 所示。

表 3.3 柴油机 80%负荷工况下回收系统性能参数

项目	数值	单位
尾气流量	76600	kg/h
尾气温度	226.2	℃
质量流量	12.10	kg/s
蒸发温度	180	℃
过热度	0.5	℃
冷凝温度	35	℃
过冷度	0.5	℃
海水温度	20	℃
环境温度	25	℃
工质泵效率	0.8	—
透平效率	0.85	—
发电功率	708	kW
循环热效率	19.8	%
焓效率	69.5	%

通过建立柴油尾气余热回收 ORC 发电系统，柴油机燃料的能量利用分布将发生改变，如图 3.15 所示。

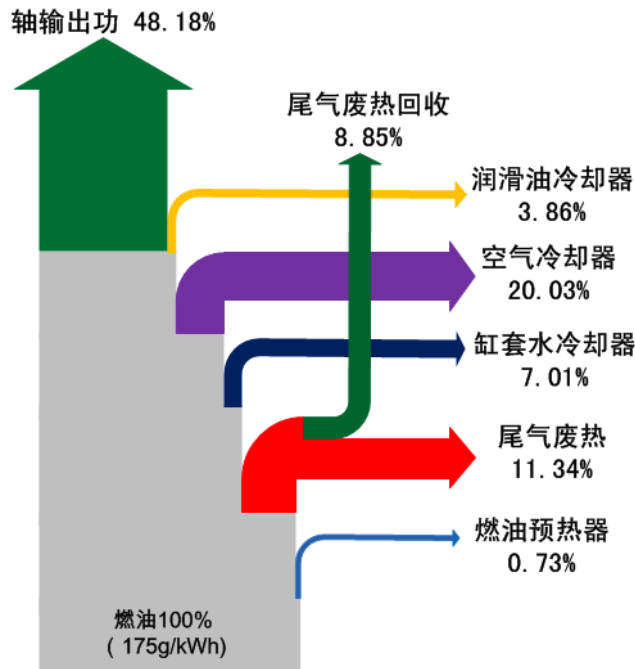


图 3.15 联合循环柴油机燃油能量利用分布图

从图 3.15 中可以看出，ORC 余热回收发电系统产生的电能与柴油机的轴输出功率都是能够直接利用的有效能量，从原来的 48.18% 增加到 57.03%，尾气的废热能量则由原

来的 20.19% 相应的减少为 11.34%，这部分收益对于船舶运输是相当可观的。可以计算得出，一台 MAN 6S50MC-C8.1-TII 型号柴油机，一年以 80% 的负荷工况航行 280 天，耗油率为 172g/kWh，以 2012 年 6 月 1 吨重油 696 美元价位计算，采用尾气余热回收系统后，每天可节省燃油 6.15 吨，节省燃油费用 4280 美元，一年大约节省燃油 1722 吨，节省费用 1,198,512 美元，可见，船用柴油机采用尾气余热回收 ORC 系统是节能减排，提高经济效益的重要手段。

3.4 本章小结

本文针对 MAN 公司 6S50MC-C8.1-TII 型号船用柴油机建立尾气余热回收的有机朗肯循环发电系统。运用热力学第一和第二定律基本原理，在 Matlab 界面下 Simulink 对系统进行编程仿真计算，经过不同工质的对比分析，选择出最适合的有机工质，并对系统进行优化分析，可以得出以下结论：

1. 柴油机工作的最佳热效率不超过 50%，燃料能量的其余部分都是以尾气排放和部件冷却的形式耗散掉，尤其尾气所占比重达到 20.19%。
2. 从工质的热物性角度分析，isopentane 具有循环热效率高，质量流量小，蒸发压力低的特点；R141b 的循环热效率较高，系统焓效率及循环净功较其它工质具有明显的优势；isobutane 和 isobutene 系统质量流量最稳定；R12 的质量流量很大，不适合应用在船舶余热装置中。
3. 从海水温度变化的角度分析，降低海水温度可以提高系统的热效率，货轮在高纬度航行对 ORC 余热系统更有利。R141b 的热效率最高且受水温影响幅度小，系统稳定性更好，有利于进行实时调节。
4. 从柴油机变负荷工作角度分析，R141b 联合循环效率在 80% 工况下最高，由原来的 49% 增加到 52.7%。结合 R141b 的热物性特点，R141b 更适合作为本文余热回收系统的有机工质。
5. 对系统优化分析，关键部件的做功能力损失透平最大，冷凝器最小，蒸发器受负荷变化影响比较大。柴油机—ORC 余热发电系统联合循环在 80% 负荷工况下性能参数最理想，柴油机尾气中回收的废热转化为有用功，系统热效率增加了 8.85%，每年大概节约燃油费用 1,198,512 美元。

第4章 船舶主机冷却水余热回收利用

4.1 主机冷却水散热

上一章讨论了船舶柴油机尾气余热回收的 ORC 发电系统,从柴油机能量分布图 3.2 中可以看到,除了尾气排放占有的能量损失比例最大外,利用低温空冷器系统带走的热量占有 20.03%,但是这部分的热量实时被冷空气带走,很难被再回收利用。主机活塞不断的往复运动,压缩燃油在气缸内燃烧膨胀产生高温高压的气体,致使气缸的温度非常高,必须用缸套冷却水对其降温冷却,这部分的燃料能量以冷却水为载体直接被排放掉,缸套冷却水余热能量占有 7.01%,在重型大功率的柴油机上这部分热量总量还是可观的,又因为高温热水的热传导率比气体要大的多,相对尾气余热回收而言要容易得多,因此本章主要讨论船舶柴油机主机缸套冷却水的余热回收系统。

MAN 6S50MC-C8.1-TII 柴油机主机缸套冷却水系统是指系统给水经缸套冷却后,水温由 36℃加热至 80℃。一部分热水直接进入余热锅炉低压锅筒,产生蒸汽输入汽轮机低压段,在热水器中将热水由 80℃加热到 140℃;另一部分经低温空冷器进一步将热水由 36℃加热到 140℃。除了缸套水一部分外供,可以将其余部分的高温缸套冷却热水能量进行回收利用,船舶主机不同负荷工况下系统冷却水的数据如表 4.1 所示。

表 4.1 船舶主机冷却水余热系统数据表

项 目		主机 100% 负荷, 环境 25℃/45℃	主机 85% 负荷, 环境 25℃/45℃	主机 75% 负荷, 环境 25℃/45℃	
热水器	压力, MPa(abs)	0.5			
	进口水温度, °C	80			
	出口水温度, °C	140			
	流量, t/h	21/20	19/18	17.5/17	
低温空冷器系统外供	空气侧	进口温度, °C	172/194	152/173	137/156
		出口温度, °C	52/63	48/59	46/57
	水侧	进口水温, °C	36		
		出口水温, °C	140		
		热水流量, t/h	18/18.6	14/14.5	11/11.4
	缸套水外供	进口水温, °C	36		
出口水温, °C		80			
流量, t/h		12.8/14	11.8/12.7	10.9/11.6	
有机工质发电	热水入口温度, °C	140			
	热水总流量, kg/h	22.8/21	19.9/18.4	18.2/16.8	

其中，船舶工作环境温度 25°C 对应的海水温度为 25°C ；环境温度 45°C 对应的海水温度为 32°C 。

4.2 余热系统建模

船舶主机缸套冷却水较其它热源相比， 140°C 热水的温度比较低，能量不易被充分回收利用，尤其在船舶上利用起来更是比较困难的事情。之前研究和讨论了有机朗肯循环的技术特点，在中低温余热的回收利用方面的优势非常明显，这就为回收这部分能量提供了可能，为此采用有机朗肯循环技术作为首选方案。

在第 3 章细致深入的分析了柴油机主机尾气排放能量的余热利用系统，综合得出有机工质 R141b 的综合性能指标比较好。为此，缸套冷却水的余热回收系统同样选择 R141b 作为循环的有机工质，这样有利于船舶上两套余热设备的维护和管理，从安全性角度考虑，可以避免不同工质一旦发生泄漏相互掺混而可能出现爆炸的情形。

考虑到缸套冷却水的温度低、能量利用率有限，基本有机朗肯循环即可满足余热回收的要求，系统建模如图 4.1 所示。

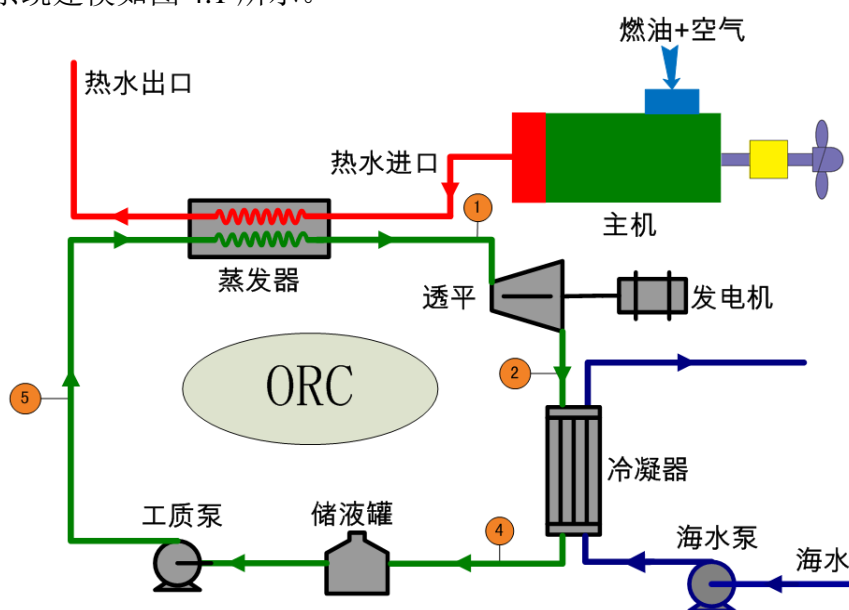


图 4.1 缸套冷却水余热回收系统示意图

4.3 总体循环计算

本章建立以 R141b 作为有机工质的缸套冷却水余热回收 ORC 系统，循环冷却水数据由 MAN 公司提供。世界大洋海域绝大多数处在温带和热带，远洋货轮货物运输长时间保持在 60% 以上负荷工况航行，故选择船舶主机 3 种负荷工况，2 种工作环境来研究问题。

4.3.1 变化参数固定

主机缸套冷却水热量回收系统在不同的工作条件下，一些影响因素是随着主机的参数变化而变化，而另外一些循环参数则不受外界的影响，如表 4.2 所示。

表 4.2 主机缸套冷却水余热回收系统的固定参数

项目	数值	单位
蒸发器进口热水温度	140	℃
蒸发器出口热水温度	50	℃
工质蒸发温度	121	℃
工资蒸发压力	1.03	MPa
蒸发过热度	1	℃
周围环境温度	25/45	℃
冷凝过冷度	1	℃
工质泵效率	0.8	-
透平效率	0.8	-

4.3.2 计算结果分析

编写缸套冷却水余热系统的整体循环计算程序，工质物性参数获得是利用物性软件 Refprop 8.0 在 EXCEL 表格中的宏调用功能，初步计算结果见表 4.3 所示。

表 4.3 系统循环计算结果

	单位	100%		85%		75%	
环境温度	℃	25	45	25	45	25	45
热水流量	t/h	22.8	21	19.9	18.4	18.2	16.8
工质流量	kg/s	8.5	8.0	7.4	7.0	6.8	6.4
工质冷凝压力	MPa	0.104	0.123	0.104	0.123	0.104	0.123
工质冷凝温度	℃	32	37	32	37	32	37
工质泵耗功	KW	4.1	3.7	3.6	3.2	3.3	3.0
水泵耗功	KW	1.9	1.7	1.6	1.5	1.5	1.4
海水流量	kg/s	30.4	28.3	26.5	24.8	24.3	22.7
透平功率	KW	349	305	304	267	278	244
循环效率		0.146	0.139	0.146	0.139	0.146	0.139

从计算结果可以看出，缸套冷却水余热回收效果非常令人满意，循环净功和循环热效率也都很理想，将回收的余热能量输送到船舶能量供应网中，会明显提高船舶系统的推进性能并满足电力供应。但是也应注意到缸套冷却水的温度比较低，以往的经验告诉我们循环热效率结果偏高，故对所编程序的正确性加以验证是很必要的。随着问题的深入研究，考虑到工程应用中循环系统要有若干设备部件参与工作，最为重要的就是蒸发器中换热过程的实现。

上述循环计算的程序编写是严格遵循整个换热过程能量守恒原理，工质在蒸发器内

汽化要吸收相应数值的气化潜热，吸收气化潜热的实现过程正是研究问题所在，为此出现了缸套冷却水作为热源的有效能量的概念。温度 140℃ 的缸套冷却水作为热源释放热量提供有机工质汽化所需的潜热值，根据传热原理只有工质蒸发温度以上的部分换热才是有效的，而之前编写的计算程序只是进行总体的热量平衡计算，没有考虑到有效能量的概念。下面就来考察缸套冷却水的有效部分热量能否满足工质蒸发所需的热量？计算结果如表 4.4 所示。

表 4.4 蒸发器内换热平衡计算

柴油机负荷		100%		85%		75%	
环境温度	℃	25	45	25	45	25	45
热水流量	kg/s	6.3	5.8	5.5	5.1	5.1	4.7
热水比焓	kJ/kg	589.3	589.3	589.3	589.3	589.3	589.3
蒸发温度下热水比焓	kJ/kg	508.2	508.2	508.2	508.2	508.2	508.2
热水提供有效热量	kJ	513	472	448	414	410	378
工质流量	kg/s	8.5	8.0	7.4	7.0	6.8	6.4
工质过热蒸汽比焓	kJ/kg	518.2	518.2	518.2	518.2	518.2	518.2
工质饱和蒸汽比焓	kJ/kg	346.6	346.6	346.6	346.6	346.6	346.6
工质蒸发所需热量	kJ	1461	1374	1275	1204	1167	1100

计算程序的验证结果印证了我们所担心的问题，缸套冷却水能够提供有效热量完全不能满足工质蒸发所需要吸收的热量，这样的蒸发器是不可能设计出来的，也就是说之前编写的循环计算程序是错误的，只考虑了蒸发器的换热守恒，并没有关注每个换热段的能量守恒，以至于虽然蒸发器内的整体换热守恒，但是每个换热段的能量没有进行合理的分配。通过分析我们已经找到了问题的原因所在，下面就以热源有效能量为出发点重新构思循环程序的编写思路。

蒸发器进口的缸套冷却水温度固定不变，不再设定热源换热后的温度。以蒸发段、过热段吸热量为核心编写能量守恒计算程序，最后确定预热段的换热参数，即蒸发器的热源出口温度。重新编写封闭的计算程序，通过不断地调整得出循环的最佳参数值，如表 4.5 所示。

表 4.5 重新编写计算程序的计算结果

主机负荷		100%		85%		75%	
环境温度	℃	25	45	25	45	25	45
热水质量流量	t/h	22.8	21	19.9	18.4	18.2	16.8
热水压力	MPa	0.5					
进口热水温度	℃	140					
工质冷凝压力	MPa	0.133					
工质冷凝温度	℃	40					
蒸发器换热效率		0.98					

热水压降效率		0.93					
蒸发段有效温差	°C	2					
工质蒸发过热度	°C	1					
工质冷凝过冷度	°C	1					
工质蒸发温度	°C	91.45	91.6	91.45	91.6	91.45	91.6
工质蒸发压力	MPa	0.544	0.546	0.544	0.546	0.544	0.546
工质质量流量	kg/s	6.38	5.86	5.57	5.14	5.09	4.69
热水有效热量	kJ	1250	1148	1091	1005	978	918
预热段工质吸热	kJ	393	362	343	317	314	290
热水出口温度	°C	78.7	78.8	78.7	78.8	78.7	78.8
海水质量流量	kg/s	22.1	34.6	19.3	30.3	17.7	27.7
循环净功	kJ	154	141	135	124	123	113
循环热效率		0.0952	0.0949	0.0952	0.0949	0.0952	0.0949

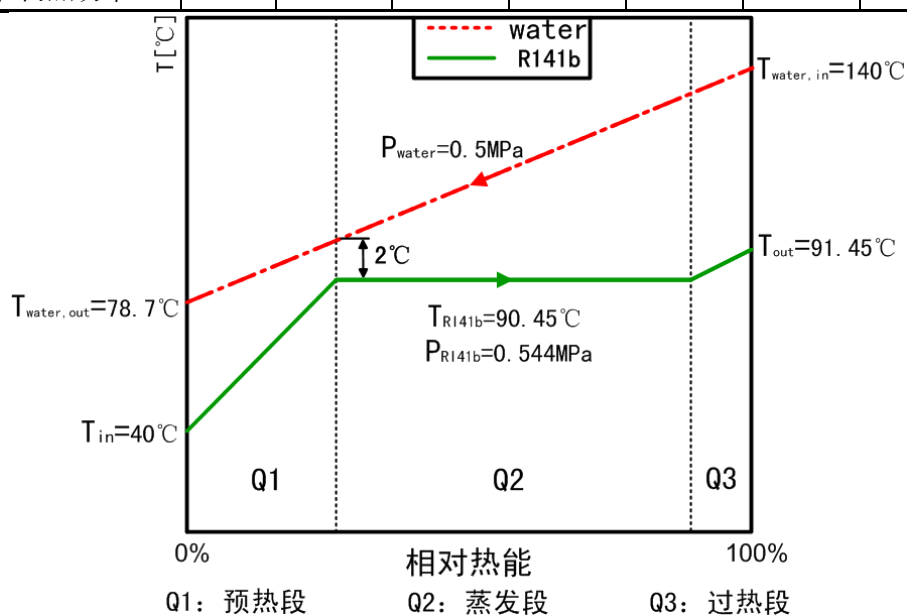


图 4.2 蒸发器内工质的换热过程示意图

图 4.2 表示的是重新计算后蒸发器内部换热的过程，完全符合换热原理，还可以看出蒸发段较长，再次验证了有机工质余热回收的优越性。计算结果中系统的循环净功和循环热效率都有大幅度的下降，可利用温差缩小，从工质的温熵图 4.3 中看出红色区域包围的面积小，饱和蒸汽线临界点以下的蒸发温度有很大的可利用余地，这样导致循环输出功少、效率低。同时蒸发器出口的缸套冷却水温度比较高，热源的能量没有更好的被利用，系统焓效率不高，种种迹象表明现有的循环模式还有待完善。

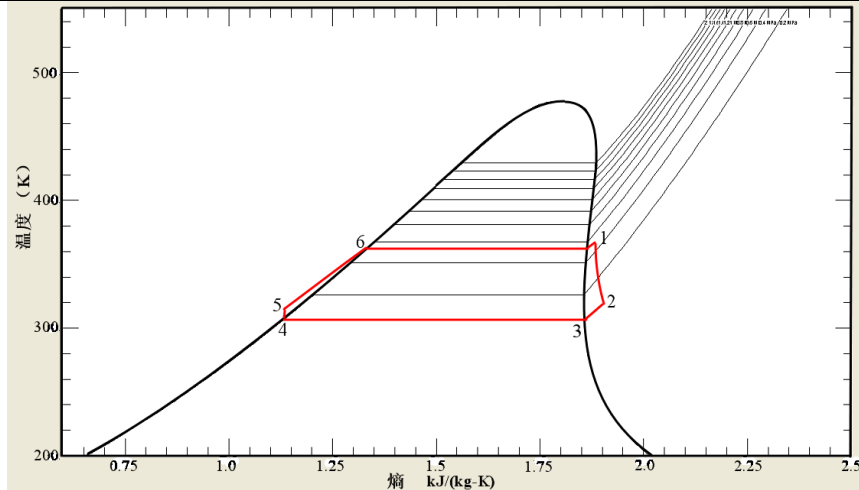


图 4.3 循环系统有机工质的温熵图

为了克服上述方案的缺点，接下来在系统的循环方式上做出调整，热源温度已经确定意味着能够提供的有效能量也随之确定，只能对蒸发器出口缸套冷却水的再利用做出改进。为此，以原来简单有机朗肯循环为基础在蒸发器前新增预热器，利用蒸发器出口热水能量对有机工质冷流体进行预热，如图 4.4 所示。

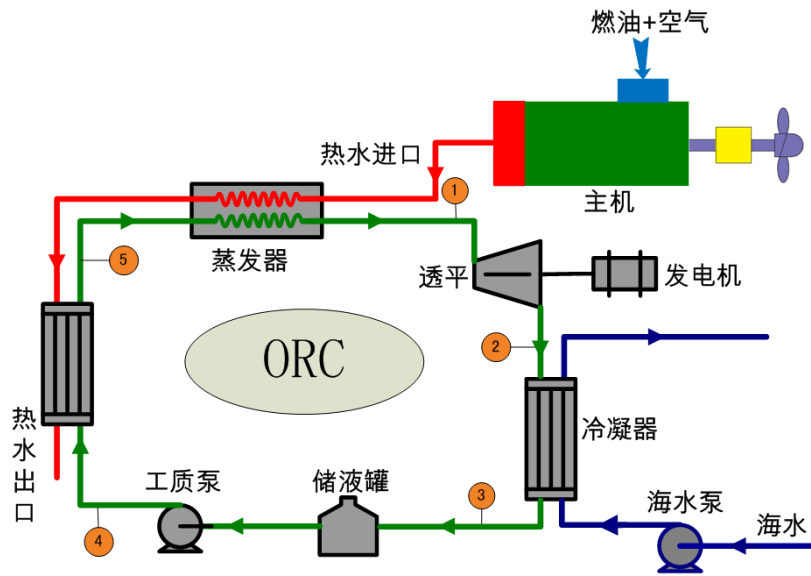


图 4.4 改进后缸套冷却水余热回收系统示意图

对改进后的缸套冷却水余热系统编写封闭的循环计算程序，计算结果如表 4.6 所示。

表 4.6 改进后的系统循环计算结果

主机负荷		100%		85%		75%	
环境温度	°C	25	45	25	45	25	45
热水流量	t/h	22.8	21	19.9	18.4	18.2	16.8
工质预热温度	°C	69.7	69.8	69.7	69.8	69.7	69.8
预热器换热量	kJ	227	210	198	184	181	168
预热器出口热水温度	°C	70.3	70.4	70.3	70.4	70.3	70.4
循环热效率		0.113	0.11	0.111	0.113	0.111	0.113

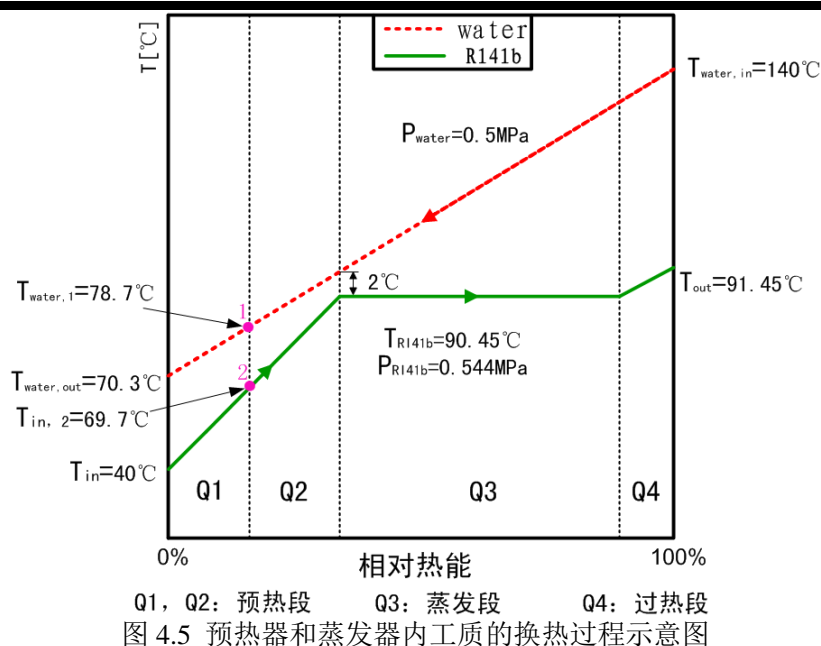


图 4.5 预热器和蒸发器内工质的换热过程示意图

从表 4.6 的循环计算结果可以看出，改进后循环的缸套冷却水能量利用率增加了，换热后热水的排放温度下降了 8°C 左右，而循环热效率则增加了 1.5% 左右，可见系统改进的效果还是很明显的。从图 4.5 工质在换热器内的换热过程也可看出，通过预热器内对工质冷流体的预热，明显的减轻了蒸发器内预热段的换热负担。

4.4 有机工质透平的设计方案

4.4.1 向心式透平的特点

相比于轴流式透平，向心式透平的特殊结构利用了哥氏力无损失做功，所以单级做功能力较大。先进向心式透平的级余速损失和流动损失都比较小，同样也能达到较高效率，而且它具有结构布局紧凑、制造工艺简单、体积流量小、热效率较高等优越性。随着工业技术水平的不断提高，向心式透平在工业领域逐渐重新被重视起来，对于它的研究和应用越来越普及，不仅被应用在小功率的燃气轮机设备以及柴油机废气涡轮增压器中，而且在空调制冷和液化气的膨胀机中也普遍应用。近年来，在余热回收利用装置中向心式透平的设计和应用发挥了重要作用。

向心式透平特别适用于小功率、紧凑动力源系统，其中透平效率和比功是衡量向心式透平的重要数据指标，在透平设计的时候要尽可能提高这两个参数。有时候不同参数之间相互制约，所以要综合选择合适的参数满足各个方面的指标要求。除此之外，也要周密考虑加工工艺和装配要求。

在机械制造加工方面，向心式透平对叶轮气动性能要求不高，叶片几何尺寸精度的好坏以及表面粗糙度的高低，对透平的效率影响不大，这样就可以根据实际情况采取简

单高效的加工工艺；另外，透平在运行中动叶表面存在积垢也不会引起太大的问题。

向心式透平的另一个主要特点就是可以利用可调导叶栅来实现流量调解，运行范围宽泛，这正好与船舶主机余热回收系统受变负荷工况制约的特点相契合。

4.4.2 导叶栅方案的选择

工质进入蜗壳后先通过导向叶栅加速膨胀，之后以一定的角度进入叶轮，导叶栅主要起两个作用：一是使气流膨胀加速；二是使气流改变方向，以合适的角度流入叶轮。

1、导叶栅出气角 α_1 的选择

合理的选取较小的 α_1 是增加透平轮周效率的有效措施，在设计导向叶栅时采用过大的 α_1 是不当的，现有的向心透平结构中，大多数的出气角都小于 25° ，一般 α_1 都在 $14^\circ \sim 20^\circ$ 范围内，在个别的情况下也曾使用过更小的 α_1 ，不过，一般不推荐采用过小的 α_1 ，特别是低于 12° 的出气角 α_1 更不采用。从理论上讲，只要降低 α_1 ， η_u 就将一直增高下去。但是实际情况并不是这样，采用过小的 α_1 ，有时反而引起透平效率的下降，因为此时的流动损失尤其是尾迹损失会随着 α_1 的减小而增大^[65,66]。

导叶栅出口角还关系着叶轮进口的气流流动状况，动叶的叶片数 Z_1 固定不变，较小的 α_1 则可能引起局部气流发生脱流现象。为防止这一现象发生，叶轮入口叶片数 Z_1 应大于一个最小叶片数 Z_{\min} 。

$$Z_{\min} = \frac{2\pi\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\alpha_1\sin\beta_1} \quad (4.1)$$

从公式(4.1)中可以看出，最小叶片数取决于 α_1 和相对气流角 β_1 如何选取，固定 β_1 不变采用过小的 α_1 ，导致叶轮的叶片数太多而安置这么多叶片是比较困难的，特别是当叶轮外径较小的时候更加困难。

有机工质向心式透平往往有比较小的容积流量，通流能力有限，导叶栅的高度较低。 α_1 的大小在一定程度上能有效调节叶片高度和通流能力这两方面的矛盾。容积流量 G/ρ_1 给定下，导叶高的计算公式为：

$$l_1 = \frac{G/\rho_1}{\pi\tau_1 D_1 \Gamma c_1 \sin\alpha_1} \quad (4.2)$$

式中 τ_1 —叶轮进口的阻塞系数； Γ —透平的部分进气度。在保证不采用部分进气度的前提下，尽量减小出气角来增加叶高。当然，增加出气角可以增大通流能力，应根据实际需要做出适当取舍。

2、导叶栅速度系数 φ 与叶轮速度系数 ψ 的选取

向心式透平导叶和叶轮的速度系数与多种气动结构有关，由于影响透平导向装置中

的质量流场的因素很多,目前还不能以解析的方法计算出 φ 的数值,在透平设计时,大多根据在生产中所积累的经验数据或者根据现有叶栅的吹风试验数据来确定 φ 以及 ψ 的数值。从统计资料来看, $\varphi=0.920\sim 0.975$, $\psi=0.75\sim 0.90$,当设计和加工质量都基本满足工艺要求时, $\varphi=0.95\sim 0.97$, $\psi=0.80\sim 0.85$ ^[65,66]。

3、 Z_n 的选择

导向叶栅数目 Z_n 的确定主要依据下列方程式求出:

$$Z_n = \frac{\pi D_n}{bt_n} \quad (4.3)$$

式中 D_n —导叶栅的出口直径; b —导叶栅的弦长; t_n —导叶栅相对栅距。将 Z_n 圆整成整数,最好选用质数,其次奇数;导叶数应该大于动叶数,且两者之间最好无公约数,根据现有资料,两者的比值处于1.2~1.6范围内^[65,66]。

4、环状径隙 Δr 的选取

环状径隙的大小决定着导叶栅出口气流流场趋于均匀的程度,通常在透平的设计过程中最为关心的与其说是它的绝对数值,不如说是它的相对数值 $\overline{\Delta r}$,其表达式为:

$$\overline{\Delta r} = \frac{\Delta r}{D_1} = \frac{1}{2}(\overline{D_n} - 1) = \frac{1}{2}\left(\frac{D_n}{D_1} - 1\right) \quad (4.4)$$

有关 $\overline{\Delta r}$ 的最佳值问题,目前研究得还不充分。暂时选取 $\overline{\Delta r}=0.04\sim 0.08$ 范围内。研究表明,选取过小的环状径隙,透平的噪声显著升高;导叶栅冲蚀现象的严重程度, $\overline{\Delta r}$ 起到至关重要的作用。受机械加工的误差和材料的热胀冷缩的限制,为防止叶轮碰擦导叶栅, $\overline{\Delta r}$ 也要留有足够的余量^[65,66]。

5、导向叶栅进口直径 D_0 的确定

导叶栅的进口直径通常选择叶轮进口直径 D_1 的1.3~1.5倍范围内。

4.4.3 叶轮方案的选择

叶轮是向心式透平的工作部件,透平整级性能优劣直接和它的设计方案密切相关。

1、入口冲角 i_1 的限制作用

叶轮在高速旋转状态下工作,为了改善叶片受力状态,目前绝大部分叶轮采用开式或者半开式。实验表明,如果透平设计不得当,叶轮入口冲击损失在整个流道的能量损失中占有很大的比例,那么冲击损失大小主要由冲角决定,建议尽量采用负冲角或者较小的正冲角,一般控制 $i_1=-10^\circ \sim +5^\circ$,最大也不要超过 $i_1=-20^\circ \sim +10^\circ$ ^[65,66]。

2、叶轮气流加速因子 ϕ 的限制作用

透平一维流动设计不能对叶轮的整个流道进行流场分析,只能从叶轮进出口气流速

度上的变化提出一些起码的要求。工质在动叶中继续膨胀，出口平均流速 w_2 要大于它的入口平均流速 w_1 ，因此叶轮加速因子 $\phi = w_2/w_1$ 必须大于 1。从效率的角度出发，设计时尽可能将加速因子限制在 $\phi=1.4\sim 1.7$ 。选用过小的 ϕ 值，叶轮流道内余地损失的增加速度将大于流道中能量损失下降的速度；选用过大的 ϕ 值，流道中的余地损失和能量损失都将增加，当 ϕ 值超过 2.2~2.4 之后，向心式透平的轮周效率已经很难超过 85%~86%^[65,66]。

3、速比 \bar{u}_1 的选择

速比是向心式透平的一个非常重要的方案参数，透平的结构是否合理与经济性的好坏很大程度上都由 \bar{u}_1 来决定。在其它参数确定下，速比选择失当会严重影响透平的效率，足见其在设计中占有的地位重要性。当透平以部分负荷运行时，也常用 \bar{u}_1 来表示它的工作况。另外向心式透平的模化设计和模化试验时速比又是一个决定性的相似准则，通常速比的佳范围选取 $\bar{u}_1=0.60\sim 0.75$ 。

4、轮盘结构参数的选取

透平的叶轮在受热和受力的状态下，其尺寸和位置会发生一些变化，为防止叶轮与机壳发生摩擦碰撞而引起的严重事故，故在叶轮的四周设置了一定的间隙，在工程上这个间隙通常按照统计数据和经验确定。图 4.6 给出了径向—轴流透平叶轮的子截面图。

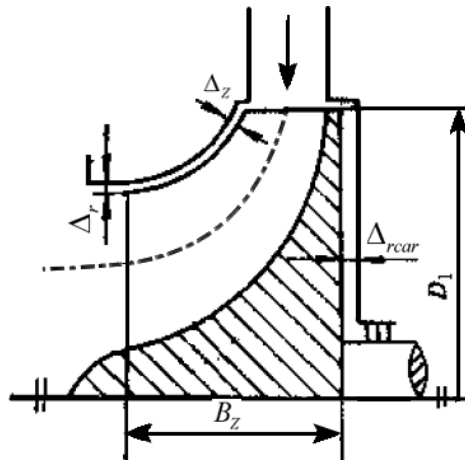


图 4.6 透平叶轮示意图

叶顶间隙的泄漏影响透平的效率，有文献指出，叶顶尖隙对效率的影响比轴向间隙的影响要强得多，设计向心式透平时建议将叶顶间隙控制在以下范围内：

$$\bar{\Delta}_z = \frac{\Delta_z}{l_1} = 0.05 \sim 0.10 \quad (4.5)$$

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{l_2} = 0.015 \sim 0.03 \quad (4.6)$$

叶轮入口的叶片高度要略大于导叶栅出口的叶高，以形成一定数值的叶片覆盖度，所以设计透平是要留有一定的轮盘盖度，其数值利用下式确定：

$$\overline{\Delta_1} = \frac{\Delta_1}{D_1} = 0.01 \sim 0.02 \quad (4.7)$$

叶间流道的子午截面宽度用 B_z 表示。

$$\overline{B_z} = \frac{B_z}{D_1} = 0.25 \sim 0.33 \quad (4.8)$$

为了改善叶片的强度、振动特性以及叶轮中流场的形状，目前多采用较大的 $\overline{B_z}$ 。

4.4.4 有机工质透平热力计算

通过上述缸套冷却水余热回收系统的整体循环计算已经确定了透平的进出口参数，接下来对向心式有机工质透平进行一维设计的热力计算。根据相应的设计准则和经验参数，编写详细的透平热力计算应用程序，工质物性数据来自 Refprop 软件在 EXCEL 表格的宏调用功能，经过不断的参数优化，最终确定了如下设计方案，如表 4.7 所示。

表 4.7 有机工质透平变工况的热力参数计算结果

参数名称	单位	100%		85%		75%	
主机负荷							
环境温度	°C	25	45	25	45	25	45
热水流量	kg/s	6.4	5.9	5.6	5.2	5.1	4.7
叶轮转速	rpm	11800	12000	12500	12500	12500	12500
反动度		0.47	0.42	0.4	0.4	0.39	0.39
叶轮入口处直径	mm	265					
轮径比		0.7					
导叶栅进口处直径	mm	340					
导叶栅出口处直径	mm	280					
导叶栅出口叶片宽度	mm	10.8					
叶轮入口叶片高度	mm	11					
叶轮出口叶片高度	mm	27					
导叶栅速度系数		0.95					
叶轮速度系数		0.85					
速度比		0.7					
导叶栅叶片数		29					
叶轮叶片数		17					
导叶栅出口气流角	°	21	20	19	17	17	16
叶轮进口相对气流角	°	94	88	91	89	91	91
叶轮出口相对气流角	°	36	36	36	36	36	36
叶轮出口绝对气流角	°	106	116	127	129	131	133
导叶栅出口马赫数		1.17	1.17	1.18	1.19	1.20	1.26
叶轮出口绝对马赫数		0.90	0.82	0.76	0.72	0.71	0.69
相对内效率		0.804	0.817	0.823	0.83	0.832	0.834
功率	kW	145	136	129	121	119	111

4.5 船舶主机余热利用的组合与改进

船舶主机余热利用有两种基本方式：一种是通过部分柴油机尾气直接驱动动力涡轮做功；另一种是对余热进行回收利用供船舶配套系统使用。本文主要对船舶主机的尾气余热以及缸套冷却水余热两种利用方式进行组合和改进。

具体的设计思路是根据船舶主机余热不同的利用方式开发一种高效的联合发电系统，该系统包括缸套冷却水 ORC 发电系统、一个动力涡轮、若干个高效涡轮增压器、一个发电机、一个同步转换离合器和两个减速齿轮箱及相应的控制系统组成。发电机、有机工质透平和动力涡轮之间分别连有减速齿轮箱，其中动力涡轮和有机工质透平之间还布置 SSS 离合器，这样两个透平既可以单独使用，又能组成联合动力余热回收系统，一起将发出的电能并入船舶的电网中，联合循环系统如图 4.7 所示。

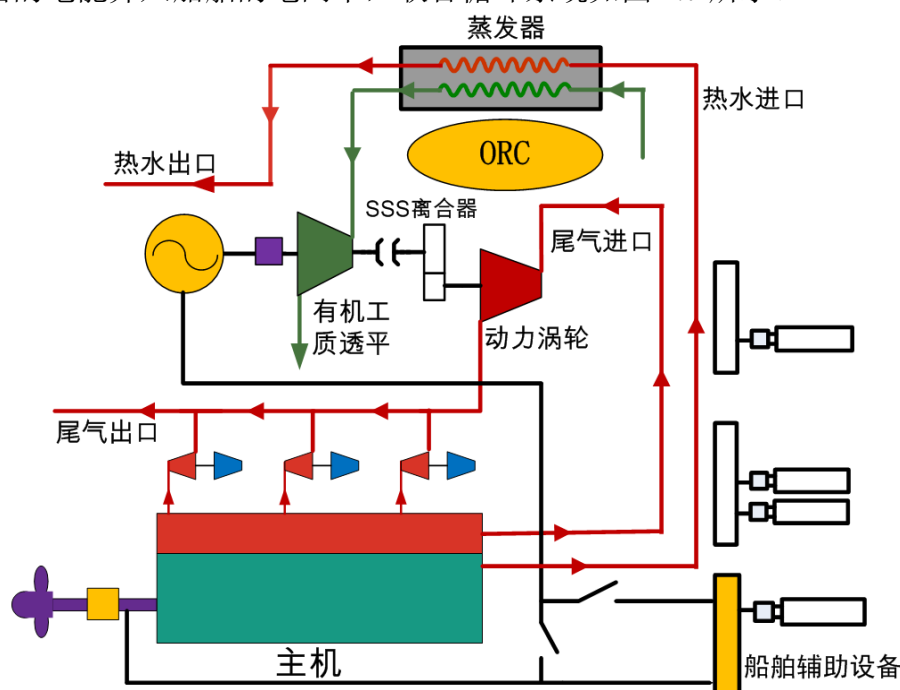


图 4.7 主机余热利用联合发电系统示意图

动力涡轮是利用主机尾气直接驱动工作，此动力涡轮同样采用高效的单级向心式透平。根据 MAN 公司提供的尾气参数以及向心式透平相应的设计准则，对动力涡轮的六个工作条件进行一维热力计算，最终确定方案如表 4.8 所示。

表 4.8 动力涡轮变工况的热力计算结果

参数名称	单位	100%		85%		75%	
		25	45	25	45	25	45
主机负荷							
环境温度	°C	25	45	25	45	25	45
烟气流量	kg/s	1.94	1.79	2.0	1.82	1.84	1.68
烟气压力	MPa	0.420	0.401	0.352	0.337	0.317	0.302
涡轮进气温度	°C	478	528	444	491	420	467

涡轮排气温度	°C	291	329	287	325	276	320
涡轮排气压力	MPa	0.104					
叶轮转速	rpm	30000	31000	29000	30000	28000	28000
反动度		0.59	0.52	0.67	0.56	0.60	0.66
叶轮入口直径	mm	305					
轮径比		0.62					
导叶栅进口处直径	mm	400					
导叶栅出口处直径	mm	320					
导叶栅出口叶片宽度	mm	13					
叶轮入口叶片高度	mm	14					
叶轮出口高度	mm	55					
导叶栅速度系数		0.97					
叶轮出口内径	mm	134					
叶轮出口外径	mm	244					
叶轮速度系数		0.92					
导叶栅出口绝对气流角	°	17	16	20	19	20	20
叶轮进口相对气流角	°	90					
叶轮出口绝对气流角	°	88.8	89.7	89.4	83.9	87.35	86.0
导叶栅叶片数		26					
叶轮叶片数		20					
速度比		0.7	0.71	0.74	0.75	0.75	0.74
涡轮定熵效率		0.855	0.867	0.846	0.863	0.858	0.851
机械效率		0.98					
涡轮功率	kW	388	376	338	324	281	262

通过计算得出结论，余热回收联合循环系统可大概回收主机功率的 5%~7%，比较有效的对废热进行回收，减少船舶主机和辅助发电机的维护，获得较高的经济效益。值得一提的是，该联合系统可以降低船舶主机的排放水平，并在较低负荷时仍能够安全运行，具有较高的兼容性。

4.6 本章小结

本章建立了船舶主机缸套冷却水余热回收系统的设计方案，确定了最终循环计算方案，有机工质透平和动力涡轮的热力设计，以及建立两者的联合循环发电系统，为此在远洋货轮上建立起了比较完备的余热回收系，可以得出以下结论：

1、根据整体能量守恒原则对缸套冷却水余热回收循环系统编写计算程序，通过分析和验证，发现蒸发器的设计在实际工程应用中无法实现；改变设计思路，以蒸发段、过热段换热守恒为核心重新编写合理的循环计算程序。

2、通过循环计算结果看出系统热源利用率不高，改善循环方式，效率在原来循环

基础上增加 1.5%左右，热水排放温度降低，同时达到余热回收利用和节能减排的效果。

3、有机工质透平设计适合采用单级向心式透平，依据相应的设计准则和经验参数对有机工质透平和动力涡轮进行变工况热力计算。

4、建立柴油机尾气余热以及缸套冷却水余热的联合发电系统，方便灵活，运行安全，适合船舶应用，联合发电系统大概回收主机功率的 5%~7%。最后对动力涡轮进行详细的变工况热力设计计算。

第 5 章 有机工质透平三维设计与 CFD 模拟

5.1 有机工质透平设计

结合第 4 章船舶主机缸套冷却水余热回收系统方案，选择船舶主机工作环境温度 25℃、85% 负荷工况下的有机工质透平为设计目标，对其进行三维叶片造型，并利用 CFD 软件对透平流场进行三维定常及非定常数数值模拟。

5.1.1 设计方法

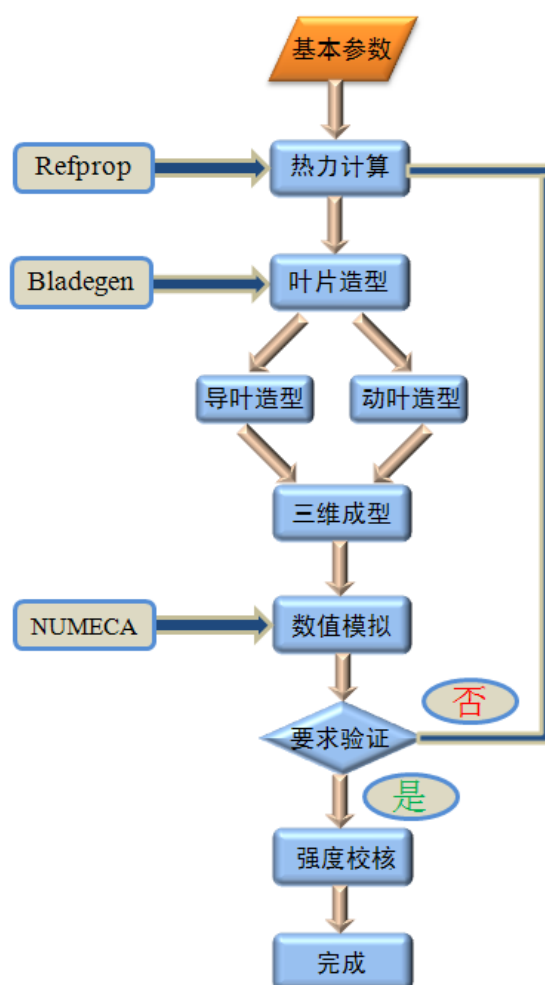


图 5.1 透平的设计方法

三维叶片造型软件使用 ANSYS 中的 Bladegen 模块，有很多现有的模型可供选择，如子午流道造型设计，导叶栅及叶轮的三维造型都可以完成，操作简单，可视化强。

叶片造型工作完成后，将包含其参数的文件导入到叶轮机械计算软件 NUMECA 中进行 CFD 模拟，分析其内部流场的热力参数是否满足一维参数设计要求，如果不符合重新进行一维热力计算，如此往复直到符合要求为止，如图 5.1 所示。

5.1.2 总体设计参数

依据第 4 章的缸套冷却水余热回收系统循环计算方案,以 R141b 为有机工质的向心式透平的总体设计参数如表 5.1 所示。

表 5.1 有机工质透平总体设计参数

工质	R141b	
流量	5.57	kg/s
进口总压	0.544	MPa
进口总温	364.45	K
出口静压	0.133	MPa

5.1.3 热力计算

第 4 章船舶主机缸套冷却水余热回收系统方案中主机在工作环境温度 25℃、85% 负荷工况下的有机工质透平一维热力参数计算如表 5.2 所示。

表 5.2 有机工质透平的热力参数计算

参数名称	符号	单位	设计值
流量	G	kg/s	5.57
叶轮转速	n	rpm	12800
反动度	Q		0.4
叶轮入口直径	D_1	mm	260
轮径比	\bar{D}_2		0.7
导叶栅进口处直径	D_0	mm	338
导叶栅出口处直径	D_n	mm	276
导叶栅出口叶片宽度	l_n	mm	11
叶轮入口叶片高度	l_1	mm	12
叶轮出口叶片高度	l_2	mm	30
导叶栅速度系数	φ		0.95
叶轮速度系数	ψ		0.85
导叶栅出口绝对气流角	α_1	°	18
叶轮进口相对气流角	β_1	°	91
叶轮出口相对气流角	β_2	°	36
叶轮出口绝对气流角	α_2	°	130
导叶栅叶片数	Z_n		29
叶轮叶片数	Z_1		17
导叶栅出口绝对马赫数	M_{1t}		1.25
速度比	\bar{u}_1		0.70
叶轮出口绝对马赫数	M_{2t}		0.73
相对内效率	η		0.829
功率	N	kW	137

5.1.4 导叶栅三维设计

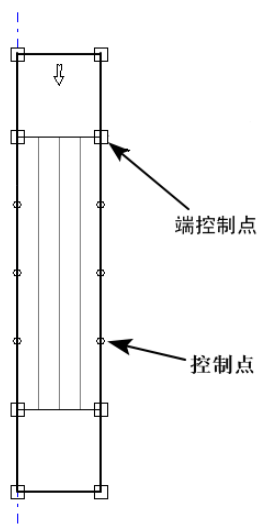


图 5.2 导叶栅流道设计

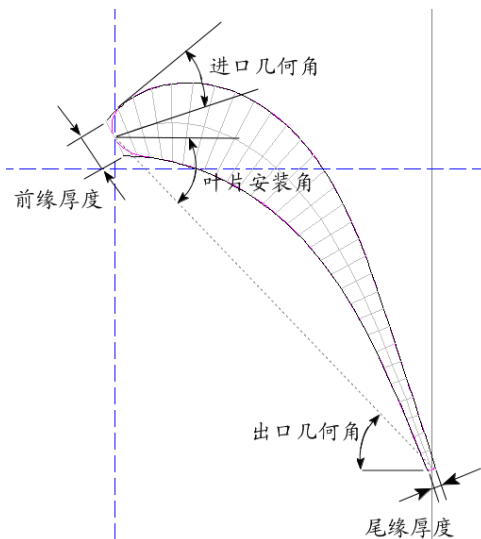


图 5.3 叶片设计及主要参数

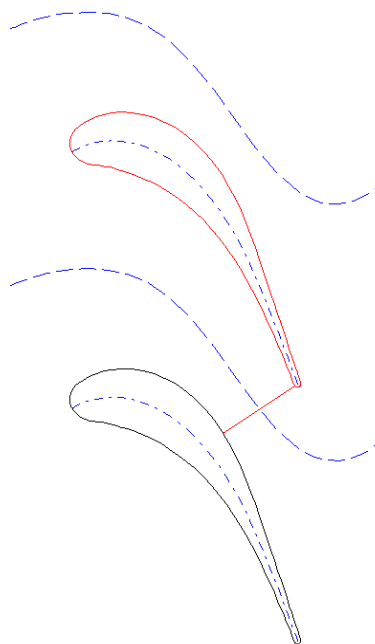


图 5.4 设计渐缩形导叶栅通道

BladeGen 是 ANSYS BladeModeler 模块的一个组成部分，BladeModeler 软件是针对叶轮机械部件快速三维设计的一种专业、易于使用的工具。该软件可以用来设计轴流式、混流式和向心式的叶片，应用在泵、压缩机、风扇、鼓风机、涡轮、扩张器、涡轮增压器和导风轮等。结合 ANSYS Inc 将透平的专业知识拓展到对用户友好的图形化界面中，只需输入叶片的几何进出口角、叶片安装角、叶轮偏向角、叶片数就可以了。结合子午轮廓线，运用贝塞尔曲线和非均匀有理样条曲线调整，完成叶片的三维造型，如图 5.2 和图 5.3 所示。

根据透平一维热力计算结果确定导叶栅采用渐缩形通道。导叶栅出口存在斜切部

分，当出口背压小于喉部膨胀的临界压力时，出口截面能够获得超音速的气流，此时导叶栅斜切部分起到了缩放形超音速叶栅流道的渐扩段的作用。合理使用斜切部分的膨胀能力，可以利用亚音速叶栅获得所需要的超音速气流，使向心式透平能够承受较高压降^[65,66]，如图 5.4 所示。

渐缩形叶栅主要有两个优点：首先，相比于缩放叶型，渐缩形叶栅结构简单，加工工艺简单。其次，导向叶栅利用斜切部分的膨胀能力具有比较好的变工况性能。当导叶栅前后压比发生变化时，渐缩形导向叶栅的流动效率变化较小，而缩放形叶栅在设计工况下经精心设计与仔细加工可能具有较低的流动损失，但是在非设计工况下流道效率下降的比较快^[65,66]。本文研究的有机工质透平应用在船舶主机的余热利用回收系统，要不断地面临主机变负荷工作的情形，应用渐缩形叶栅斜切部变工况的优点，更有利于透平工作的稳定性。

有机工质通常具有较小的比容，通流能力小，导致透平的整体几何尺寸也比较小。导叶栅的叶高低，为此采取直叶片造型。

5.1.5 叶轮设计方案

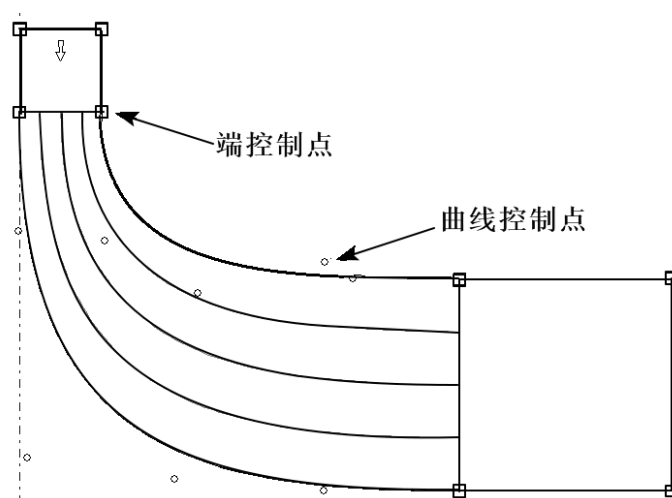


图 5.5 叶轮子午流道轮廓线

图 5.5 表示叶轮子午流道轮廓线，叶轮进口直径以及出口轴向宽度都可以通过端控制点来调整，轮毂和轮盖轮廓线的形状则通过贝塞尔曲线的控制点进行调整。叶片造型主要是调整叶片厚度分布和进出口角度来设计完成的，叶轮三维视图如图 5.6 所示。

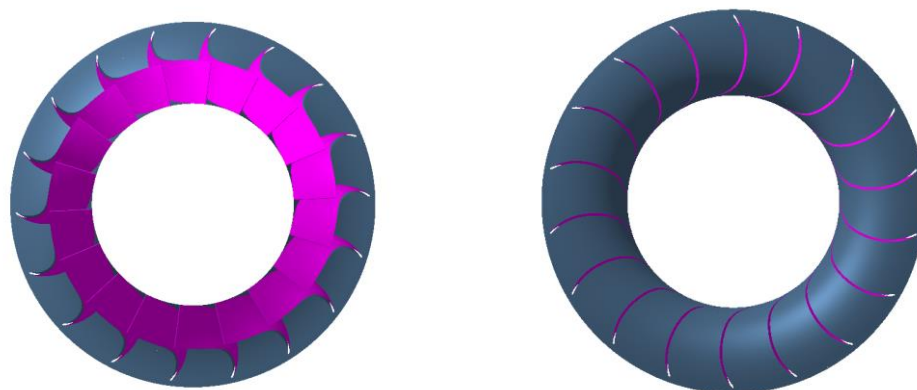


图 5.6 叶轮三维视图

5.2 数值模拟方法

利用 CFD 商业软件 NUMECA 对透平数值模拟，NUMECA 是目前国际上公认的最专业的针对旋转机械内部流动的计算软件。网格划分应用 IGG/AUTOGRID 5，求解器应用 FINE/TURBO，后处理应用 CFVIEW。

5.2.1 算法

本文采用时间相关法对 RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equation) 方程组进行了求解。采用格子中心式有限体积法进行空间离散，离散格式选择为中心差分格式，时间项采用 4 阶 Runge-Kutta 法进行离散，在非定常计算中采用 Jameson 提出的双时间步法及 Domain Scaling 方法，湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型，采用多重网格、隐式残差光顺法等加速收敛技术。

5.2.2 计算网格

对有机工质透平进行定常与非定常三维计算，用 IGG/AUTOGRID 5 进行网格划分。非定常计算中对叶片进行约化处理，导叶栅与叶轮叶片数之比为 3:2，采用 3 个静叶通道和 2 个动叶通道的多通道计算。定常及非定常的中展面网格如图 5.7、图 5.8 所示。

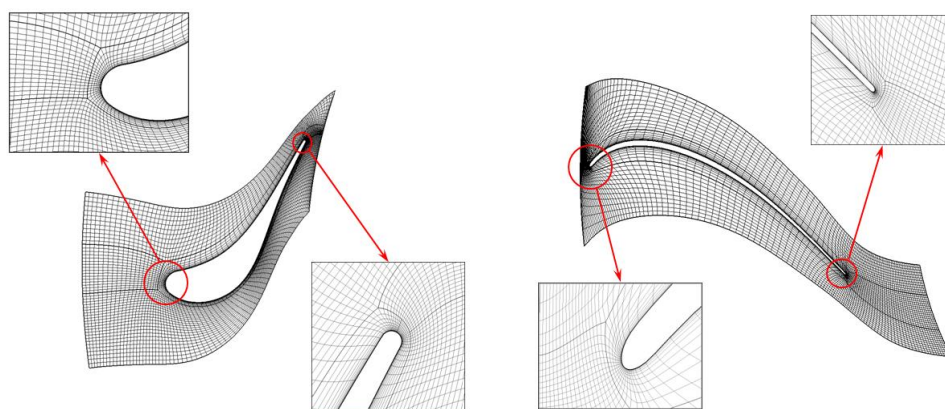


图 5.7 定常计算叶片网格

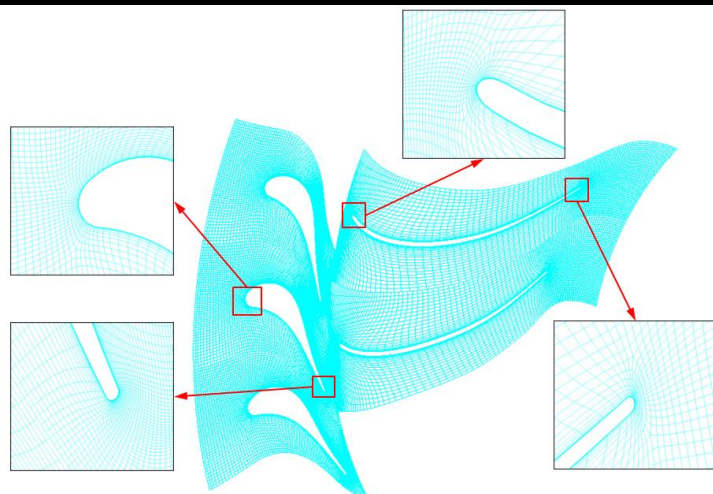


图 5.8 非定常计算叶片网格

5.2.3 边界条件

透平的进口总温设定 364.45K，总压设定 0.544MPa，气流沿径向进气，轴向和周向无速度，出口静压设定 0.133MPa，壁面采用无滑移边界条件，动静叶交界处采用混合平面法，多通道边界满足周期性条件。

5.2.4 初始条件

在定常计算中，初场给定导叶栅进口静压及动静交界面静压，定常计算的收敛结果作为非定常计算的初场。

5.3 计算结果分析

5.3.1 导叶栅三维流动分析

首先考察定常计算中导叶栅内部流道的气体流动，如图 5.9、图 5.10 所示。

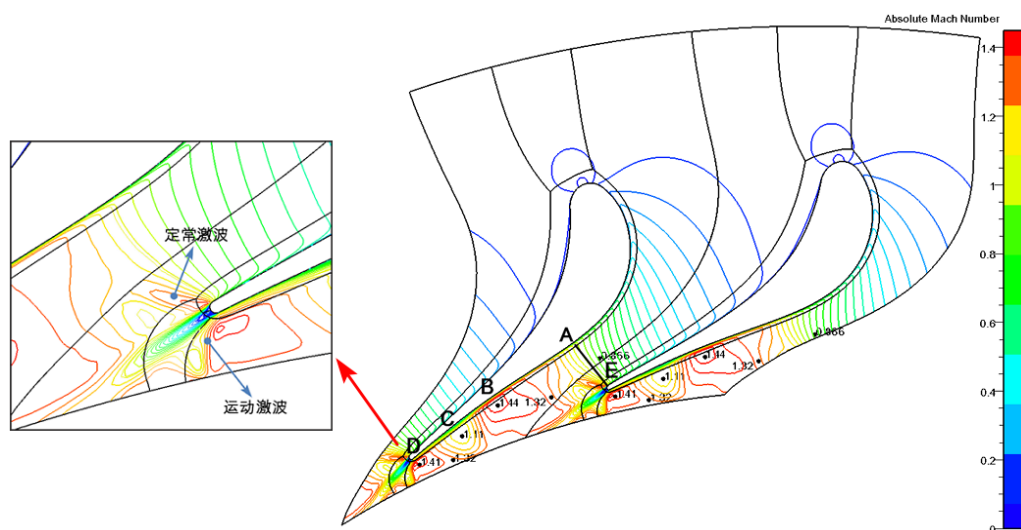


图 5.9 导叶栅马赫数分布图

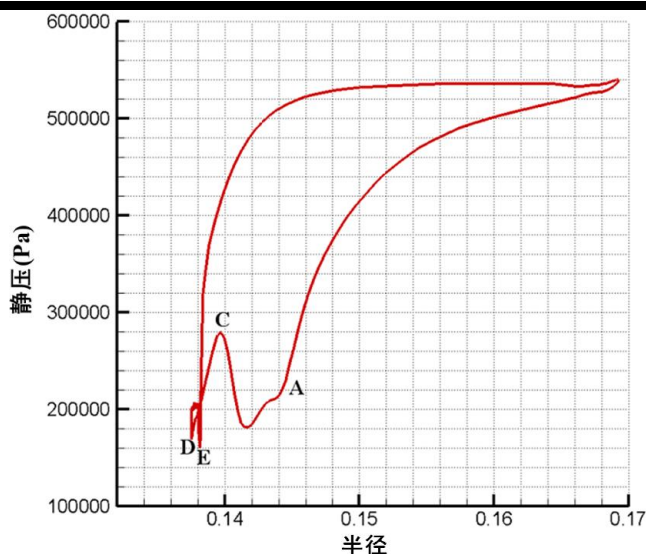


图 5.10 导叶栅表面压力曲线

图 5.9 和图 5.10 显示的是导叶栅流道马赫数以及静压的分布情况。导叶栅为后加载式，叶栅前缘点吸力面和压力面的横向梯度较小，横向的二次流损失不大。受进口气流角的影响，在前缘点气流入口处压力略有波动。在 0.15~0.17 半径处压力面静压分布均匀，基本上保持不变。在 0.15 半径处以前压力面静压急转直下，在尾缘点产生压力震荡。导叶栅的尾缘 E 点成为流场的一个扰动源，气流在喉部达到音速，扰动不能上溯至喉部截面之前，气流在斜切部继续膨胀加速。扰动中气流以音速向四周传播，出现了所谓的“鱼尾”激波，也就是在导叶栅的尾缘出现了两道激波，将产生于压力面的激波叫做内伸波，也称作定常激波，它是由膨胀波和压缩波系组成，顾名思义，定常激波的位置和强度随时间的变化很小。将产生于吸力面的激波叫做外伸波，外伸波的位置和强度随时间的变化较大，也称外伸波为运动激波，它是由压缩波系组成。压力面由于内伸激波的影响尾缘瞬间压力升高，逆压区较小，通过激波后气流在斜切部分继续膨胀加速，这与马赫数等值线图中所示的激波位置相一致。

气流在吸力面喉部以前均匀加速膨胀，在导叶栅出口受压力面产生的内伸波干扰，气流加速有所减慢，但是受干扰的影响不大。从图中还可以看出，吸力面上的压力最低点较压力面靠后。

图 5.11 显示的是导叶栅尾缘熵分布，在喉部以后吸力面熵增加速，叶栅的损失增加。从图 5.12 导叶栅尾缘的速度矢量图中可以看出，此过程中壁面附面层逐渐增厚，斜切部 A 点通流面积突然增加，气流高度膨胀加速。当附面层厚度达到一定的数值后在 C 点产生了一组强烈的压缩波，压力升高，气流做减速流动，当气流经过压缩波后继续以较大的速度梯度膨胀到叶片的吸力面尾缘 D 点结束。导叶斜切部分的膨胀能力被充分利用了，但是出口截面的压力继续降低，气流突然膨胀产生外伸波，造成比较大的流动损失。

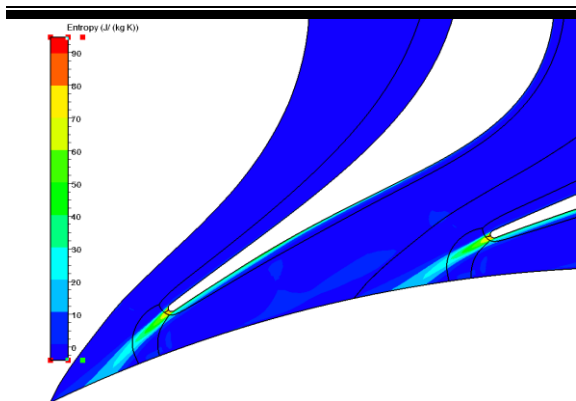


图 5.11 导叶栅尾缘熵分布

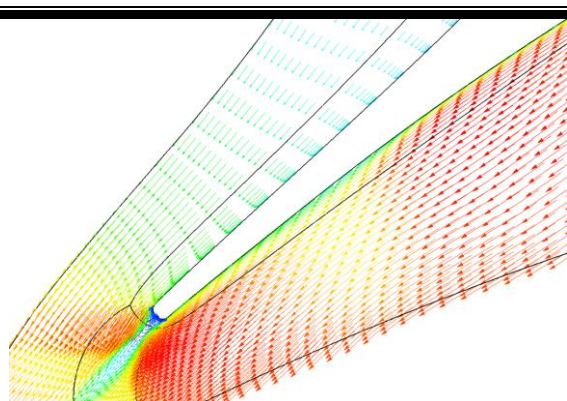


图 5.12 导叶栅尾缘速度矢量分布

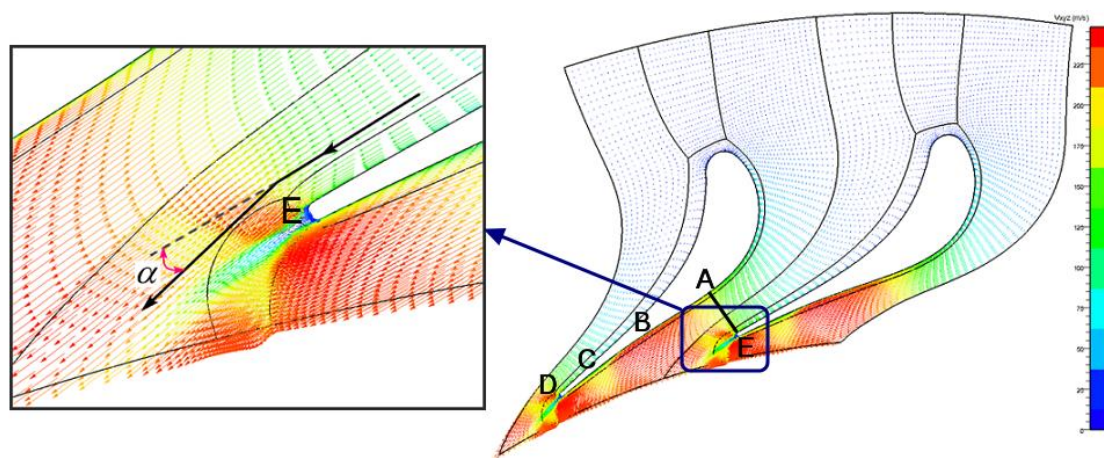
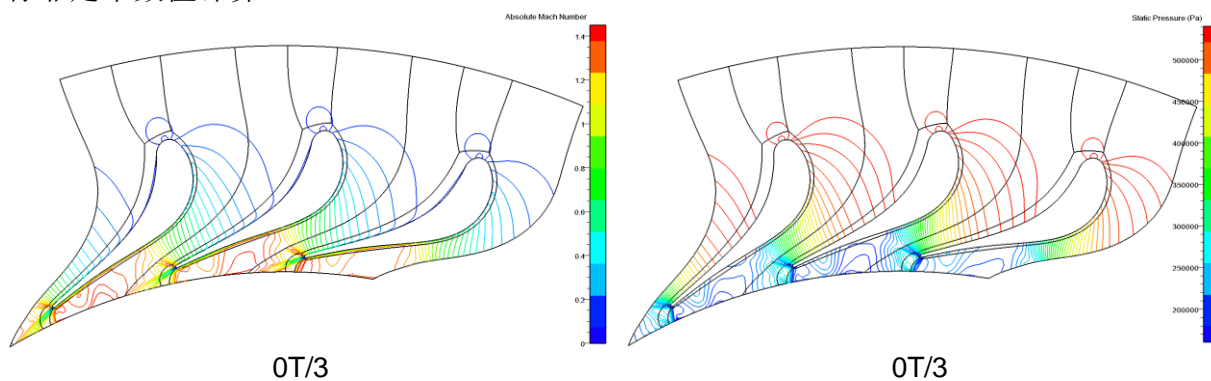


图 5.13 导叶栅尾缘转折点的速度矢量图

图 5.13 表示的是导叶栅的速度矢量图。从图中可以看出，当气流通过这组内伸激波后，不但压力下降，同时流动方向还发生了偏转。在斜切部气流仅仅受到壁面 AD 的作用，在侧向力的不断作用下气流逐渐偏离流道的几何轴心线，换句话说，气流将在斜切部分围绕 E 点偏转一个 α 角度，此偏转角的数值取决于透平膨胀比的大小。DE 截面之后的气流参数就等于出口截面的气流参数。

定常计算采用的是时均计算结果，为了更好的观察不同时刻流场变化特点，本文进行非定常数值计算。



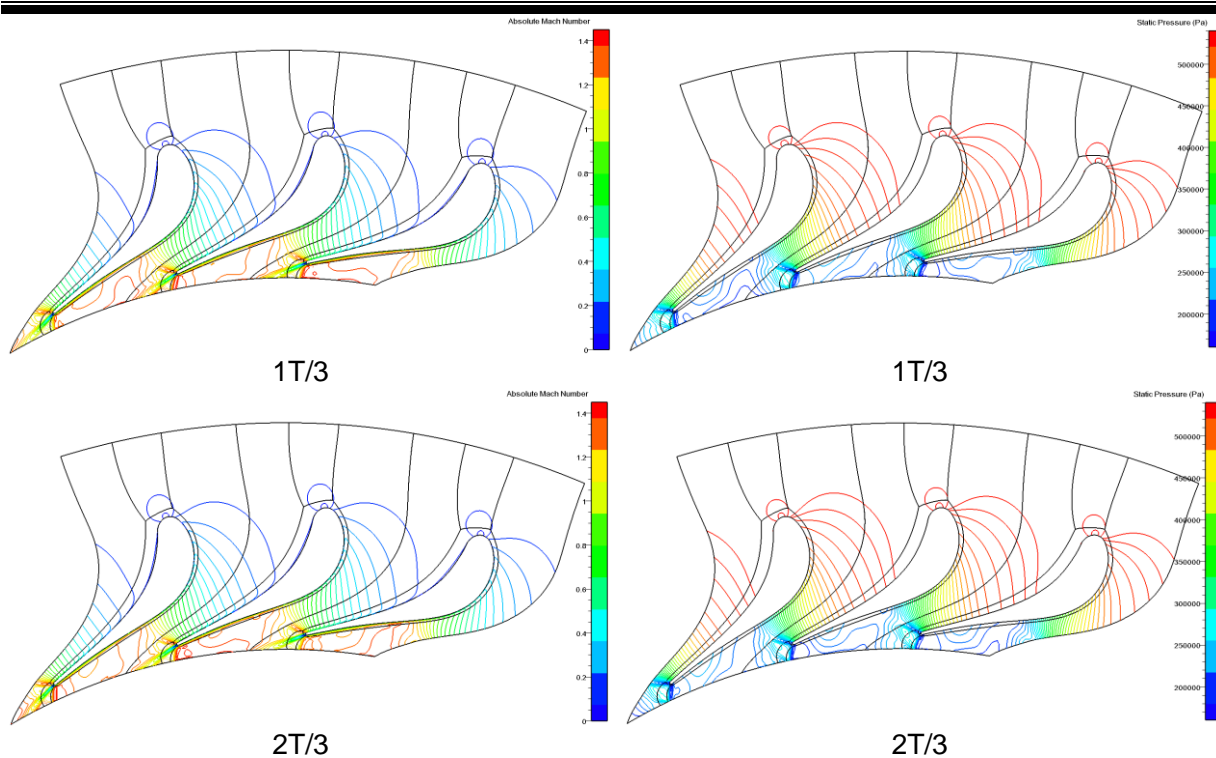


图 5.14 一个周期内导叶栅中截面的马赫数和静压分布

图 5.14 表示的是一个周期内导叶栅中截面的马赫数以及静压分布图。从图中可以看出，一个周期内同一流道在不同时刻的流场分布不相同，相同时刻不同流道之间的流场分布也不尽相同。以中间导叶栅表面静压为例，如图 5.15 所示，表明一个周期内三个不同时刻叶片表面压力的变化。从图中可以看出，叶片压力面在不同的时刻的压力分布几乎没有改变，尾缘压力震荡的改变量也非常小，不难理解内伸波被称为定常激波的原因。叶片背弧受内伸波的影响，吸力面压力变化明显，随着流动时间推移，背弧流场受内伸波的干扰越来越大，甚至产生逆压力区，同时斜切部产生的压缩波流动损失则越来越小。

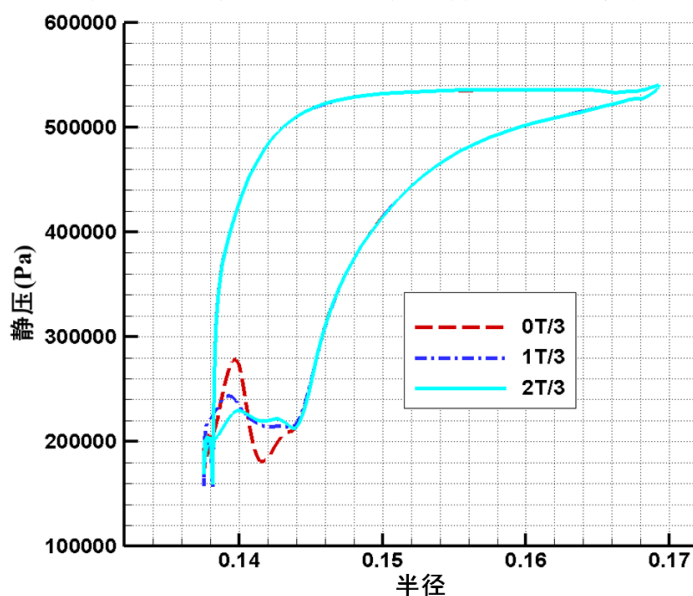


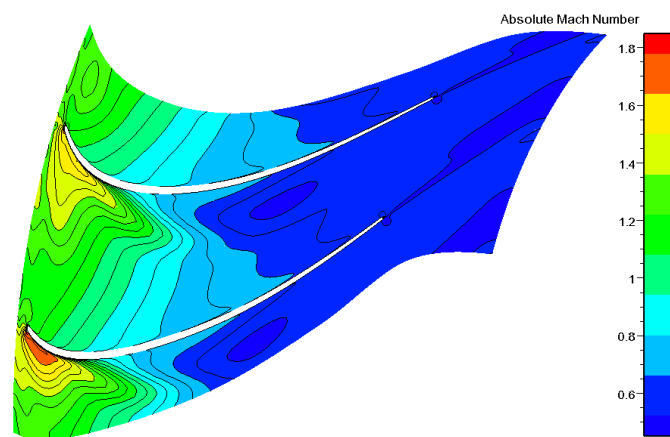
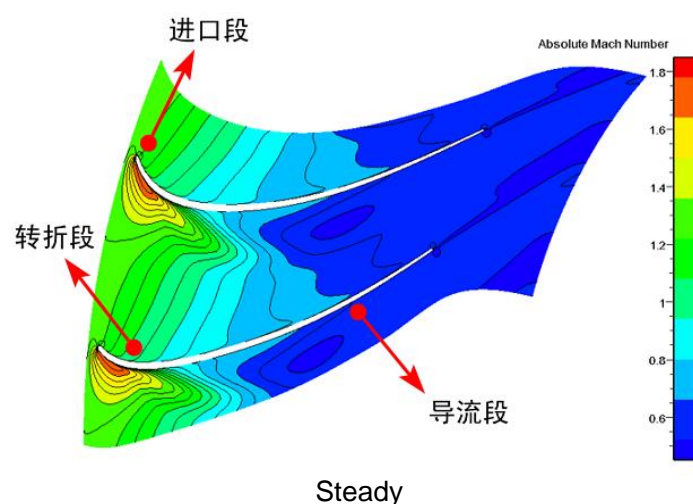
图 5.15 一个周期内导叶栅中截面的压力分布

5.3.2 动叶三维流动分析

叶轮流道主要分为三个部分：进口段、转折段和导流段。导叶栅出口的气流主要位于径向一周向的平面内，进入叶轮流道内膨胀做功。动叶进口段处的热负荷最大，因此进口段设计的好坏对叶轮做功能力的影响尤为重要。

叶轮转折段的叶栅结构既有径向—轴向的转折，又具有径向一周向的弯曲，加之叶轮高速旋转产生的哥氏力和离心力共同作用，在流道内形成复杂的三维流动，具体表现为非常明显的次流。由于叶栅边界层中的低能流体迁移堆积，在动叶吸力面产生的流动损失非常明显。

叶轮导流段的叶栅结构基本位于轴向一周向的回转面内，叶轮工作过程中的径向分速度逐渐减小，但是这部分的气体流动仍然复杂多变。导流段位于低压区，容易出现局部的跨音速流动。导流段形成叶轮的喉部及流道的斜切部分，由于动叶出口处的叶片高度比较大，轮毂和轮盖处的流动特点有很大区别。轮毂处容易发生堵塞，尾迹损失明显；轮盖处气流容易发生分离，气流角易于偏转。



0T/3

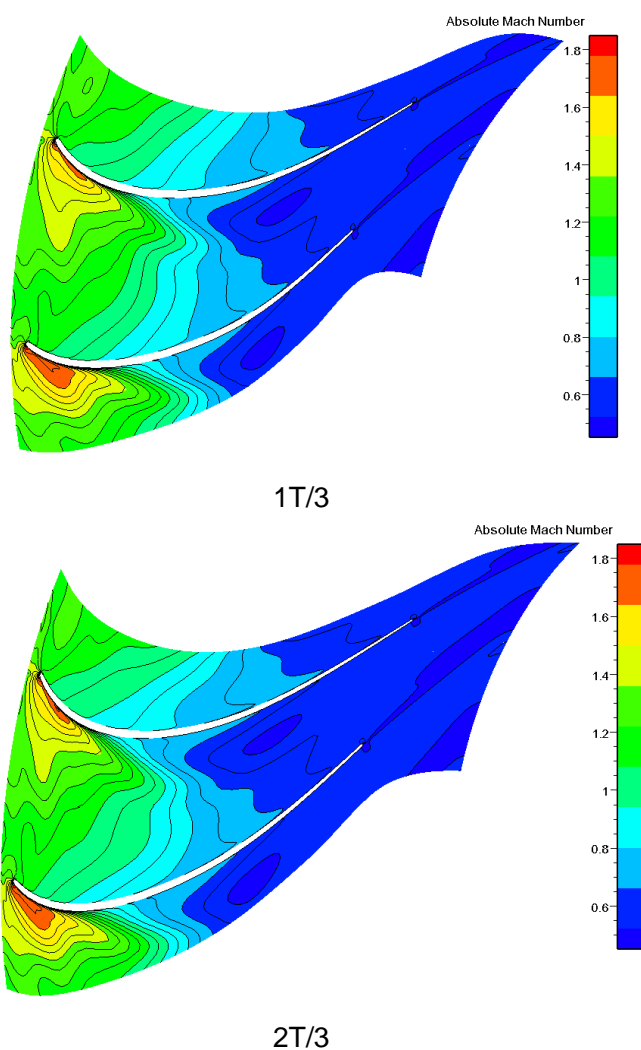


图 5.16 一个周期内动叶中截面的马赫数分布

图 5.16 显示的是动叶中截面的马赫数分布图。高速气流进入动叶通道后，在吸力面膨胀加速，获得较高的马赫数。从图中可以看出，动叶进口段吸力面和压力面上的气流马赫数都比较高，热负荷最大。动叶转折段的初始阶段气流流速快，马赫数最高达到了 1.9。当气流通过转折段后在吸力面处产生分离，形成一组压缩波，增大了流动损失。压力面气流膨胀比较均匀，无明显的损失出现。最后气体通过导流段后膨胀结束。

观察非定常计算中一个周期内三个时刻的流场变化。可以看出随着时间的推移，动叶吸力面最大马赫数的位置逐渐向后移动，高马赫数区域变大。受吸力面压缩波的影响，下一个动叶的压力面气流膨胀变得不再均匀。

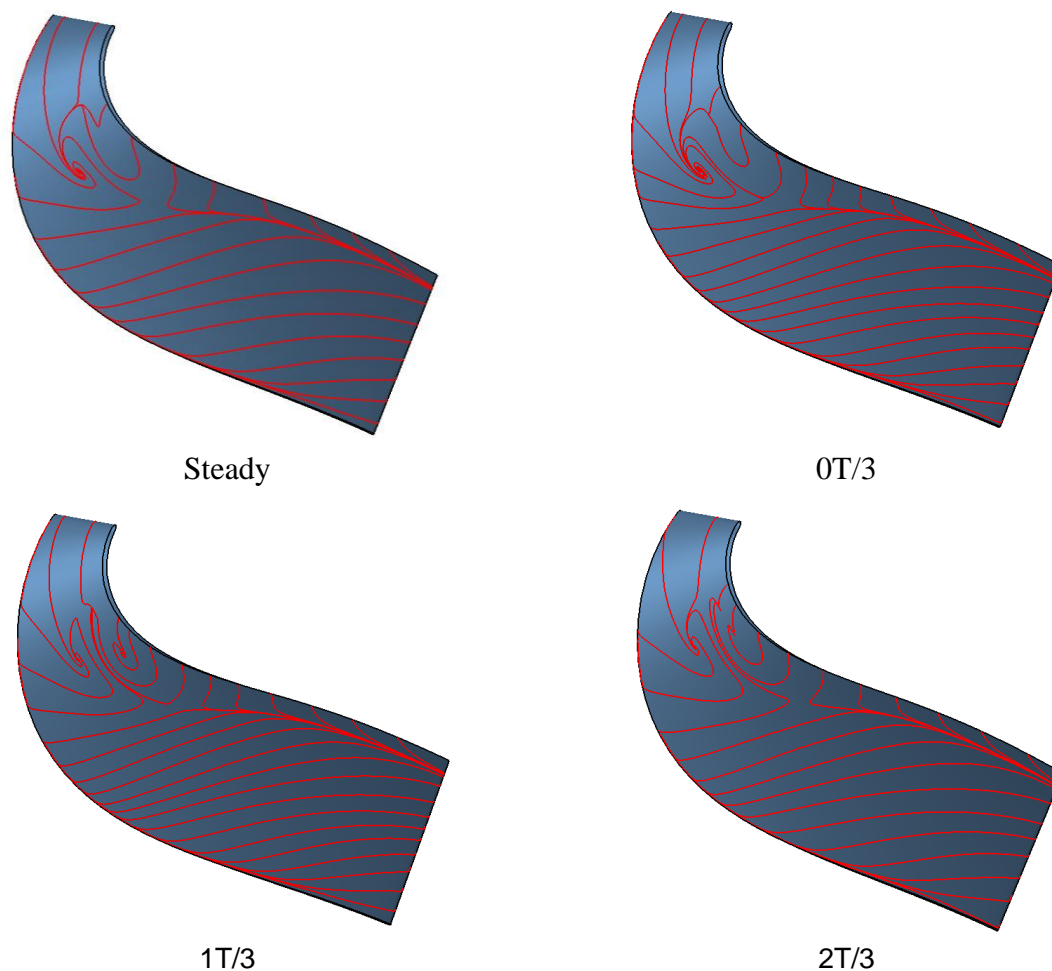


图 5.17 一个周期内动叶吸力面的极限流线分布

图 5.17 显示的是动叶吸力面表面极限流线的分布情况。在动叶的进口段，气流主要是在径向一周向的平面内流动，流场较好，叶片表面极限流线分布比较均匀。在动叶的转折段产生明显的涡，此时的气流速度膨胀到最大值，流动损失最大，这是气流在转折段处气流复杂的三维流动的结果。在导流段处，表面极限流线分布比较均匀，由于叶轮的高速旋转，动叶的轮毂和轮盖存在压力差，使得两侧的流线向中间挤压汇合，在靠近轮盖端形成了一条非常明显的分离脊线，一直延伸到叶轮的出口。

观察非定常计算中一个周期内不同时刻流场的变化。可以看出随着时间的推移，转折段处涡的形状变得越来越不规则，并呈现向下游发展的趋势。

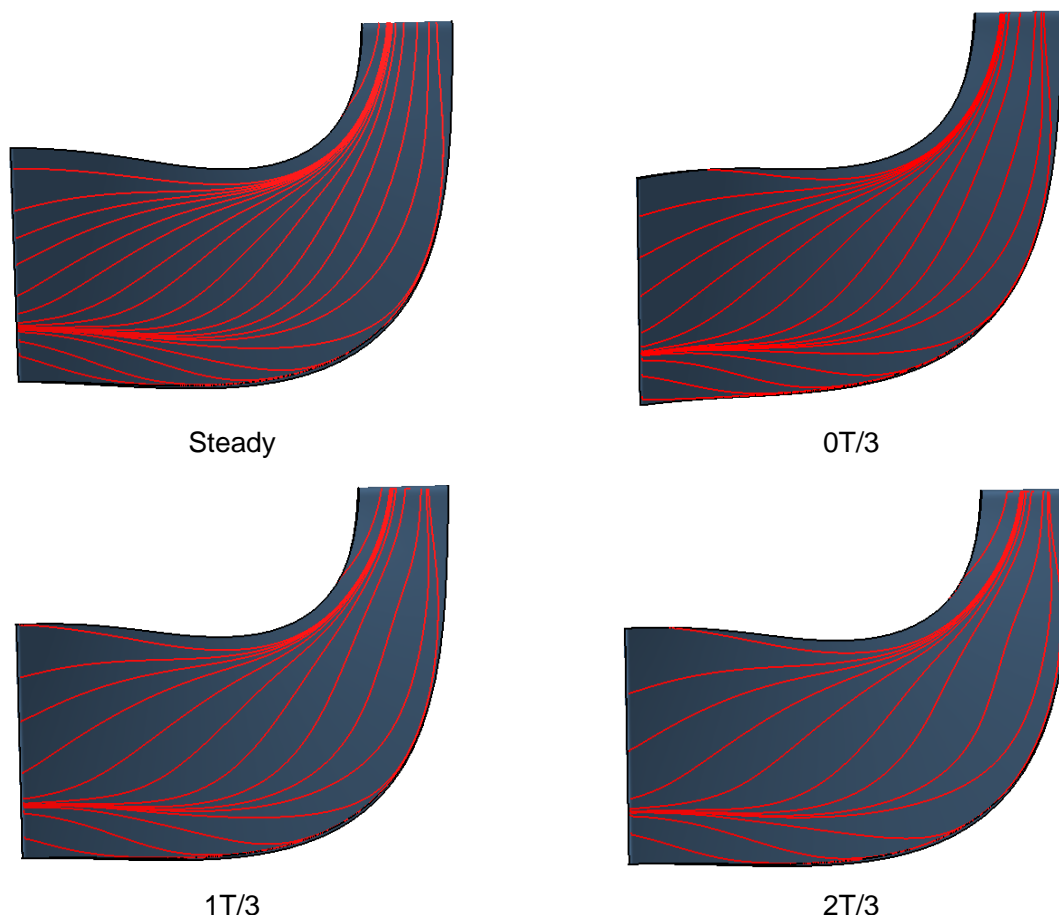


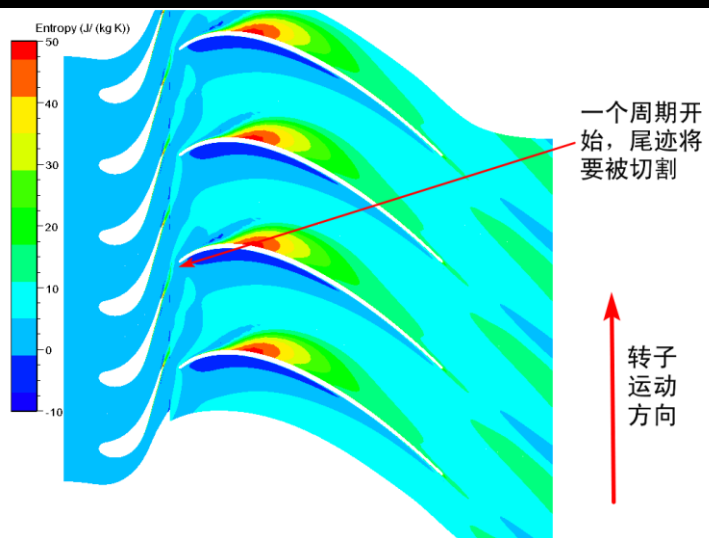
图 5.18 一个周期内动叶压力面极限流线分布

图 5.18 显示的是动叶压力面表面极限流线的分布情况。从图中可以看出，压力面的流线分布要好得多，在转折段处气流平稳过渡。在叶轮的进口段和转折段，由于轮毂处的压力比较大流线向轮盖处汇集，在轮盖附近形成了一条明显的分离脊线。在导流段轮盖处的压力大于轮毂出的压力，表面极限流线向轮毂处汇集，在轮毂附近形成了一条明显脊线。在非定常的计算中，一个周期的不同时刻压力面的表面极限流线分布变化不大，流场比较稳定。

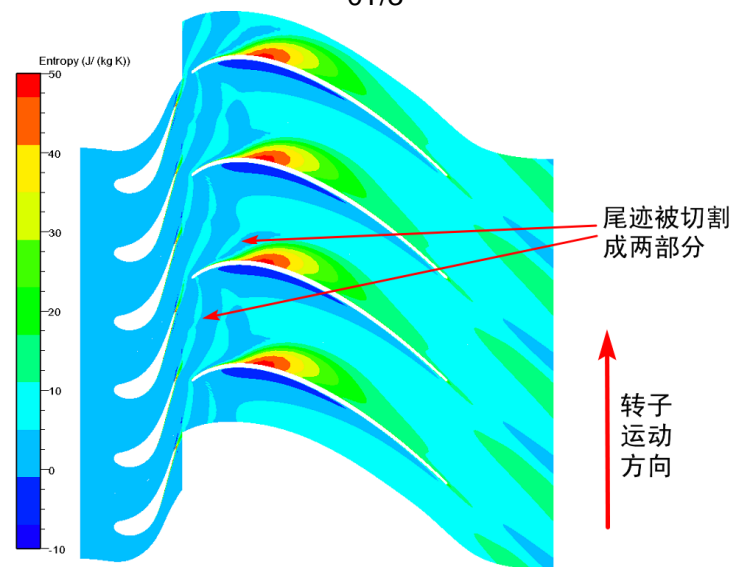
5.3.3 尾迹运动数值模拟

透平导叶栅的出口存在尾迹损失，它能够穿越动静叶交界面影响到下游叶轮动叶表面附面层的发展，导致动叶表面附面层突然转捩现象的发生，由此带来的热力负荷都要发生改变，尾迹过后动叶的附面层恢复原样。

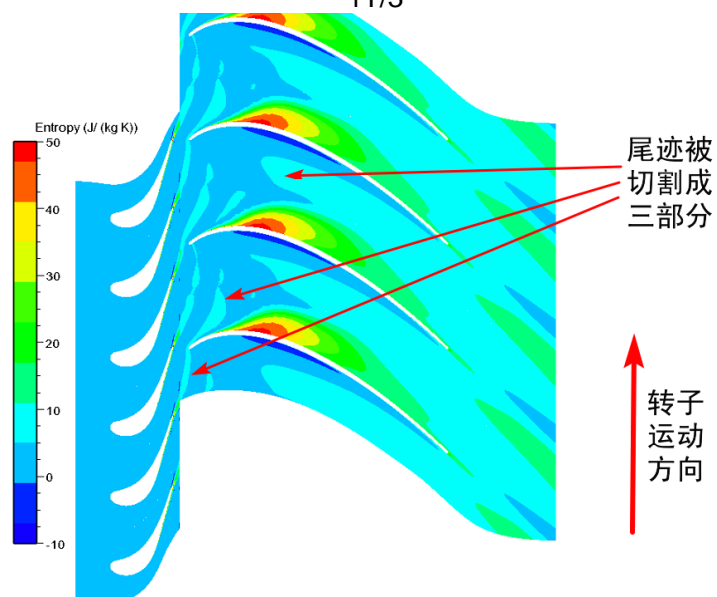
本文主要研究叶片通道中展面内的尾迹损失对动叶产生的影响，由于导叶栅尾迹的损失比较大，其熵值要比主流区高，所以选择熵参数来观察流道内气流在不同时刻的变化规律，这样更有利于通过对现象的分析来了解问题的实质。



0T/3



1T/3



2T/3

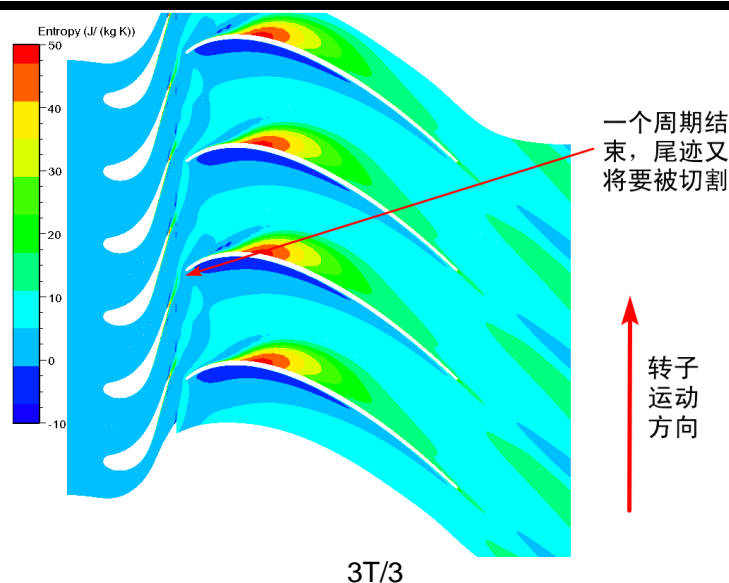


图 5.19 一个周期内动静交界面的尾迹熵分布

图 5.19 显示的是叶片中展面一个周期内不同时刻的熵分布情况。将动叶转过一个导叶栅通道的时间设为 3，一个周期开始设为 $t=0T/3$ 时刻，结束设为 $t=3T/3$ 时刻，根据周期性定义， $t=0T/3$ 与 $t=3T/3$ 时刻是相同的，在整个流场中，有两个动叶流道。 $t=0T/3$ 时刻，导叶栅上游的尾迹传递到动叶前缘，将要被第一个动叶切割； $t=1T/3$ 时刻，尾迹被第一个动叶切割为两部分，一部分在叶片的吸力面前缘堆积，另一部分在流道内继续向下游运动。从 CFD 数值模拟的结果中可以看出，尾迹向下游运动的过程中并不是独立存在的，受工质粘性力的影响逐渐与主流区进行掺混。 $t=2T/3$ 时刻，已经切割出的尾迹在流道内继续向下游运动，而另一部分尾迹又被下一个动叶继续切割成两部分，同样一部分尾迹在第二个流道的叶片吸力面前缘堆积，另一部分在第一个流道内继续向下游运动。这样在叶轮流道内，尾迹被两个动叶片切割成三份。分布在叶轮两个不同的流道内。 $t=3T/3$ 时刻，一个运动周期结束，新的周期重新开始。尾迹通过这种周期性的运动作用在动叶上，对其受力状态和热负荷都将产生影响。

经过上述分析，有机工质透平的三维流场是相当的复杂。对导叶栅流场分析中，其在激波、压缩波、尾迹等的共同影响下增大了流动损失。在叶轮流道内，由于动叶进口段气流的压力和速度都比较大，因此叶片负荷比较大；叶片转折段自身的特殊结构加上离心力与哥氏力的共同作用，导致此处流动比较复杂，气流马赫数膨胀到最高值并引起局部分离和涡的产生，流动损失达到最大值；导流段处的气体流动比较平缓，但是动叶的尾迹损失还是很大；观察一个周期内尾迹在动叶流道内随时间的运动轨迹，从而分析尾迹对动叶热力性能的影响。

5.4 本章小结

本章主要针对船舶主机缸套冷却水余热系统的有机工质透平进行叶片三维造型，利用 CFD 软件对流场进行数值模拟，从而了解 R141b 有机工质的流动特性。

首先，根据透平的一维热力计算结果，在 ANSYS-BladeGen 界面下对导叶栅和叶轮进行三维的造型。其次，将叶型数据导入到叶轮机械计算软件 NUMECA 中进行网格划分，通过求解器对透平内部流场进行定常及非定常的数值模拟，不断地对叶型优化。最后，对导叶栅、动叶的内部流场以及尾迹运动进行了比较细致的分析。

结 论

本文针对 MAN 公司 6S50MC-C8.1-TII 型号船用柴油机建立余热回收发电装置，分别对柴油机的尾气余热以及缸套冷却水余热应用有机朗肯循环技术实施废热回收，并对系统进行优化设计。将有机工质透平与动力涡轮两种余热利用方式组合创建联合发电系统，最后对有机工质透平进行叶片三维设计与 CFD 数值模拟。通过研究得出以下结论：

1. 分析 MAN 6S50MC-C8.1-TII 船用柴油机的能量分布图，将柴油机尾气作为热源设计 ORC 余热回收系统，此系统采用带内部回热器的封闭式循环。

2. 根据柴油机尾气的特点以及参照流体的物性数据库，本文选取八种常用的有机流体（R141b、isopentane、R245ca、R245fa、isobutene、isobutane、R12、propane）作为备选工质。主要分析不同情况下影响系统性能的主要热力学参数指标。分别从工质的热物性、不同海域的海水温度变化和柴油机的变负荷工况三个方面考虑，分析采用不同有机工质的条件下，系统所表现出的热力学性能的好坏，最终得出结论 R141b 更适合尾气余热回收系统。

3. 对余热回收系统优化设计，综合考虑柴油机在 80% 的负荷工况下系统处于最佳的工作状态，尾气中有 8.85% 的废热转化为有用功，降低了排放污染，同时每年可节省燃油费用 1, 198, 512 美元。

4. 对柴油机缸套冷却水余热进行余热回收，考虑设备的经济性、安全性同样采用 R141b 作为工质。对余热回收系统编写封闭的循环计算程序，验证表明由于没有合理的分配热源的能量而导致蒸发器的换热过程无法实现。从热源的有效热量角度出发重新编写合理的计算程序，增加预热器改进循环方式，最终确定系统最佳的循环方案。

5. 有机工质透平采用单级向心式，依照循环计算的透平进出口参数以及向心式透平的设计准则对有机工质透平进行详细的热力计算。

6. 创建缸套冷却水余热回收与动力涡轮联合发电系统，该系统方便灵活、运行安全，大约有 5%~7% 的废热转化为有用功。最后，依据 MAN 公司提供的数据对动力涡轮进行具体的热力参数设计。

7. 选择柴油机在 85% 负荷、环境温度 20℃ 的工况下对缸套冷却水余热回收系统中的有机工质透平进行三维叶片造型以及 CFD 数值模拟，主要对导叶栅、动叶的内部流场分析，考察了一个周期内尾迹在动叶流道内随时间的运动轨迹，从而分析尾迹对动叶热力性能的影响，通过不断地优化设计最终设计出符合要求的有机透平。

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

- 刘庆鹤, 郑群, 岳国强, 董士伟, 景晓旭. 船用柴油机尾气回收系统性能分析及优化[C]. 中国工程热物理学会 2012 热机气动热力学学术会议, 2012, 122028.

参考文献

- [1] <http://www.bp.com/sectiongenericarticle.do?categoryId=9041986&contentId=7075554>
- [2] 国家统计局《中国统计年鉴 2012》
- [3] 金晶. 世界及中国能源结构[J].能源研究与信息, 2003, (1)
- [4] BP 世界能源统计,2011
- [5] 邓志茹, 范德成. 我国能源结构问题及解决对策研究[J].现代管理科学, 2009, (6)
- [6] Gupta, Ashwani K., David G. Energy Recovery Opportunities from Wastes. Journal of Propulsion and Power. 1999, 15(2):175-180
- [7] 杨庆娣, 匡江红. 低温余热利用分析[J].节能, 2004, (8):31-33.
- [8] 付延钢, 刘广波.关于余热资源的分类与合理利用的研究[J].一重技术, 2002, (2)
- [9] 谢光明.船舶降速航行的经济性和排放变化分析[D].大连: 大连海事大学.2009
- [10] 刘继川.船舶推进技术与节能[D].大连: 大连理工大学.2009
- [11] 李胜.船舶主机降速节能研究[D].大连: 大连海事大学.2011
- [12] 陈新梅.内河船舶柴油动力装置节能研究[D].武汉: 华中科技大学.2009
- [13] 彭斌.船舶节能技术综述[J].舰船科学技术, 2005, (S1)
- [14] Chengzhi Liu. Transport energy-saving emission reduction countermeasures under the concept of sustainable development[C]. Modeling, Simulation and Visualization Methods (WMSVM), 2010:279-281.
- [15] James J. Corbett, Haifeng Wang, James J. Winebrake. The effectiveness and costs of speed reductions on emissions from international shipping[D]. Transportation Research Part:Transport and Environment, 2009,14(8):593-598.
- [16] 梁和平, 梁杜森.高效低成本柴油机余热利用暖空调设计[J].柴油机, 2002(1):46-49
- [17] 赵耕贤.未来十年船型的优化发展[J].中国船检, 2011, (4)
- [18] 沈苏雯.日本船企加速开发绿色新船型[J].中国船检, 2011, (12)
- [19] 汪峰.C 航运公司船舶节能减排的对策研究[D].大连: 大连海事大学.2011
- [20] 王延平.国际干散货航运市场研究[D].辽宁: 大连海事大学.2005:2-3
- [21] 信海旭.营运船舶船速优化探讨[J].中国水运(下半月刊), 2011, (1)
- [22] 中国石油经济技术研究院. 2011 年国内外油气行业发展报告[R], 2012.2.9
- [23] 王振博. 船舶节能高油价时代航运企业必走之路[J]. 中国远洋航务, 2007, (5)
- [24] 李琳. 我国船舶工业国际竞争力研究[D]. 黑龙江: 哈尔滨工程大学. 2007

- [25] 徐英平.船舶工业关键竞争力国际比较及我国对策[D].辽宁:大连海事大学.2008: 3-5
- [26] 刘家国.我国船舶配套业发展现状及障碍分析[J].科技进步与对策, 2009, (17)
- [27] 何育静.我国船舶配套业国际竞争力分析[J].造船技术, 2008, (6)
- [28] 潘志远, 周兰喜.船舶推进中的节能技术研究[J].江苏科技大学学报(自然科学版), 2011, (5)
- [29] 徐杰.低温热能ORC发电系统研究[D].天津工业大学, 2010
- [30] 冯驯, 徐建, 王墨南, 于立军.有机朗肯循环系统回收低温余热的优势[J].节能技术, 2010, (5).
- [31] Sylvain Quoilin.Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration.[D].[Degree of ElectroMechanical Engineer].Belgium.university of liege faculty of applid sciences aerospace and mechanical engineering department thermodynamics laborator.May 2007
- [32] Rickli JP,Favrat D,Marechal F,Demierre J.Can steam play a role in low to medium power from low temperature heat [R].ASME ATI conference on Energy production,distribution and conservation,Milan,p273-279,May 14-18,2006
- [33] Musthafab b.Mohd.Tahir,Noboru Yamada,and Tetsuya Hoshino.Efficiency of Compact Organic Rankine Cycle System with Rotary-Vane-Type Expander for Low-Temperature Waste Heat Recovery[C].International Journal of Environmental Science and Engineering,2010
- [34] 郑浩, 汤珂, 金滔, 王金波, 徐立俊, 项靖麒.有机朗肯循环工质研究进展[J].能源工程, 2008, (4).
- [35] C. Somayaji, P. Mago, L.M. Chamra, Second law analysis and optimization of organic Rankine cycles, in: ASME Power Conference,Paper No. PWR2006-88061, Atlanta, GA, May 2-4, 2006.
- [36] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat[J]. Energy, 1997 (7):661-667.
- [37] Ulli Drescher, Dieter Bruggemann. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2007,(27): 223-228.
- [38] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer. Working fluids for lowtemperature organic Rankine cycles[J]. Energy 2007, (32):1210-1221.
- [39] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori. Design and testing of the Organic Rankine

- Cycle[J], Energy, 2001 (26): 239-251.
- [40] B.T. Liu, K.H. Chien, C.C. Wang. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery[J], Energy, 2004 (29): 1207-1217.
- [41] I.H. Aljundi. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycles[J].Energy,2011 (36): 1196-1202.
- [42] T.C. Hung. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J].Energy Convers, 2001(42): 539-553.
- [43] T.C. Hung, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources[J]. Energy, 2010, (35): 1403-1411.
- [44] H.D. Madhawa Hettiarachchi, G. Mihajlo, W.M. Worek, I. Yasuyuki, Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. Energy,2007, (32): 1698-1706.
- [45] D.H. Wei, X.S. Lu, Z. Lu, J.M. Gu. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery[J]. Energy Convers, 2007,(48): 1113-1119.
- [46] Y.P. Dai, J.F. Wang, L. Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery[J]. Energy Convers, 2009, (50): 576-582.
- [47] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles[J]. Energy 2010, (35): 1033-1039.
- [48] N.B. Desai, S. Bandyopadhyay. Process integration of Organic Rankine Cycle[J].Energy, 2009, (34): 1674-1686.
- [49] K.K. Srinivasan, P.J. Mago, S.R. Krishnan. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle[J]. Energy,2010, (35): 2387-2399.
- [50] 赵巍, 杜建一, 徐建中.微型燃气轮机与有机朗肯循环装置组成联合循环的设计与分析[J].中国电机工程学报, 2009, (29): 15
- [51] 马一太, 龚文瑾, 李敏霞.制冷工质在低温发电中的热力学分析[J].热科学与技术, 2009, 8(3): 248-254.
- [52] 乔卫来, 陈九法, 薛琴, 郑红旗.太阳能驱动有机朗肯循环的工质比较[J].能源研究与利用, 2010, (2): 31-36.

- [53] 张新欣, 何茂刚, 曾科, 张颖. 发动机余热利用蒸汽动力循环的工质筛选[C]. 中国工程热物理学会学术会议论文, 西安, 2008.
- [54] 方金莉, 魏名山, 王瑞军, 马朝臣. 采用中文有机朗肯循环回收重型柴油机排气余热的模拟[J]. 内燃机学报, 2010, 28(4): 362-367.
- [55] 吕登科. 基于朗肯循环的发动机废气能量回收利用研究[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [56] 冯黎明. 基于朗肯循环的发动机废热回收理论与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.
- [57] 杨智博. 基于有机朗肯循环的柴油机废气余热发电系统研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2006.
- [58] Mago, P.J., Chamra, L.M., and Somayaji, C.. "Performance analysis of different working fluids for use inorganic Rankine cycles[J]". Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy, 2007,(22):255-264.
- [59] Angelino G., Colonna P.. Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles[J]. Energy, 1998, 23(6): 449-463.
- [60] Pedro J. Mago, Louay M. Chamra. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2007
- [61] 刘圣春. CFCs、HCFCs 性能及其替代物的研究[D]. 天津: 天津大学, 2002
- [62] 杨世铭, 陶文铨. 传热学第三版[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998: 162-228, 340.
- [63] Ehyaei, M.A., Bahadori, M.N.. "Selection of micro turbines to meet electrical and thermal energy needs of residential buildings in Iran[J]". Energy and Buildings, 2007, (39): 1227-1234.
- [64] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004
- [65] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [66] 李文福. 跨音速向心汽轮机气动设计分析[D]. 哈尔滨工程大学, 2007