

分类号 \_\_\_\_\_ 密级 \_\_\_\_\_

DC \_\_\_\_\_

## 学 位 论 文

### 以高炉冲渣水余热为热源的海水淡化新工艺的研究

作者姓名： 王伟

指导教师： 蔡九菊 教授

东北大学材料与冶金学院

申请学位级别： 硕 士      学 科 类 别： 工 学

学科专业名称： 热能工程

论文提交日期： 2012年6月 论文答辩日期： 2012年7月

学位授予日期： 2012年7月 答辩委员会主席： 于庆波

评 阅 人： 王 国 胜

董 辉

东 北 大 学

2012年6月

**A Thesis in Thermal Engineering**



**Research on Seawater Desalination New Process  
Taking Blast Furnace Slag Water Waste Heat as  
Heat Source**

By Wang Wei

Supervisor: Professor Cai Jiuju

**Northeastern University**

**June 2012**

# 独创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是在导师的指导下完成的。论文中取得的研究成果除加以标注和致谢的地方外，不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包括本人为获得其他学位而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名：元伟

日期：2012.6.28

# 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者和指导教师完全了解东北大学有关保留、使用学位论文的规定：即学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人同意东北大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索、交流。

作者和导师同意网上交流的时间为作者获得学位后：

半年  一年  一年半  两年

学位论文作者签名：元伟

签字日期：2012.6.28

导师签名：张永林

签字日期：2012.6.29

# 以高炉冲渣水余热为热源的海水淡化工艺的研究

## 摘 要

随着经济的发展,人口的增长和地下水资源的过度开采,淡水资源匮乏已成为制约我国尤其是北部沿海地区社会经济可持续发展的瓶颈。海水淡化作为新的供给水源是解决淡水资源短缺的有效途径之一。一方面海水淡化需要消耗大量的化石能源,导致成本过高,限制推广;另一方面沿海企业尤其是钢铁企业大量的低温余热无法找到利用途径,任意排放。如果将二者结合起来,则不仅能够有效利用钢铁行业的低温余热,而且能够降低海水淡化成本,缓解沿海企业用水困难,提高企业整体效益。

本文首先通过对三种主要海水淡化方式及其能源消耗情况的对比分析,得出低温多效海水淡化方式能耗最小,且其对热源的温度、压力要求最低,结合目前钢铁企业中高、中温余热利用较好,而低温余热水的利用状况欠佳的情况。以首钢京唐2套12500t/d的海水淡化装置为例,设计一个以利用高炉冲渣水余热为热源的海水淡化新工艺。

新工艺以如何利用高炉冲渣水低温余热为主,详细介绍了系统的设计流程,包括两种换热器的设计,系统运转所需的动力,得出系统的主要设计参数。另外利用火用分析方法,对换热系统的单体设备和总体进行了火用分析,找出了提高换热系统效率的关键在于优化换热器和选用高效节能泵。

最后通过成本分析,求出利用新工艺后首钢京唐海水淡化的成本。得出该新工艺具有可行性。

**关键词:** 高炉冲渣水; 余热利用; 低温多效海水淡化; 成本分析; 新工艺

# Research on Seawater Desalination New Process Taking Blast Furnace Slag Water Waste Heat as Heat Source

## Abstract

With the fast development of economy, the increase in population, and the overexploitation of underground water resources, fresh water shortage has become a critical constraint for sustainable development in china. Desalination is one effective option to solve problems of water shortage. On the one hand, desalination consumes large energy, resulting in high cost, which restricted promotion, another hand, large amounts of waste heat can not be used in coastal enterprises, especially iron and steel enterprises. If combing the two, we can not only effectively reduce desalination cost, but also use the waste heat, to ease the access of water and improve the efficiency overall.

In this thesis, three major desalinations and energy consumption are compaed, and obtained that LT-MED has the minimum energy, and the requirements about temperature and pressure of heat source is lowest. Currently, high temperature and medium temperature waste heat is utilized batter in iron and steel enterprises, but low temperature water is not good. Proposing a new technology using slag water as heat source, with two set of 12500t/d desalination devices in Shougang Jingtang.

The main content of new process is how to use low temperature waste heat of slag water, Introduced the design process of the entire system, including two heat exchangers and power for operation, draw the main parameters of the system. In addition using the exergy method analysis the individual equipments, identified the key of improving system heat transfer efficiency is optimizing and designing heat exchangers and selecting energy dfficient pump.

Finally, calculated the cost of low-temperature and low-pressure steam from heat exchanger system with cost analysis and the final cost of fresh water from desalination system in Shougang Jingtang with the new heat exchanger system. Obtained the new technology is feasible.

**Key words:** Blast Furnace; Waste Heat Utilization ; Low-temperature Multi-effect Desalination; Cost Analysis; New Process

# 目 录

独创性声明.....	I
摘 要.....	II
Abstract.....	III
目 录.....	V
<b>第 1 章 绪论</b> .....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 国内外主要海水淡化方式及特点.....	2
1.2.1 多级闪蒸技术 (Multi-stage Flash) .....	2
1.2.2 多效蒸馏技术 (Multi-Effect Desalination) .....	3
1.2.3 反渗透技术 (Reverse Osmosis) .....	4
1.3 海水淡化过程中的能源消耗.....	5
1.4 以新能源为热源的海水淡化技术.....	7
1.4.1 核能海水淡化技术 .....	7
1.4.2 太阳能海水淡化技术 .....	8
1.5 当前海水淡化新技术及其能源消耗形式.....	9
1.5.1 以消耗热能为主的新型海水淡化技术 .....	9
1.5.2 以消耗电能为主的新型海水淡化技术 .....	9
1.6 本文研究的内容.....	9
<b>第 2 章 新工艺的可行性研究</b> .....	11
2.1 首钢京唐海水淡化装置简介.....	11
2.1.1 工程简介 .....	11
2.1.2 工艺的主要配置及工艺参数 .....	11
2.1.3 系统流程图 .....	13
2.1.4 存在的问题分析 .....	13
2.2 钢铁企业余热利用情况.....	14

2.2.1 我国大部分钢铁企业余热利用情况 .....	14
2.2.2 首钢京唐余热利用情况 .....	16
2.3 海水淡化的能耗成本分析 .....	17
2.4 新工艺的提出及可行性分析 .....	18
2.4.1 新工艺的提出 .....	18
2.4.2 新工艺的可行性分析 .....	20
2.5 本章小结 .....	21
<b>第 3 章 新工艺的设计计算 .....</b>	<b>23</b>
3.1 闪蒸罐的设计计算 .....	23
3.2 渣水换热器的设计计算 .....	24
3.2.1 设计任务和设计条件 .....	24
3.2.2 确定设计方案 .....	25
3.2.3 估算传热面积 .....	26
3.2.4 工艺结构尺寸 .....	29
3.2.5 渣水换热器核算 .....	31
3.2.6 渣水换热器主要结构尺寸和计算结果 .....	35
3.3 汽-水换热器的设计计算 .....	36
3.3.1 设计任务和设计条件 .....	36
3.3.2 确定设计方案 .....	37
3.3.3 估算传热面积 .....	38
3.3.4 工艺结构尺寸 .....	39
3.3.5 换热器核算 .....	39
3.3.6 汽-水换热器主要结构尺寸和计算结果 .....	41
3.4 换热系统的动力计算 .....	42
3.4.1 补水泵的功率计算 .....	42
3.4.2 渣水泵的功率计算 .....	44
3.4.3 冷凝水泵的功率计算 .....	45
3.4.4 纯水循环增压泵的功率计算 .....	45
3.5 本章小结 .....	47

<b>第 4 章 换热系统的热力学分析</b> .....	49
4.1 热力学分析方法简介 .....	49
4.1.1 热力学分析内容 .....	49
4.1.2 热力学基本概念 .....	49
4.1.3 热力学分析基本方法 .....	52
4.2 换热器系统的热力学计算 .....	56
4.2.1 渣水换热器的热力计算 .....	56
4.2.2 汽-水换热器的热力计算 .....	59
4.2.3 水泵的热力计算 .....	61
4.2.4 节流阀的热力计算 .....	62
4.3 换热系统的火用损失分析 .....	63
4.4 本章小结 .....	66
<b>第 5 章 淡化水成本分析</b> .....	67
5.1 蒸汽成本分析 .....	67
5.1.1 海水淡化成本分析方法 .....	67
5.1.2 蒸汽成本分析方法 .....	67
5.2 初始投资费用的概算方法 .....	68
5.2.1 换热系统单体设备造价估算 .....	68
5.2.2 厂房、土建、辅助设施及安装调试费用估算 .....	70
5.3 运行及维护费用的估算方法 .....	70
5.3.1 人员工资及管理费用 .....	70
5.3.2 药品及其他消耗品费用 .....	71
5.3.3 能耗费用计算 .....	71
5.3.4 年维护费用计算 .....	71
5.4 低压蒸汽的产生成本概算 .....	71
5.5 采用新工艺后的产水成本分析 .....	73
5.6 本章小结 .....	75
<b>第 6 章 结论与展望</b> .....	77

---

参考文献.....	79
致 谢.....	83

# 第1章 绪论

## 1.1 研究背景及意义

中国是世界上淡水最为缺乏的国家之一，中国的淡水资源总量为2.8万亿立方米，居世界第六位，但是人均淡水资源量为2340立方米，仅为前苏联的1/7，美国的1/5，世界人均的1/4，根据联合国环境规划署的预测我国在2025年之前，将面临高度水危机的威胁。针对淡水资源缺乏的问题，通常采用“节流”和“开源<sup>[1]</sup>”的措施来解决，由于淡水资源的总量没有增加以及生产生活用水量的持续增加和污染的不断加重，“节流”并不能从根本上解决我国水资源短缺的问题。目前采用“开源”的方式主要是开采地下水和跨流域调水，但是这会导致地下水位下降、植被破坏和土地沙化等一系列生态破坏，同时也会使得用水成本大幅的增加。我国是个海洋大国拥有310×106km<sup>2</sup>的海洋面积，海岸线范围在1180104km左右<sup>[2]</sup>，海水资源丰富。海水淡化不受时空和气候影响，占用土地面积少，建设周期短，规模灵活，供水稳定，可有效增加水资源总量、改善水资源结构、提高水资源安全保障率，实践证明海水淡化是解决水资源短缺的有效途径。

随着我国工业的快速发展，工业的用水量也迅速增加达到全国用水量的1/4，作为工业中高耗水的资源型产业，钢铁行业其耗水量已占我国工业水耗的14%<sup>[3]</sup>。随着国家对钢铁产业布局的调整，越来越多的钢铁企业或建或搬迁于沿海地区，沿海地区由于人口密度大，水资源少，虽然中央和政府近年来加大投资力度，采取了一系列有效措施，如兴建大型蓄水工程，有计划实施跨流域调水工程，加大节约用水和废水回用力度等，使淡水紧缺形势得到一定的缓解。如天津的“引滦入津”工程；大连的“引碧入连”工程；山东青岛的“引黄济青”工程，以上措施的采取，使得我国的沿海城市和地区的供水情况得到较大的改善。但是，由于我国沿海经济的快速发展以及人民生活水平的较大提高，部分沿海城市的供水仍然不能满足发展需求，环渤海地区大部分城市缺水严重，尤其是海岛及个别地区的缺水形势非常严峻，这就使得钢铁企业的用水更加困难。

海水淡化作为一门现实的运用技术，根据淡化过程能源消费形式的不同，海水淡化可分为以消耗热能为主的多级闪蒸（MSF）、多效蒸馏（MED）和压气蒸馏（VC）等方式和以消耗电能为主的反渗透（RO）和电渗析（ED）等方式<sup>[4]</sup>。其中热能的来源包括蒸汽、余热和太阳能等，主要用来为海水蒸发提供热量。电能来源包括厂区自产和外购，

主要用于泵、风机和压缩机的电力消耗。目前海水淡化工厂多采用化石燃料，且实际工艺能耗都要比理论能耗高3-4倍。这样就造成了一方面需要消耗大量的燃料来满足海水淡化，同时造成严重的污染，另一方面沿海各工厂，尤其是钢铁企业大量的余热无法找到合适的利用途径，如高炉冲渣水的余热利用主要在冬季供暖上，而一些利用高炉低温冲渣水余热发电、温差发电等先进技术仅限于理论上的研究。此时如果将沿海钢铁企业的高炉冲渣水的余热回收作为海水淡化的热源，不仅可以达到节能减排、有效降低海水淡化成本的目的，同时也可以解决沿海钢铁企业用水困难的问题。

## 1.2 国内外主要海水淡化方式及特点

海水淡化是通过物理、化学或物理化学等方法从海水中获取淡水的技术和过程。是实现水资源利用的开源增量技术，可以增加淡水总量，且不受时空和气候影响，水质好、价格渐趋合理，可以保障沿海居民饮用水和工业锅炉补水等稳定供水。从 20 世纪 50 年代以后，海水淡化技术随着水资源危机的加剧得到了快速发展，目前已形成了超过 20 种的海水淡化技术。大规模实际应用于生产当中的是以多效蒸馏和多级闪蒸为主的热法技术<sup>[5-6]</sup>和以反渗透为主的膜法<sup>[4]</sup>技术。

### 1.2.1 多级闪蒸技术 (Multi-stage Flash)

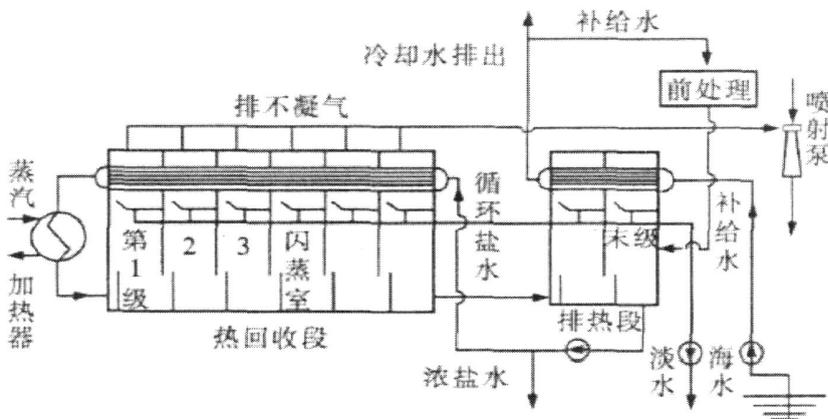


图 1.1 多级闪蒸原理图  
Fig. 1.1 Flow chart of MSF

多级闪蒸技术<sup>[7-9]</sup>是多级闪急蒸馏的简称。闪急蒸馏是将海水加热到一定温度后，引入到一个闪蒸室，室内的压力被控制低于海水温度所对应的饱和蒸汽压，热海水进入

后，一部分温度较低的水吸收其多余的热量作为汽化潜热，迅速蒸发，而热海水自身温度降低，蒸汽冷凝后即所需淡水。多级闪蒸以此原理为基础，将多个闪蒸室串联起来形成多级闪蒸，使海水依次流过若干个压力逐渐降低的闪蒸室逐级蒸发，逐级降温，直至末级的最低盐水温度，各级的冷凝水作为产品取出。其原理如图 1.1 所示。

多级闪蒸的一个明显的特点是海水的受热面和蒸发面是分开的，所以成垢的盐类不易在传热面上发生局部沉淀而形成结垢，再加上人为的防垢措施，多级闪蒸淡化过程倾向比一般多效蒸发小，其另一个特点是各级蒸汽冷凝时，热量得以回收利用，重复利用，从而实现热能的节省。一般来说，在合理的级数范围内，级数越多，回收效益越高。多级闪蒸是 20 世纪 60 年代初在中东开始实现大中型工业化生产的，它的技术最成熟，运行安全性高，操作弹性大（设计值的 80%-110%），适合大型和超大型的淡化生产规模。40 多年来，一直作为中东国家的首先技术。目前我国建成投产的多级闪蒸海水淡化装置仅一套<sup>[10]</sup>，规模为 0.6 万 m<sup>3</sup>/d（约占总量的 1%）。研究的方向为大型化和超大型化，以及与核能发电相结合的超大型装置的开发。

### 1.2.2 多效蒸馏技术（Multi-Effect Desalination）

多效蒸馏技术<sup>[11-14]</sup>，即将前一个蒸发器出来的二次蒸汽引入下一个蒸发器作为加热蒸汽并在下一蒸发器中冷凝为蒸馏水。如此依次进行。每一个蒸发器及其过程称为一效。这样就可以形成双效、三效和多效等。至于原料水则可有多种方式进入，有逆流、平流（分别进入各效）、并流（从第一效进入）和逆流预热、并流进料等。多效蒸馏装置一般容量越大越经济，采用较高的级数可以提高产水比和蒸发效率，从而节约能耗但由于加热蒸汽直接通入沉浸在蒸馏器下部海水中的加热盘管内，因头几效盐水的蒸发温度高，传热管表面易结垢，腐蚀速度快，对设备的材料要求高，需频繁清洗设备，对预处理要求也高。针对这一情况，在高温多效蒸馏技术基础上于 1957 年发展起来了低温多效海水淡化技术（LT-MED），该技术将盐水的最高蒸发温度控制在 70℃ 以内，低温下经过简单处理的海水在蒸发器内几乎不再发生结垢现象，其特征是将一系列的水平管喷淋降膜蒸发器串连起来，用一定量的蒸汽输入通过多次的蒸发和冷凝，后面一效的蒸发温度均低于前面一效，从而得到多倍于蒸汽量的淡化水，流程图如图 1.2 所示。该技术与传统的多效蒸发和多级闪蒸海水淡化技术相比具有很多优点：（1）由于操作温度低，可以充分利用电厂和化工厂的低温余热，对低温多效蒸馏技术而言，50-70℃ 的低品位蒸汽均可作为理想的热源，可大大减轻抽取背压对电厂发电的影响；（2）其对进料海水的

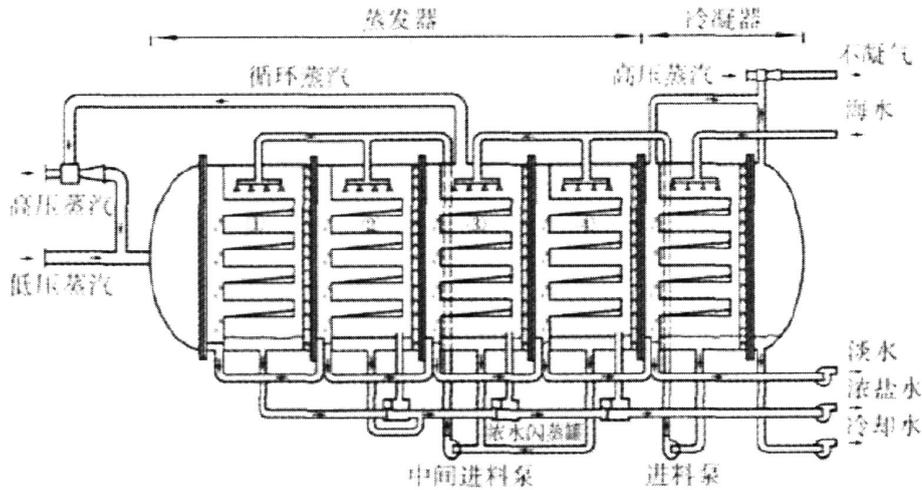


图 1.2 低温多效海水淡化流程图

Fig. 1.2 Flow chart of LT-MED

预处理也简单只需过滤和加入少量的阻垢剂即可；（3）系统的动力消耗小，用于输送液体的动力消耗只有  $0.9-1.2\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$ ，可有效降低海水淡化成本；（4）系统操做弹性大，在额定值的 40%-110%均可稳定运行；（5）系统热效率高，大于  $30^\circ\text{C}$  的温差即可安排 12 以上的传热效数，从而达到 10 左右的造水比；（6）操作安全可靠，汽侧压力大于液膜测压力，即使传热管发生泄漏也不会污染产品水，只是会影响造水量。目前我国已建成运行的低温多效海水淡化装置共有七套产能为  $17.1\text{万 m}^3/\text{d}$ （占总量的 30.6%）。目前的研究方向为热力学及流体力学研究，锅垢控制的研究，材料设备的研究和与多级闪蒸蒸馏相结合的开发。

### 1.2.3 反渗透技术（Reverse Osmosis）

在压力的驱动下，溶剂（水）通过半透膜进入膜的低压侧，而溶液中的其他组分（如盐）被阻挡在膜的高压侧并随浓盐水排出，从而达到有效分离的过程。海水淡化时，与海水的一侧施加一大于海水渗透压的外压，则海水中的纯水将反向渗透至淡水中，此即反渗透海水淡化原理，原理图如图1.3所示。为了取得必要的速率，实际和操作压力大于  $5.5\text{MPa}$ 。反渗透为无相变过程，因此能耗低，通过采用能量回收技术，已使每吨淡水电耗降到  $3.0\text{kW}\cdot\text{h}$  以下，这是其他海水淡化方法无法达到的；反渗透法建设周期短，可模块化设计，装置规模灵活，与蒸馏法相比工程投资比较低，其装置紧凑，占地较少，操作简单，灵活，启动时间短，可根据需要随时增减产水量（多用谷电），维修方便。缺

点是

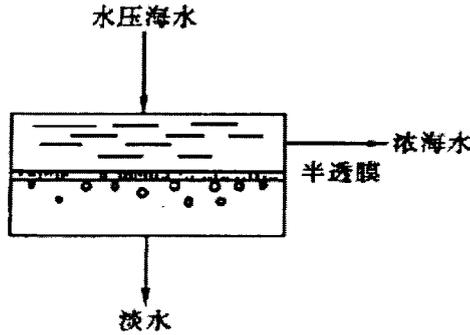


图 1.3 反渗透法原理图

Fig. 1.3 Flow chart of RO

反渗透的预处理要求严格，反渗透膜需要定期更换，海水温度低的情况下如需保持产水量不变则需增加反渗透膜的数量，或设利用余热换热器，因此也相应增加了造价。目前我国已经建成投产的反渗透海水淡化装置有64套，以38 万m<sup>3</sup>/d (约占68.1%) 的产水量，排在第一位。研究方向为半透膜及膜阻器的研究，新工艺和能量回收的研究。

### 1.3 海水淡化过程中的能源消耗

海水淡化的能源消耗主要包括热能和电能，三种主要海水淡化方式的主要参数及能源消耗情况如表 1.1 所示：

表 1.1 三种主要海水淡化方式主要参数及能源消耗

Table 1.1 Contrast of three main desalination parameters and energy consumption

技术参数	多级闪蒸(MSF)	低温多效蒸馏(LT-MED)	反渗透 RO
操作温度 (°C)	<120	<70	常温
主要能源	蒸汽, 电	蒸汽、电	电
蒸汽消耗 (t/m <sup>3</sup> )	0.1-0.15	0.1-0.15	-
电消耗 (kW·h)	3.5-4.5	1.2-1.8	3-5
造水比	4-12	6-15	-
产品水质 (ppm) TDS	<10	<10	<500
典型单机产水能力 (m <sup>3</sup> /d)	3000-70000	3000-20000	1-20000

海水淡化工艺中，带能量回收的反渗透海水淡化工艺能耗最少为 94.8kJ/kg，表 1.3 中显示在建成投产的工程的反渗透的总成本却并不是最低的，要高于 MSF 和 LT-MED。这一主要的原因是反渗过程需要定期更换反渗透膜和原料水前期处理费用高等，最终

导致总成本居高不下，随着反渗透技术发展和新型膜材料的研制，反渗透的成本呈逐年下降趋势，现已接近热法的海水淡化成本，其投资规模增长迅速，图 1.4 所示为全世界每年新增海水淡化的容量。

表 1.2 生产 1kg 淡水的能耗对比  
Table 1.2 Contrast of energy consumption in producing 1kg fresh water

淡化方式	热量输入 (kJ/kg)	所需电能 (kW·h/t)	总能量消耗 (kJ/kg)	备注
MSF	294	3.7	338.4	
MED	123	2.2	149.4	
VC	—	16	192	
RO	—	12	144	
ER-RO	—	7.9	94.8	
ED	—	12	144	
太阳能直接蒸馏	2330	0.3	3.6	单位面积产水量低 (3-4kg/m <sup>2</sup> ·d)
槽式太阳能+MED	123	—	—	单位面积产水量高 (3-4kg/m <sup>2</sup> ·d)

表 1.3 我国部分海水淡化工程总成本比较  
Table 1.3 Cost contrast of some desalination projections

名称	方法	年份	规模 (t/d)	总成本 (元/t)	总投资 (万元)
天津海兹食品公	多级闪蒸	2002	6000	7.00	----
浙江嵊山	反渗透	1997	500	7.78	616
大连长海县	反渗透	1994	1000	7.31	1200
天津大港电厂	低温多效	1986	-----	5.71	540
山东黄岛电厂	低温多效	-----	3000	5.48	4500
山东长岛	反渗透	2000	1000	4.09	750
华能威海电厂	反渗透	2001	2500	5.93	1982
浙江温岭	核能海水淡化	2005	10000	4.5	90000
烟台	核能海水淡化	-----	160000	3.75	160000
美国坦帕港湾区	反渗透	2002	95000	4.12	80000

不管是使用蒸汽，还是使用电能，从源头上看这些能源主要来自煤炭等石化燃料。据估计，每天生产 26000kt 淡水，每年消耗的原油量约为 26kt。

众所周知，化石燃料是储量有限的不可再生资源，且在燃烧时会向环境中释放大量的温室气体。利用新型能源进行海水淡化不仅成本低廉，而且几乎不用消耗化石燃料(表

1.2、表 1.3 所示)，避免环境污染。因此国内外都在积极开展新能源的研究用来进行海水淡化。

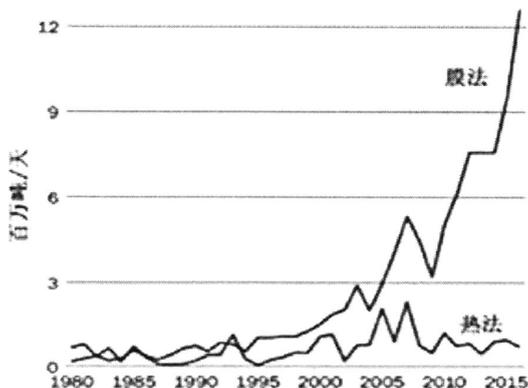


图 1.4 全世界每年新增海水淡化容量

Fig. 1.4 new desalination capacity each year in worldwide

## 1.4 以新能源为热源的海水淡化技术

新型能源包括风能<sup>[15]</sup>、地热能、海洋能（主要包括：潮汐能、波浪能、海流能、海水温差能和海水盐差能等<sup>[16]</sup>）、生物能、太阳能和核能。其中利用核能和太阳能的海淡化技术已取得了突破性进展，并付诸于工程运用。

### 1.4.1 核能海水淡化技术

当今，全世界几乎 16% 的电能是由 441 座核反应堆生产的，成熟的技术使得核能的利用越来越普遍，许多国家已经将其视为常规能源。文献[17]中就明确指出将核能引入海水淡化是很有吸引力的。由于核反应既可以供热，又可以发电，因而原则上可以和任何常规发电工艺相结合。研究表明中小型反应堆和大型海水淡化装置相结合比较合适<sup>[18]</sup>。利用核能发电为 RO 提供廉价的电能，即可实现与 RO 的耦合，将核反应堆做过功的低压蒸汽供给 MSF 和 MED，即可实现与 MSF 和 MED 的耦合，低温核反应堆不提供电能，可直接和 MED、LT-MED 耦合。全世界现有 13 座核电站和海水淡化装置联合建设<sup>[19]</sup>，哈萨克斯坦阿克套的一座 80000m<sup>3</sup>/d 利用核能的海水淡化装置成功的运行了 26 年之久，一直为附近的居民供水。日本所有的核电厂都建在海边，表 1.4 是其核能海水淡化情况<sup>[20]</sup>。国内，由山东省与清华大学共同建设的核能海水淡化处理项目已在烟台启动，项目计划总投资 16 亿元，预计生产规模为年产淡水 5200 万吨。核能海水

淡化处理厂的建设，不仅能为烟台市提供足够的备用水源，而且将促进整个山东半岛生物医药、食品、化工等相关产业的发展，使半岛的缺水状况得到较大改观。

表 1.4 日本核能海水淡化情况  
Table 1.4 The situation about Japanese nuclear desalination

名称	地点	类型	反应堆单堆 能力 Mwe	并网年份	方法	海水淡化能 力 m <sup>3</sup> /d	启动年份
大阪 I, II	福井	PWR	1175	1979/1979	MSF/ME	1300/2600	1974/1976
大阪 III, IV	福井	PWR	1180	1991/1993	RO	2600	1990
高滨	福井	PWR	870	1985	ME	2000	1983
伊方 I, II	爱媛	PRW	566	1975/1975	MSF	2000	1975
伊方 III	爱媛	PWR	566	1992	RO	2000	1992
玄海 III, IV	佐贺	PWR	1180	1992/1997	RO/ME	1000/1000	1988/1992
柏崎	新潟	PWR	1100	1985	MSF	1000	1985

摩洛哥王国准备采用我国开发的 10MW 核供热堆作为热源，与高温多效蒸馏工艺相耦合，在坦坦地区建造核能海水淡化示范厂，日产 8000m<sup>3</sup> 淡水。可行性研究结果表明：该示范厂设计方案不存在技术障碍，其淡水生产成本与该地区相同规模的化石燃料淡化厂相当。

### 1.4.2 太阳能海水淡化技术

太阳能是一种辐射能，即可以转化为电能也可以转化为热能，原则上可以和任何一种海水淡化方法相结合，不过由于太阳能的能量密度低，而且受季节和天气的影响，传统的太阳能海水淡化装置的产水率不高，限制了其大规模推广和使用。太阳能海水淡化一般采用蒸馏法，目前太阳能蒸馏装置中主要有主动式系统和被动式系统两大类<sup>[21]</sup>。被动式太阳能蒸馏系统最典型的例子就是盘式太阳能蒸馏器，通过对新材料的选用，热力性能的优化和与各种集热器配合使用，理想的盘式太阳能蒸馏器的效率约为 35%，产水在 3-4kg/m<sup>2</sup>，如果在海水中加入浓度为 0.01725% 的黑色萘胺，蒸馏水的产量可以提高 29%。被动式太阳能蒸馏系统的一个重要缺点是工作温度低，产水量不高，不利于在夜间工作和利用其它余热，为此 soliman 等人于 1976 年提出了主动式太阳能蒸馏器的思想<sup>[22]</sup>通过配备各种附属设备，使得其运行温度得以大幅度提高，其内部的传热传质过程得以改善。

近年来,由于中温太阳能集热器的应用日益普及,使得建立在较高温度段( $\geq 75^{\circ}\text{C}$ )运行的太阳能蒸馏器成为可能,这样就使得太阳能作为能源与常规海水淡化系统相结合变成现实,太阳能多级闪蒸系统,太阳能多级沸腾蒸馏系统和太阳能压缩蒸馏系统等已取得阶段性成果。例如科威特已建成利用  $220\text{m}^2$  的槽型抛物面太阳能集热器及一个  $7000\text{L}$  的储热罐为多达 12 级的闪蒸系统供热的太阳能海水淡化装置,每天可产近  $10\text{m}^3$  淡水<sup>[23]</sup>。

## 1.5 当前海水淡化新技术及其能源消耗形式

### 1.5.1 以消耗热能为主的新型海水淡化技术

美国佐治亚州的一家公司研制出一种新型海水淡化设备,据称淡化过程的费用只有现有技术的三分之一。据《新科学家》杂志报道,这种便携式的新设备每天能够处理 1.1 万升水。它使用了一种称为“迅速喷雾蒸发”(RSE)的技术:含盐的水通过管道喷雾进入分离室,形成非常细小的水滴;在分离室的热空气中,水滴迅速蒸发,水和盐分等杂质分离;水蒸气输入凝结室成为纯水,而盐分则落在分离室的底部。该公司称,新技术效率比现有的反向渗透等技术要高得多。试验表明,它能处理含盐量高达 16% 的水,大大超出了一般海水浓度。平均算来,它生产 1000 升淡水的成本是 16 至 27 美分。科学家说,这种装置还可以处理废水。RSE 技术回收的效率可达 95%,传统技术只能达到 35%,投资只有蒸馏法和反渗透法的四分之一且运行维护成本大为降低。

### 1.5.2 以消耗电能为主的新型海水淡化技术

日本辛德莱拉依特公司开发出一种低成本、高效率的海水淡化新装置。这种海水淡化新装置其外表是一个不锈钢制多孔圆筒,里面装有一个由 1000 枚外径 156 毫米、内径 136 毫米不锈钢片摞成的管。使用时,首先将海水放入结晶装置中,再施加高频电压进行“加工”。几十秒钟后,海水中钠离子和氯离子会发生化合而形成细微食盐晶体。然后,把这种海水放进置有上述不锈钢圆筒的容器中,施加一定压强,便得到的淡水,其盐分浓度为 0.067% 左右,氯化镁等矿物质含量是正常海水的一半,为理想饮用水。

## 1.6 本文研究的内容

通过对海水淡化技术和能源消耗的分析可知,海水淡化技术虽然日渐成熟,但是其

成本还无法有效降低,无法大规模推广。其中能源的消耗费用在海水淡化的成本中占据重要比例,因此选择一种稳定可靠、成本低廉的能源,作为海水淡化的热量来源,那么就可以有效降低海水淡化的成本,不仅能够解决沿海企业的用水困难,而且也可以缓解沿海居民生产、生活用水的问题。鉴于此,本文研究的内容如下:

- (1) 以首钢京唐海水淡化工程为例进行新工艺的研究。
- (2) 寻求稳定可靠、成本低廉的能源。
- (3) 分析与研究新能源运用于海水淡化,提出一种新工艺,并从理论上提出新工艺的可行性。
- (4) 对新工艺进行系统设计计算。
- (5) 采用火用分析法对工艺进行热力学分析,找出节能的关键部分。
- (6) 计算采用新工艺后淡化水的成本,以及带来的效益。

## 第 2 章 新工艺的可行性研究

### 2.1 首钢京唐海水淡化装置简介

#### 2.1.1 工程简介

2005 年 2 月 18 首钢按照循环经济的理念，结合唐山地区钢铁工业调整，在河北省曹妃甸地区建设一个具有国际先进水平的钢铁联合企业。新建钢铁厂一期建设规模为年产钢 950 万吨。由于新建首钢京唐钢铁联合有限责任公司钢铁厂位于地下水和地表水均稀缺的华北地区，而钢铁企业又是耗水大户，因此，新建钢铁厂开发利用非传统水资源势在必行。根据曹妃甸地区的地理位置和气候特征，新建钢铁厂开发利用海水资源、建设海水淡化工程符合国家的节能减排产业政策，是解决淡水资源紧张局面的有效途径。按照设计构想，整个钢铁厂各工序所用软化水及除盐水全部通过海水淡化方式解决（为使系统简化，设计取消了钢铁厂的软水制备系统），根据钢铁厂各工序用除盐水量及全厂水平衡，初步确定海水淡化工程一期规模为 5 万  $\text{m}^3/\text{d}$ ，一期共分两步进行建设，每步建设规模为 2.5 万  $\text{m}^3/\text{d}$ ，随着生产的发展，规模可进一步扩大。截止到目前为止，四套海水淡化装置已全部投产。

#### 2.1.2 工艺的主要配置及工艺参数

取北京首钢国际工程技术有限公司为首钢京唐联合有限责任公司拟定的海水淡化工程主体工艺及设计<sup>[24]</sup>为计算依据。

##### (1) 技术参数（单机）

单台型	LT-MED
单台产水能力： $(\text{m}^3/\text{d})$	12500
总产水能力： $(\text{m}^3/\text{d})$	50000

##### (2) 技术规格（单机）

效数	7
设备长度： $(\text{m})$	35.0
宽度： $(\text{m})$	8.0
高度： $(\text{m})$	12.0

(3) 单套装置主要工艺技术指标

表 2.1 主要工艺技术指标  
Table 2.1 The main technology indicators

序号	项目	参数
1	造水比 (GOR)	9.8:1
2	蒸汽压力	0.4~0.9MPa
3	转化率 (产品水比入料海水)	0.3
4	最高设计进水温度	30.9℃
5	最低设计进水温度	-0.24℃
6	冷凝水温度	<40.0℃
7	设计进水总溶解固形物	最大 33000mg/L
8	进水浑浊度	透明、无污染、无油脂
9	油	最大 1mg/L
10	硫化氢	最大 0.2mg/L
11	总悬浮固体	<100mg/L
12	海水和冷却水最大供给量	6010 m <sup>3</sup> /h (单套装置)
13	进入流程的入料海水	1729 m <sup>3</sup> /h (单套装置)
14	海水供给压力	界区节点处 0.25MPa
15	成品水产水量	521 m <sup>3</sup> /h
16	成品水纯度	电导率<10 u s/cm (25℃)
17	成品水排放温度	<33℃
18	成品水排放压力	地面接点 0.25MPa
19	浓盐水产量	1208 t/h (单套装置)
20	浓盐水含盐量	4.65%TDS
21	浓盐水排放压力	0.09MPa (地面接地压力)
22	浓盐水排放温度	<42.1℃
23	最大排放冷却水量	4281 m <sup>3</sup> /h (单套装置)
24	冷却水含盐量	与进水相同
25	冷却水排出温度	<39.4℃
26	工艺动力蒸汽	53t/h (单套装置)
27	抽出不凝结性气体需要蒸汽	4t/h (单套装置)
28	电机标准电压	380V,3 相, 50HZ
29	用电量	约 675.0kW(附属泵等装置)
30	吨成品水电耗量	约 1.1kW · h/m <sup>3</sup>

(4) 能源条件

海水淡化主体工艺过程的能耗为蒸汽和电，电力的消耗主要来源于新建钢铁厂的 2×300MW 的自备电站和厂外电网，蒸汽主要来源于 2×300MW 自备电站汽轮机低压抽汽以及钢铁厂区低压蒸汽管网（压力约为绝压 0.4MPa~0.9MPa），温度约为 250℃；另外，钢铁厂 2 座 35 吨启动锅炉，可提供约 70t/h 的低温低压乏汽（温度约为 70℃，绝压 0.03MPa）；还有，钢铁厂季节不平衡时排放的乏汽也可作为热法海水淡化工艺的动力蒸汽。

2.1.3 系统流程图

由于动力蒸汽的温度压力都比较高，不能直接通入海水淡化装置中，所以纯低温多效海水淡化装置中会加装一个 TVC 装置，如下所示，目的是混合末效乏汽对动力蒸汽减温减压，提高热量利用率，提高造水比。

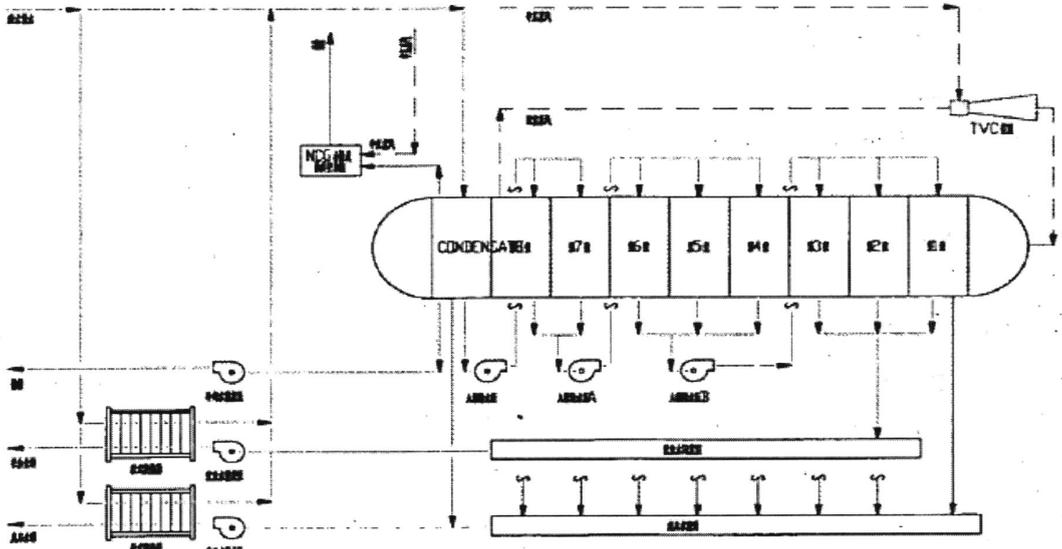


图 2.1 首钢 MED-TVC 海水淡化工艺简图  
Fig. 2.1 Process of shougang MED-TVC

2.1.4 存在的问题分析

目前四套海水淡化装置 U1, U2, U3, U4 均正常运行，其中 U3, U4 采用的是带 TVC 的低温多效海水淡化技术，而 U1, U2 采用的是京唐钢铁厂自主研发的海水淡化前置发电工艺技术，如图 2.2 所示。前置发电工艺技术遵循了“能源梯级利用”原则，即中温中压蒸汽（3.82MPa, 450℃）优先进入汽轮机发电，然后将汽轮机中做完功的负压乏汽作为热源直接进入 U1, U2 提供蒸发海水所需要的热量，经海水淡化蒸汽放热后形

成的冷凝水被输送至燃气锅炉重复使用。这一过程形成了热-水-电三联产。

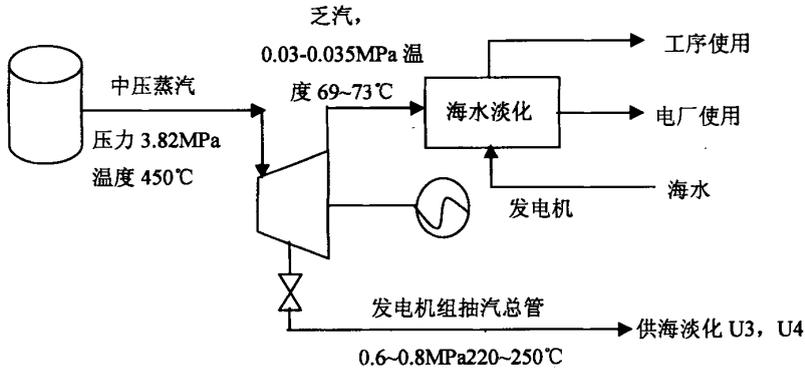


图 2.2 海水淡化前置发电机组流程图

Fig. 2.2 Flow chart of pre-generator group desalination

三联产循环过程的热量利用率为 82.32%，比纯凝器式发电机的热效率提高 2.16 倍。虽然这种改进提高了能量利用率，增加了效益，但是仍然存在一些问题：

- (1) U3, U4 装置仍然采用的是带 TVC 装置的海水淡化工艺，而 TVC 装置的热量变贬损很大。
- (2) U3,U4 使用蒸汽的来源是汽轮机抽汽，影响汽轮机的稳定
- (3) 汽轮机抽汽成本过高，直接造成海水淡化成本过高，利用负压乏汽每天生产的蒸馏水 2.5 万吨，占全流程新水消耗量的 21%，制水成本为 6.2 元/吨，较 TVC 法(10.96 元/吨)降低 4.76 元/吨。
- (4) TVC 装置虽然不耗电，但是其维护费用比较高，也是造成海水淡化成本较高的一个原因。

## 2.2 钢铁企业余热利用情况

### 2.2.1 我国大部分钢铁企业余热利用情况

根据余热载体的不同，余热可分布在产品、废烟气、冷却水和废渣等不同的载体中，其比例见图 2.3，图 2.4<sup>[25]</sup>所示。虽然余热的分布很广，但是可利用的余热主要来自于可燃气体、烟气和余热水，其回收率见表 2.2。由表 2.2 及图 2.3、2.4 可知对高炉渣的余热利用率很低，主要是我国对高炉渣的处理基本采用水淬法，用高压水直接冲击熔融态炉渣，得到非晶态炉渣产品，可作为水泥熟料替代物获得较高附加值和环境效益。不过水

淬法将高炉渣高温的余热转化为冲渣水的低温余热，冲渣水温度在 75-95℃之间，目前利用局限于冬季采暖，导致余热回收率低。

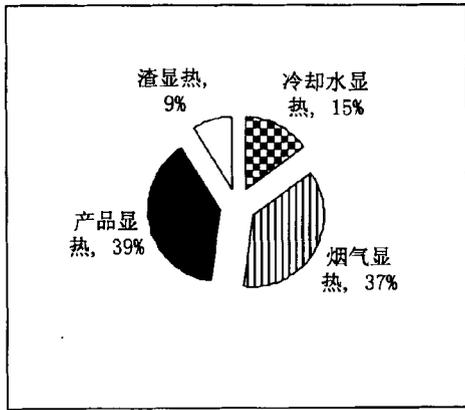


图 2.3 余热在不同载体中的分布图

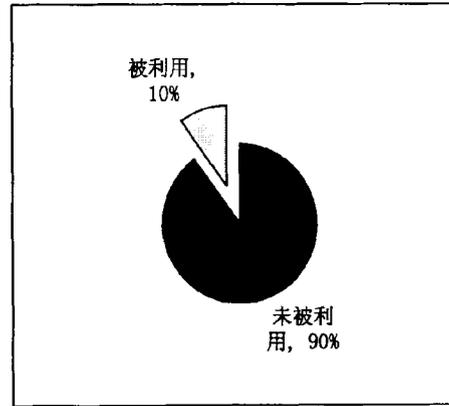


图 2.4 高炉渣余热的回收比例

Fig. 2.3 Waste heat distribution in different vectors Fig. 2.4 waste heat recycled ratio of Blast furnace slag

表 2.2 余热回收率表

Table 2.2 Heat recovery

可燃气体	高温烟气	中温烟气	低温烟气	余热水
84.2%	44.4%	30.2%	5~10%	1.9%

钢铁行业中渣显热主要是指高炉渣的显热，高炉渣产量约为 320kg/t 生铁，温度在 1400~1500℃之间，由此可见高炉渣的显热是非常巨大的，我国 2010 年生铁产量为 5.9 亿吨，产生高炉渣约 1.8 亿吨，高炉渣带走的显热约为  $2.7 \times 10^8$  GJ，折合标准煤约为 920 万吨。

针对高炉冲渣水水温低、循环量大、杂质含量高的特点，不少学者提出了冲渣水的余热利用方案<sup>[26-28]</sup>。目前对高炉冲渣水余热的实际利用，大部分都集中在冬季供暖，工艺也比较简单：冲渣水经过过滤后直接并入管网供暖，但运行时间久后管网末端会出现严重的堵塞情况，维修更换管网工程量巨大，为了解决上述问题可采用水-水换热器(如灰色图框所示)，工艺流程图如图2.5所示。供暖循环水和冲渣水分开循环，通过水-水换热器进行热交换，彻底解决了供暖管道堵塞的问题。不过由于采用的是间壁式换热器换热效率较低。以上两种方式只能在北方的冬季有限的回收冲渣水的余热，而夏季或是在南方地区，余热就无法利用。

因此选择一个余热回收率高，全年回收时间长，热量回收用途大的冲渣水余热回收

利用新工艺就显得十分必要。

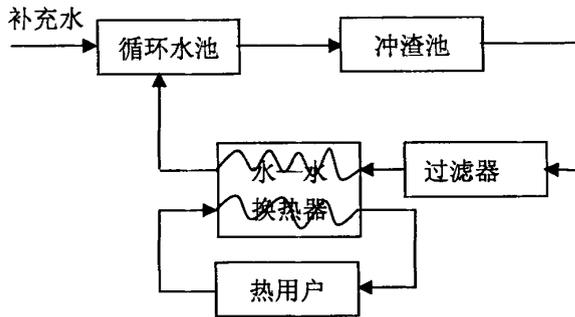


图 2.5 加装换热器的高炉冲渣水冬季供暖图  
Fig. 2.5 Heating in winter of washing slag water installed

### 2.2.2 首钢京唐余热利用情况

首钢京唐的对可燃气体和烟气余热的利用率较好，余热产生的蒸汽均汇入S1，S2，S3高、中、低三条主蒸汽管网，供厂区使用，研究并开发了不同蒸汽压力的梯级利用技术如表2.3所示：

表2.3 不同蒸汽压力的梯级利用  
Table 2.3 Cascade utilization of the different vapor pressuer

蒸汽产生	蒸汽管网	蒸汽利用
高压蒸汽	S1	
启动锅炉、CDQ抽汽、全烧煤气锅炉	3.38MPa, 410℃ 梯级使用	RH生产
中压蒸汽	S2	
烧结合热回收、炼钢汽化冷却、热轧加热炉冷却、CDQ抽汽、启动锅炉、电站抽汽	1.27MPa, 250℃ 梯级使用	炼铁、炼钢、轧钢等部门，取暖
	0.3~0.5MPa, 250℃	海水淡化和换热站用汽 损耗

而高炉冲渣水由于温度低，杂质含量高未被利用。首钢京唐的高炉冲渣水的参数如下：循环冲渣水流量为 2880t/h，冲渣水出口温度 $\geq 95^\circ\text{C}$ ，回水温度 $\leq 50^\circ\text{C}$ ，蒸汽外排温度约为  $130^\circ\text{C}$ ，外排流量约为 112t/h。示意图如图 2.6 所示，蒸汽在冷凝塔上部被喷淋冷凝，蒸汽的潜热加喷淋水后成  $80^\circ\text{C}$  以上的热水，再把热水送进冷却塔冷却为  $55^\circ\text{C}$  温

水，热量通过水的蒸发和冷却再排入大气。高温的冲渣水，经螺旋出渣、过滤、上塔冷却降温后返回冲渣池。

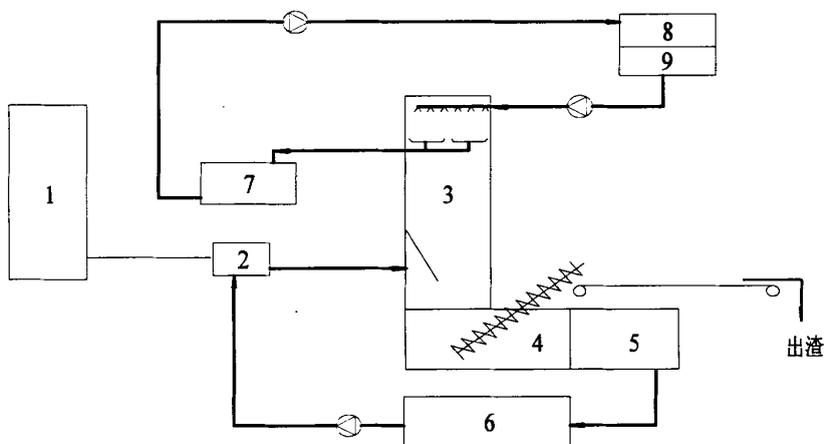


图 2.6 首钢京唐高炉冲渣水系统图

Fig. 2.6 Blast furnace slag water system of Shougang Jingtang

- 1.高炉 2.冲制粒化箱 3.冷却塔 4.螺旋出渣
- 5.滚筒过滤器 6.贮水池 7.热水槽 8.冷却塔 9.温水槽

### 2.3 海水淡化的能耗成本分析

三种主要海水淡化工艺技术参数<sup>[29]</sup>见表 1.1，可以看出多级闪蒸（MSF）和低温多效蒸馏(LT-MED)的主要能源消耗包括蒸汽，约为 0.1~0.15t/m<sup>3</sup>淡水，低温多效海水淡化技术不仅可以利用 0.2~0.3MPa 的蒸汽压缩低压蒸汽造水，还可以从绝对压强为 0.02~0.04MPa 的任何地方背压抽汽造水，显著提高发电机组的效率。同时低温多效蒸馏（LT-MED）的电耗也明显低于多级闪蒸（MSF）和反渗透（RO）。

表 2.4 三种主要海水淡化方法能耗成本对比表

Table 2.4 Contrast of three main desalination energy consumption costs

海水淡化方法	汽耗		电耗		合计 (元/t)
	耗量 (t/m <sup>3</sup> )	单价 (元/t)	kW·h	单价 (元/kW·h)	
MSF	0.15	15 <sup>[30]</sup>	4	0.8	5.45
LT-MED	0.15	15	1.5	0.8	3.45
RO	0	15	5	0.8	4.0

忽略基建费用、装置成本，运行管理费用，单从能耗角度上考虑，以上三种主要海

水淡化方法的能耗成本对比如表 2.4。当只考虑能耗时，低温多效海水淡化方法能耗成本最低，但与其他供水方案相比综合成本仍然偏高，如表 2.5：

表 2.5 几种淡水获取方式的成本比较  
Table 2.5 Contrast of three main desalination costs

取水方式	平均成本
抽取地下水	限制开采量，2.0元/m <sup>3</sup>
远程调水	引滦入津：2.3元/m <sup>3</sup> （直接成本）
	南水北调：5-20元/m <sup>3</sup> （到北京平均水价）
海水淡化	海水：4-7元/m <sup>3</sup> （综合成本）
	苦咸水：2-4元/m <sup>3</sup> （综合成本）

从单机规模上看，容量的扩大能够有效降低海水淡化的成本，但是对于沿海钢铁企业来说，海水淡化设施一般是作为配套设施来建设的，其单机规模是根据企业所在地水源情况、提供蒸汽量以及用户需求情况等来确定的，仅通过扩大单机规模来降低海水淡化的成本是不符合实际情况的。

海水淡化的能源消耗是非常大的，按照标准煤计算则1000万吨/日的海水淡化生产规模，每年消耗的煤量为500~1000万吨。此时如果将占成本很大比例的能源消耗用钢铁企业中高炉冲渣水的余热来替代，则能够有效地降低海水淡化的成本。

由表1.1可以看出低温多效海水淡化方法的操作温度比较低<70℃，而高炉冲渣水的温度在75-95℃之间，满足低温多效海水淡化工艺的温度要求。同时由表2.4可以看出，如果将低温多效海水淡化过程中消耗的蒸汽由高炉冲渣水余热产生的蒸汽替代，那么低温多效海水淡化的能源消耗成本将大幅度降低。

## 2.4 新工艺的提出及可行性分析

### 2.4.1 新工艺的提出

根据对首钢京唐海水淡化工程、淡化水成本、余热利用情况以及能耗分析，为了降低海水淡化成本，提高钢铁厂经济效益，结合首钢京唐的实际情况，提出一个以利用高炉渣冲渣水余热为热源的海水淡化新工艺，如图 2.7 所示。该工艺图结合了首钢京唐冲渣系统提出的新工艺流程图，从图中可以看出在不大改原来冲渣水系统的基础上，增加两个换热器，分别利用冲渣水和外排蒸汽的余热，对除盐水加热，使之达到进入蒸汽发

生器的温度和压力的要求，蒸汽发生器将产生的符合低温多效海水淡化要求的蒸汽送入海水淡化装置中进行海水淡化。

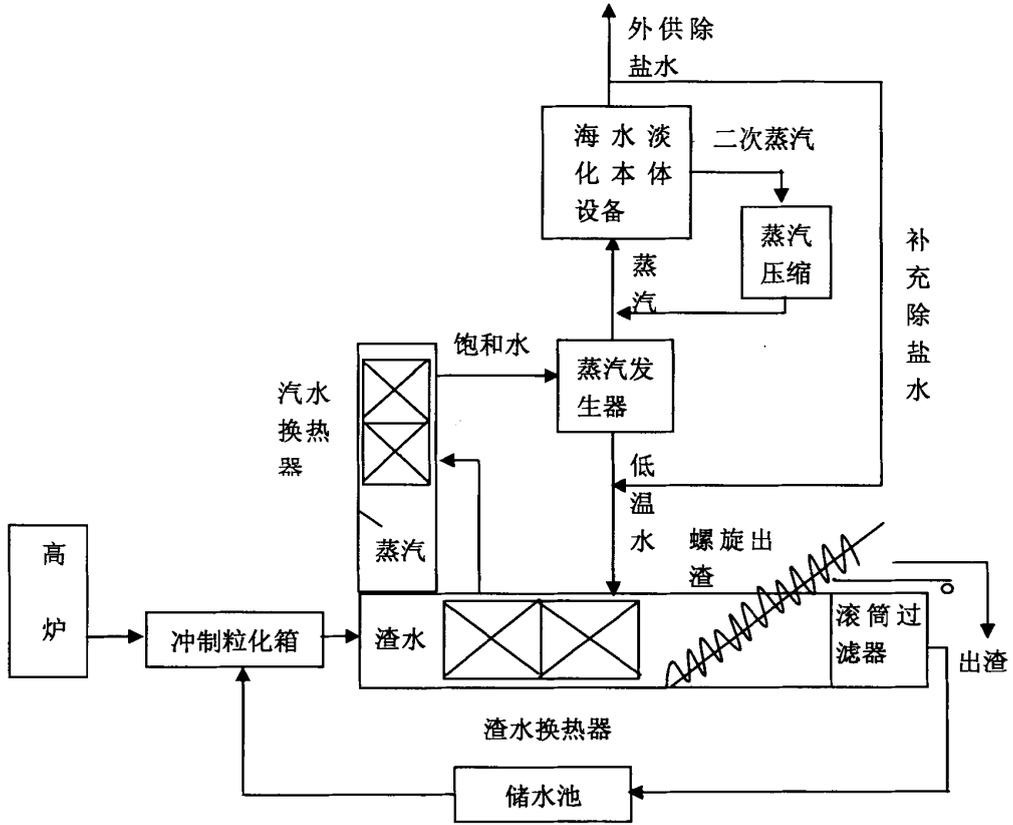


图 2.7 高炉冲渣水热量利用工艺图  
Fig. 2.7 Heat utilization of blast furnace slag water

简而言之，新工艺的主体部分为高炉冲渣水的换热系统，包含渣水换热器、汽-水换热器、闪蒸罐等，与海水淡化的主体装置结合在一起的工艺流程图如图 2.8。该工艺图中低温多效海水淡化的热源取消了原汽轮机抽汽和 TVC 装置（如虚线所示），转而来自于高炉冲渣水和蒸汽的热交换器，其中渣水换热器不以换热为主要目的，而是以大通道、高流速让渣水混合物迅速通过，避免堵塞，同时以较高的温差对循环纯水进行预热，然后经过汽-水换热器进一步加热，流入闪蒸罐后一部分高温的循环纯水被汽化变成纯 LT-MED 模式下所需参数的蒸汽，剩余的饱和水经过加压后继续循环。

这种改进减少了抽汽对汽轮机的影响，同时回收了冲渣水和外排蒸汽的余热。该钢铁企业靠近渤海湾，由表 2.5 可知渤海湾地区的远程调水成本比较高，采用新工艺后能够降低淡化水的成本，使得淡化水和远程调水的成本产生重合，淡化水替代部分外购水，增加钢铁企业的整体效益。

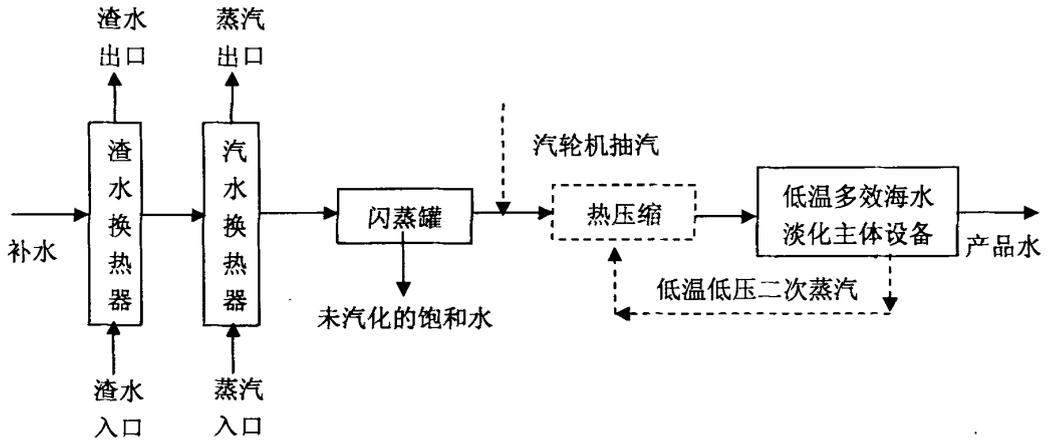


图 2.8 以冲渣水余热为热源的低温多效海水淡化工艺流程图

Fig. 2.8 Flow chart of LT-MED with washing slag water waste heat as heat source

### 2.4.2 新工艺的可行性分析

海水淡化是将浓度为  $C_0$  的海水，淡化成浓度为  $C_1$  的淡水和浓度为  $C_2$  的浓海水。此过程需要的能量，与三者的浓度有关，需要的最小功等于盐和水在始态与终态的自由能之差。设海水中盐都是 NaCl，淡水密度为  $1.0\text{g/cm}^3$ ，温度为  $25^\circ\text{C}$ ，经过计算生产一吨淡水需要的最小功为  $W_L=1.14\text{kW}\cdot\text{h}$ ，蒸馏法最经济的热源是低压蒸汽，且由于防垢方法的限制， $T_{\max}\leq 130^\circ\text{C}$ ，故采用蒸馏过程生产一吨水的最小功为  $W_{\min}=5.41\text{kW}\cdot\text{h}$ 。当外界提供的热量大于海水淡化所需要的热量时，海水淡化过程便可进行。

根据首钢京唐高炉冲渣水的实际情况，高炉冲渣水每小时理论可回收的余热热量计算式下：

$$Q_y = m_1\Delta h_1 + m_2\Delta h_2 \quad (2-1)$$

式中： $m_1$ —冲渣水通过换热器的流量，kg/h；

$m_2$ —外排蒸汽通过换热器的流量，kg/h；

$\Delta h_1$ —进、出换热器冲渣水的焓差，kJ/kg；

$\Delta h_2$ —进、出换热器外排蒸汽的焓差，kJ/kg。

代入数据后得：

$$Q_y = 8.2 \times 10^8 \text{ kJ/h}$$

该企业配套的海水淡化工程采用的是带热压缩的低温多效海水淡化工艺，可开启

LT-MED、LT-MED+TVC 和 TVC 三种模式，装置 U3，U4 采取的是 TVC 法，热源主要来自于 300MW 自备电站五级抽汽，汽量为 114t/h，蒸汽压力 0.4MPa（绝压）<sup>[30]</sup>。该模式下海水淡化所消耗的热量计算式如下：

$$Q_h = m\Delta h \quad (2-2)$$

式中： $m$ —汽轮机抽量，kg/h；

$\Delta h$ —汽轮机抽汽变为冷凝水的焓差，kJ/kg。

代入数据得：

$$Q_h = 3 \times 10^8 \text{ kJ/kg}$$

纯 LT-MED 法可以使用压力仅为 0.035MPa 的饱和蒸汽，将 TVC 法换成纯 LT-MED 后所需要供给的热量计算如下：

$$Q_{LT} = m_{LT}h_{LT} \quad (2-3)$$

式中： $m_{LT}$ —LT-MED 模式下输入的蒸汽量，kg/h；

$h_{LT}$ —蒸汽的焓值，kJ/kg。

代入数据得：

$$Q_{LT} = 2.8 \times 10^8 \text{ kJ/h}$$

比较可知  $Q_{LT} < Q_h < Q_y$ ，所以冲渣水的余热量完全可以满足低温多效海水淡化工艺的需求，而且纯 LT-MED 比 TVC 模式更节能。相对于 TVC 法中汽轮机的抽汽，纯 LT-MD 中热源的品质更低，获取也更容易。二者结合的工艺为现有技术的有机结合，所以该工艺是可行的。

## 2.5 本章小结

本章在上一章绪论的基础上，介绍了首钢京唐海水淡化装置的情况，并找出 U3，U4 淡化水成本高于 U1，U2 的原因是使用了 TVC 装置。其高炉冲渣水的余热量大却未被利用。又通过对纯低温多效海水淡化能源的分析得出，结合冲渣水的温度、和余热量，得出在取消 TVC 装置的情况下，冲渣水的余热量完全可以满足 U3，U4 正常生产需求。

此页不缺内容

### 第 3 章 新工艺的设计计算

由第二章的内容可知，首钢京唐需要进行工艺改进的为 U3，U4 海水淡化装置，而 U3，U4 的设计采用的是带热压缩的低温多效海水淡化方法，不可改变，所以高炉冲渣水热量的提取成为本新工艺的关键，也就是图 2.8 中整个换热系统的设计是重点。简化图 2.8 后下图 3.1 所示：

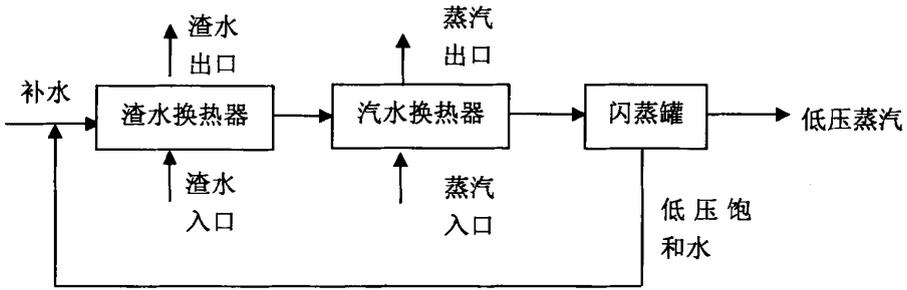


图 3.1 新工艺的换热系统

Fig. 3.1 Heat exchange system of new technology

#### 3.1 闪蒸罐的设计计算

闪蒸就是高压的饱和水进入压力比较低的容器中后由于压力的突然降低使这些饱和水变成一部分的容器压力下的饱和水蒸气和饱和水。示意图如 3.2 所示：

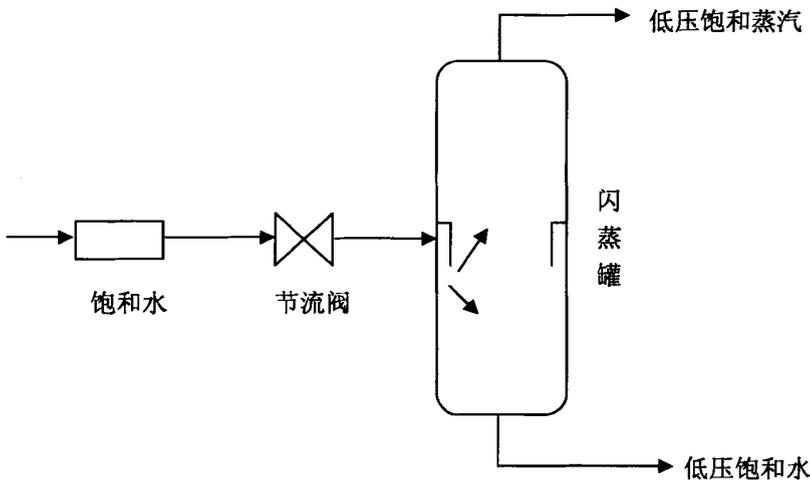


图 3.2 闪蒸罐示意图

Fig. 3.2 Schematic diagram of the flash tank

根据第二章中图 2.8 和表 2.1 可知，新工艺替代旧工艺后，要维持 U3，U4 正常运行，则换热系统需要提供  $2 \times 53 \text{t/h}$  的压力为  $0.035 \text{MPa}$ ，温度约为  $72.7^\circ\text{C}$  的饱和蒸汽。

在该温度下的饱和水的焓值为  $H_{T,s} = 304.3 \text{kJ/kg}$ ，该温度下饱和蒸汽的焓值为  $H_{T,q} = 2631.5 \text{kJ/kg}$ ，则闪蒸罐内由饱和水变为饱和蒸汽的气化潜热为：

$$\Delta H = H_{T,q} - H_{T,s} = 2327.2 \text{kJ/kg} \quad (3-1)$$

设汽-水换热器中来水的温度为  $90^\circ\text{C}$ ，压力为  $0.6 \text{MPa}$ ，则焓值约为  $\Delta H_t = 377.7 \text{kJ/kg}$ ，则汽-水换热器中来水与闪蒸罐中饱和水的焓差为  $\Delta H'_t = \Delta H_t - H_{T,s} = 73.4 \text{kJ/kg}$ ，所以闪蒸罐中蒸汽的产生率为：

$$\omega = \frac{\Delta H'_t}{\Delta H_t} \approx 3.15\% \quad (3-2)$$

如果要满足两台  $2 \times 12500 \text{t/d}$  海水淡化对蒸汽的需求的话，进入闪蒸罐中来水的流量为：

$$q_s = \frac{q_{zg}}{\omega} \approx 3365.1 \text{t/h} \quad (3-3)$$

闪蒸罐的设计参数如表 3.1：

表 3.1 闪蒸罐的设计参数  
Table 3.1 Design parameters of the flash tank

台数	罐内压力 (MPa)	高温高压流体进 口流量 (t/h)	低压蒸汽流量 (t/h)	低压饱和水流量 (t/h)	容积 ( $\text{m}^3$ )
1	0.035	3365.1	106	3259.1	5

## 3.2 渣水换热器的设计计算

### 3.2.1 设计任务和设计条件

本换热器设计为渣水换热器，不以换热为主要目的，而是以大通道，高流速让冲渣水高速通过，避免阻塞，同时将闪蒸罐回流加压水从  $65^\circ\text{C}$  预热至  $70^\circ\text{C}$ ，压力为  $0.6 \text{MPa}$ 。

冲渣水 PH 值大于 7，略显碱性，浊度的质量浓度为  $50-80 \text{mg/L}$ ，虽然含有少量杂质，但对冲渣水的物性参数影响不大，冲渣水出口的温度不小于  $95^\circ\text{C}$ ，进入换热器前存在温

降，所以冲渣水的物性参数以 90℃计，温度降低到 85℃，定性温度为 87.5℃，其物性参数为：

$$\text{密度 } \rho_1 = 966.9 \text{ kg/m}^3;$$

$$\text{定压比热容 } c_1 = 4.205 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$\text{导热系数 } \lambda_1 = 67.9 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{K};$$

$$\text{普朗特数 } Pr_1 = 2.02;$$

$$\text{运动粘度 } \nu_1 = 0.336 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}。$$

循环水为淡化后的除盐纯水，从闪蒸罐出来加压到 0.6MPa，温度从 72.7℃上升到 75℃。其定性温度为 73.9℃，其物性参数为：

$$\text{密度 } \rho_2 = 975.5 \text{ kg/m}^3;$$

$$\text{定压比热容 } c_2 = 4.190 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$\text{导热系数 } \lambda_2 = 67.0 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{K};$$

$$\text{普朗特数 } Pr_2 = 2.42;$$

$$\text{运动粘度 } \nu_2 = 0.396 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$\text{纯水的质量流量 } m_2 = 3365.1 \text{ t/h}。$$

### 3.2.2 确定设计方案

#### (1) 选择换热器的类型

两流体温度的变化情况：热流体进口温度 90℃，冷流体进口温度 72.7℃，出口温度 75℃，冷热流体温差不是很大，但是冬天外壳的温度比较低，且冲渣水杂质含量高容易堵塞需要定期清洗，因此初步确定选用浮头式换热器。

#### (2) 管程安排

从两物流的操作压力看，循环纯水压力较大，约为 0.6MPa，应使纯水走管程，一旦磨损出现泄漏不至于污染纯水，冲渣循环水压力较低走壳程，由于高炉冲渣水杂质含量较高，且渣水换热器不是以换热为主要目的，而是应该适当提高其流速，增大管径，避免结垢堵塞。

### 3.2.3 估算传热面积

#### 3.2.3.1 热流量的计算

热流量的计算公式如下：

$$Q = m_2 c_{p2} \Delta t_2 \quad (3-4)$$

式中： $m_2$ —纯水循环量，t/h；

$c_{p2}$ —纯水的定压比热容，kJ/kg·°C；

$\Delta t_2$ —纯水的温度差，°C。

带入数据得：

$$Q = 9.01 \times 10^6 \text{ W}$$

#### 3.2.3.2 冲渣水质量流量计算

根据能量守恒得：

$$m_1 = \frac{Q}{\Delta t_1 c_{p1}} \quad (3-5)$$

式中： $m_1$ —冲渣水环量，t/h；

$c_{p1}$ —冲渣水的定压比热容，kJ/kg·°C；

$Q$ —热流量，kJ/h。

带入数据得：

$$m_1 = 1542.4 \text{ t/h}$$

由于冲渣水的循环量为 2880t/h，当冲渣水的利用率为 54%时即可满足生产需要。

#### 3.2.3.3 平均传热温差计算

不论顺流、逆流，平均温差可统一用如下计算式表示：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (3-6)$$

式中， $\Delta t_{\max}$  和  $\Delta t_{\min}$  分别代表  $\Delta t'$  和  $\Delta t''$  两者中之大者和小者，按逆流情况下计算

$$\Delta t' = t_1' - t_2'', \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'。$$

代入数据得：

$$\Delta t_{\max} = 15^{\circ}\text{C}, \Delta t_{\min} = 12.3^{\circ}\text{C}, \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} < 2$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} = 13.7^{\circ}\text{C} \tag{3-7}$$

### 3.2.3.4 平均传热温差校正

平均温差校正系数有：

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''} \approx 2.2 \tag{3-8}$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \approx 0.3 \tag{3-9}$$

式中，下标 1、2 分别表示两种流体，上角标“'”和“''”则表示进口与出口，对管壳式换热器下标 1、2 可分别看成壳侧与管侧。下图 3.3、3.4 和 3.5 表示温差修正系数与 P,R 的关系：

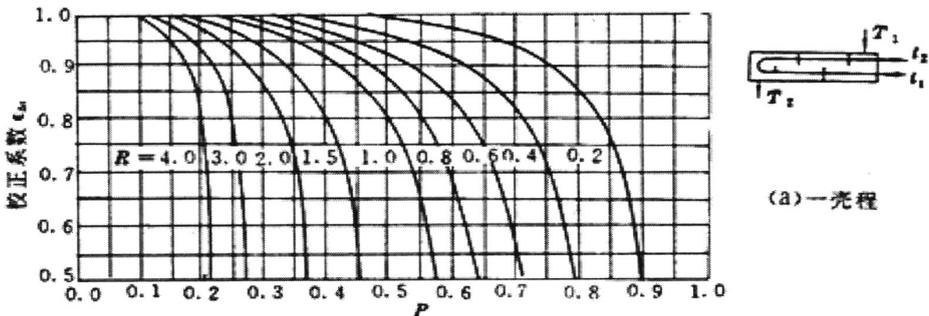


图 3.3 一壳程校正系数 ψ 与 P,R 之间的关系

Fig. 3.3 The relationship between ψ and P, R in one shell

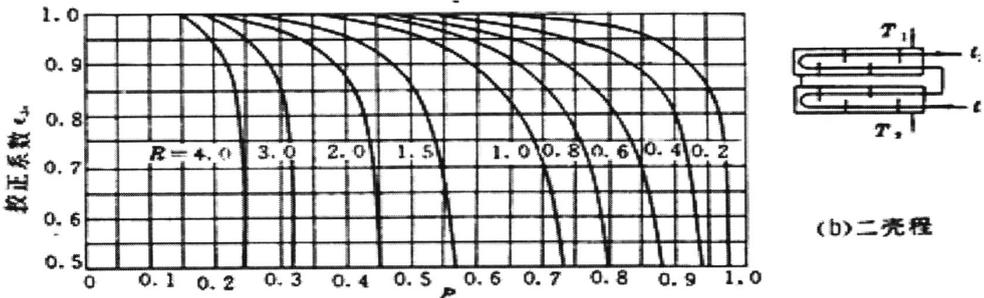


图 3.4 二壳程校正系数 ψ 与 P,R 之间的关系

Fig. 3.4 The relationship between ψ and P, R in two shells

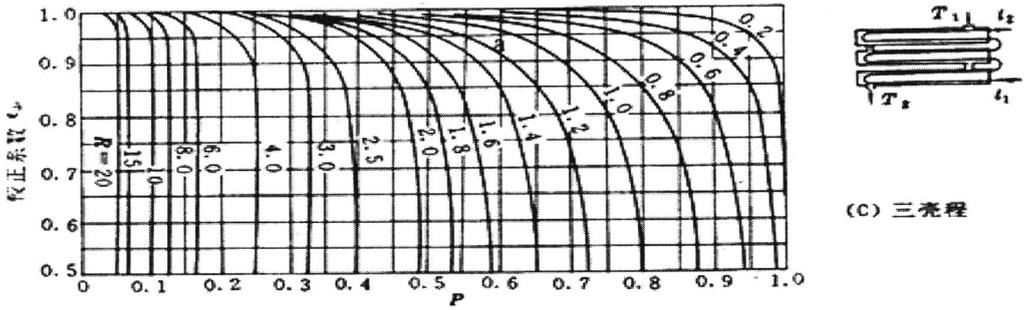


图 3.5 三壳程校正系数  $\psi$  与 P, R 之间的关系  
 Fig. 3.5 The relationship between  $\psi$  and P, R in three shells

取 2 壳程 4 管程，得  $\psi = 0.95$ <sup>[31]</sup>，平均传热温差：

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{m逆} = 0.95 \times 13.7 = 13.0 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{3-10}$$

由于平均传热温差校正系数大于 0.9，故取 2 壳程 4 管程合适。

### 3.2.3.5 传热面积初步估算

为求得传热面积 A，需先求出传热系数 k，而 k 值又与给热系数、污垢热阻等有关。在换热器的直径、流速等参数均未确定时，给热系数也无法计算，所以只能进行试算。

表 3.2 列管式换热器中 K 值大致范围  
 Table 3.2 The range of K in tube heat exchanger

热流体	冷流体	传热系数 k/ (W/ m <sup>2</sup> · K)
水	水	850~1700
轻油	水	340~910
重油	水	60~280
气体	水	17~280
水蒸汽冷凝	水	1420~4250
水蒸汽冷凝	气体	30~300
低沸点烃类蒸汽冷凝	水	455~1140
高沸点烃类蒸汽冷凝	水	60~170
水蒸汽冷凝	水沸腾	2000~4250
水蒸汽冷凝	轻油沸腾	455~1020
水蒸汽冷凝	重油沸腾	140~425

根据表 3.2 中传热系数的范围，假设  $k=1200 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{K}$  则估算的传热面积为：

$$A = \frac{Q}{K\Delta t_m} = 577.56 \text{ m}^2 \quad (3-11)$$

### 3.2.4 工艺结构尺寸

#### 3.2.4.1 管径和管内流速

目前我国试行的系列标准规定采用  $\phi 25 \times 2.5$  和  $\phi 19 \times 2$  两种规格, 对一般流体是适应的。此外, 还有  $\phi 38 \times 2.5$ ,  $\phi 57 \times 2.5$  的无缝钢管和  $\phi 25 \times 2$ ,  $\phi 38 \times 2.5$  的耐酸不锈钢管。由于本设计中流体流量较大, 但换热温差不是很大, 所以可以采用高流速大管径传热管, 选取  $\phi 57 \times 2.5$ 。此时管内相应的取较高流速  $u=2\text{m/s}$ , 流速的选择范围如下表:

表 3.3 不同液体的流速取值范围  
Table 3.3 Flow rate range about different liquid

流体种类	流速 m/s	
	管程	壳程
一般液体	0.5~1.3	0.2~1.5
宜结构液体	>1	>0.5
气体	5~30	3~15

#### 3.2.4.2 管程数和传热管数

可依据传热管内径和流速确定单程传热管数, 公式如下:

$$n = \frac{m_2}{3600 \times \frac{\pi}{4} d_2^2 u_2} \quad (3-12)$$

式中:  $m_2$ —纯水循环量, t/h;

$d_2$ —传热管的内径, m;

$u_2$ —管内流速, m/s。

代入数据得:

$$n=225.7, \text{ 取 } 226$$

按单程管计算, 所需的传热管长度为:

$$L = \frac{A}{\pi d_2 n} = 15.65 \text{ m} \quad (3-13)$$

按单程管设计，传热管过长，宜采用多管程结构。实际所取管长应根据出厂的钢管长度合理截用。我国生产的钢管长度多为6m、9m，故系列标准中管长有1.5m，2m，3m，4.5m，6m和9m六种，本设计取标准传热管长 $l=4.5\text{m}$ ，则该换热器的管程数为：

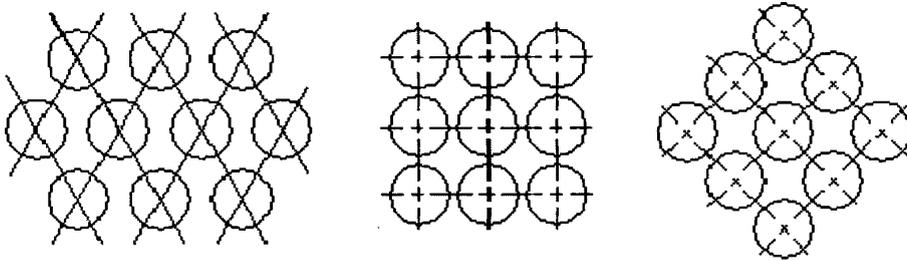
$$N_p = \frac{L}{l} = \frac{15.65}{4.5} = 3.5 \approx 4 \quad (3-14)$$

传热管总根数

$$N_t = 226 \times 4 = 904 (\text{根}) \quad (3-15)$$

### 3.2.4.3 传热管排列和分程方法

采用组合排列法，即每程内均按正三角形排列，隔板两侧采用正方形排列。排列方法如下图所示：



(1) 正三角形排列      (2) 正方形排列      (3) 正方形错列

图 3.6 换热管排列方法

Fig. 3.6 Arranged mode of heat exchange tubes

取管心距  $t = 1.25d_o$ ， $d_o$  为传热管的外径则，代入数据得管心距为：

$$t = 1.25 \times 57 = 71.25 \approx 72 \text{ mm} \quad (3-16)$$

### 3.2.4.4 壳体内径

采用多管程结构，取管板利用率  $\eta = 0.75$ ，则壳体内径为：

$$D = 1.05 t \sqrt{N_t / \eta} = 2624.6 \text{ mm}，\text{取 } 2625 \text{ mm} \quad (3-17)$$

### 3.2.4.5 折流板

采用圆缺折流板，去弓形之流板圆缺高度为壳体内径的 25%，则切去的圆缺高度为：

$$h = 0.25 \times 2625 = 656.3 \text{ mm}，\text{取 } 660 \text{ mm} \quad (3-18)$$

取折流板间距  $B = 0.3D$ ，则

$$B = 0.3 \times 2625 = 787.5 \text{ mm, 取 } 790 \text{ mm} \quad (3-19)$$

$$\text{折流板数目 } N_B = \frac{\text{传热管长}}{\text{折流板间距}} - 1 = \frac{4500}{790} - 1 = 4.7 \approx 5 \quad (3-20)$$

### 3.2.5 渣水换热器核算

#### 3.2.5.1 换热量核算

(1) 壳程表面换热系数

壳程流通截面积

$$A_o = BD(1 - \frac{d_o}{t}) \quad (3-21)$$

壳程流速

$$u_o = \frac{v_1}{3600A_o} \quad (3-22)$$

式中： $v_1$ —冲渣水的体积流量， $\text{m}^3/\text{h}$ 。

管外流体流动的  $\text{Re}_o = \frac{u_o d_o}{\nu} = 1.75 \times 10^5$ ，满足 Kern 法雷诺数的使用范围

$2 \times 10^3 - 1 \times 10^6$ ，所以管外表面传热系数  $\alpha_o$  的计算公式如下：

$$\alpha_o = 0.36 \frac{\lambda_1}{d_e} \text{Re}_o^{0.55} \text{Pr}^{1/3} (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14} \quad (3-23)$$

其中特征尺寸计算公式如下：

$$d_e = \frac{4[\frac{\sqrt{3}}{2}t^2 - \frac{\pi}{4}d_o^2]}{\pi d_o} = \frac{1.10t^2}{d_o} - d_o \quad (3-24)$$

普朗特数  $\text{Pr} = 2.02$ ，粘度校正  $(\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14} \approx 1$ ，将数据代入 (3-23) 中得管外表面传热

系数如下：

$$\alpha_o = 5497.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(2) 管内表面换热系数

管程流体流通截面积

$$A_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot \frac{N_t}{4} \quad (3-25)$$

管程流体流速和雷诺数  $Re_i = \frac{ud_o}{\nu} = 2.63 \times 10^5$ ，普朗特数  $Pr = 2.42$  满足条件：

$Re > 10000$ ， $0.7 < Pr < 120$ ， $\frac{L}{d_i} > 60$ ，所以管内对流传热系数的求解为 Dittus-Boeiter

公式：

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_i}{d_i} Re^{0.8} Pr^n \quad (3-26)$$

式中：加热流体时， $n=0.4$ ，冷却流体时， $n=0.3$ 。

代入数据得管内表面传热系数：

$$\alpha_i = 8373.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### (3) 污垢热阻和管壁热阻

污垢热阻和管壁热阻可在参考文献[32]中查询；

管外侧污垢热阻  $R_o = 3.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ；

管内侧污垢热阻  $R_i = 0.88 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ；

管壁热阻按式  $R_w = \frac{b}{\lambda}$  计算，碳钢在该条件下的热导率为  $45.3 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。

所以  $R_w = \frac{0.0025}{45.3} = 0.000055 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

### (4) 总传热系数

总传热系数的表达式如下：

$$K_e = \frac{1}{\left( \frac{d_o}{\alpha_i d_i} + \frac{R_i d_o}{d_i} + \frac{R_w d_o}{d_m} + R_o + \frac{1}{\alpha_o} \right)} \quad (3-27)$$

将求得的热阻和换热系数代入公式得渣水换热器的总传热系数为：

$$K_e = 1221 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### (5) 传热面积裕度

依式 (3-34) 可得所计算传热面积为：

$$A_c = \frac{Q}{K_e \Delta t_m} = \frac{30.45 \times 10^6}{1269 \times 18} = 567.63 \text{ m}^2 \quad (3-28)$$

该换热器的实际传热面积为：

$$A_p = \pi d_o l N_T = 3.14 \times 0.057 \times 4.5 \times 904 = 728.1 \text{ m}^2 \quad (3-29)$$

该换热器的面积裕度为：

$$H = \frac{A_p - A_c}{A_c} = 28.3\% \quad (3-30)$$

传热面积裕度合适，该换热器能够完成实际生产要求。

### 3.2.5.2 换热器内流体流动阻力

#### (1) 管程流体阻力

管程流体的流动阻力计算公式如下：

$$\Delta p_i = (\Delta p_L + \Delta p_r) N_s N_p F_i + \Delta p_n N_s \quad (3-31)$$

式中： $\Delta p_L$ —流体流过直管因摩擦阻力引起的压力降，Pa；

$\Delta p_r$ —流体流经回弯管中因摩擦阻力引起的压力降，Pa；

$\Delta p_n$ —流体流经管箱的压力降，Pa；

$F_i$ —结构校正因素，无因次，对本设计中 $\phi 57 \times 2.5$ 型号的换热管，取1.2；

$N_p$ —管程数；

$N_s$ —串联的壳程数。

其中：

$$\Delta p_L = \lambda_i \frac{l}{d_i} \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (3-32)$$

$$\Delta p_r = 3 \left( \frac{\rho_i u_i^2}{2} \right) \quad (3-33)$$

$$\Delta p_n = 1.5 \left( \frac{\rho_i u_i^2}{2} \right) \quad (3-34)$$

式中： $u_i$ —管内流速，m/s；

$d_i$ —管内径, m;

$l$ —管长, m;

$\lambda_i$ —摩擦系数, 无量纲量;

$\rho_i$ —管内流体密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

由  $R_e=263000$ , 在范围  $3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^6$ , 对于粗糙管 (钢管或铸铁管) 选用顾毓珍等公式<sup>[32]</sup>:

$$\lambda = 0.01227 + \frac{0.7543}{\text{Re}^{0.38}} \quad (3-35)$$

代入数据得管程压力降为:

$$\Delta p_i = 46.28 \text{ kPa} \quad (3-36)$$

管程流体阻力在允许的范围之内, 满足设计要求见表 3.4:

表 3.4 不同工艺物流压力和允许压力降  
Table 3.4 Pressure and allow pressure drop about different fluid

工艺物流压力, MPa	允许压力降, $\Delta P$ , MPa
真空	0.01
0.1—0.17	0.004—0.034
>0.17	$\geq 0.034$

## (2) 壳程流体阻力

壳程有无压力降对壳程压力降的计算差别很大, 当壳程装上折流板后, 流体在管外流动为平行流和错流的耦合。尽管管束为直管, 但流动却变得很复杂化, 由于制造安装公差不可避免的存在着间隙, 因而会产生泄露和旁流, 而流体横向冲刷换热管引起的旋流, 也是流动变得更加复杂, 所以要准确的计算压力降是很复杂的<sup>[32]</sup>, 分别有 Bell-Delaware 法<sup>[33-35]</sup>, 关联式法<sup>[36]</sup>, 和埃索法<sup>[37]</sup>。其中采用埃索法可使计算过程变得简洁, 其公式如下:

$$\Delta P_0 = (\Delta P_1' + \Delta P_2') F_s N_s \quad (3-37)$$

式中:  $\Delta P_1'$ —流体横过管束的压力降, Pa;

$\Delta P_2'$ —流体通过折流板的压力降, Pa;

$F_s$ —壳程压力降的结构修正系数，无因次，对液体可取 1.15；对气体可取 1.0。

其中：

$$\Delta P_1' = F f_0 n_c (N_b + 1) \frac{\rho u_0^2}{2} \tag{3-38}$$

$$\Delta P_2' = N_b \left( 3.5 - \frac{2l_b}{D_i} \right) \frac{\rho u_0^2}{2} \tag{3-39}$$

式中： $F$ —管子排列方法对压力降的修正系数，对三角形取 0.5，对正方形排列取 0.3，

对转置正方形取 0.4；

$f_0$ —壳程流体摩擦系数，

当  $Re > 500$  时， $f_0 = 5.0 Re^{-0.228}$ ；

$n_c$ —横过管束中心线的管子数，

对三角形排列  $n_c = 1.1\sqrt{N_t}$ ；

$u_0$ —按壳程流通截面积  $A_0$  计算的流速，m/s。

代入数据求得壳程的压力降为 12.28 kPa，满足设计要求见表 3.4。

### 3.2.6 渣水换热器主要结构尺寸和计算结果

表 3.5 渣水换热器主要结构尺寸和计算结果

Table 3.5 Main structure and the calculated results of the slag water heat exchanger

参数	管程	壳程
流率 (t/h)	3365.1	1542.4
进/出口温度/°C	72.7/75	90/85
压力/MPa	0.6	0.1
定性温度/°C	73.9	87.5
密度/(kg/m <sup>3</sup> )	975.5	966.9
定压比热容/ (kJ/kg·K)	4.190	4.205
粘度/(m <sup>2</sup> /s)	0.396×10 <sup>-6</sup>	0.336×10 <sup>-6</sup>
热导率/(W/m·K)	0.670	0.679
普朗特数	2.42	2.02

设备 结构 参数	形式	浮头式	壳程数	2
	壳体内径/mm	2625	台数	1
	管径/mm	$\phi 57 \times 2.5$	管心距/mm	72
	管长/mm	4500	管子排列	$\Delta$
	管数目/根	904	折流板数/个	5
	传热面积/ $m^2$	728.1	折流板间距/mm	790
	管程数	4	材质	碳钢
	主要计算结果	管程	壳程	
	流速/(m/s)	2.0	1.03	
	表面传热系数/( $W/m^2 \cdot K$ )	8373.5	5479.4	
污垢热阻/( $m^2 \cdot K/W$ )	0.000088	0.000352		
阻力/MPa	0.004628	0.001228		
热流量/kW		9010		
传热温差/K		13.0		
传热系数/( $W/m^2 \cdot K$ )		1221		
裕度/%		28.3%		

### 3.3 汽-水换热器的设计计算

#### 3.3.1 设计任务和设计条件

换热系统中，循环水在经过渣水换热器预热后，进入汽-水换热器，由于外排蒸汽的温度高（大于  $120^\circ C$ ）虽然量不大，但是其冷凝放热量仍然比较大。图 3.7 为汽-水换热器示意图：

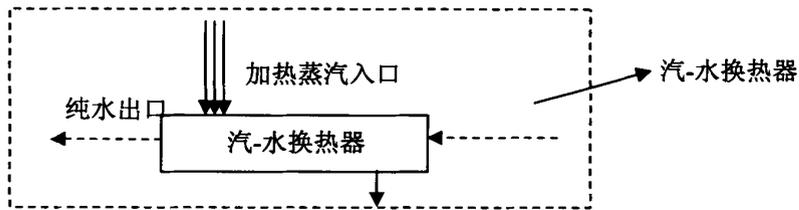


图 3.7 汽-水换热器示意图

Fig. 3.7 Diagram of steam-water heat exchanger

从渣水换热器经过余热后的循环纯水的温度为  $75^\circ C$ ，压力为  $0.6MPa$ 。经过汽-水换热器后，压力为  $0.6MPa$ ，温度为  $90^\circ C$ ，则循环纯水的定性温度为  $82.5^\circ C$ 。物性参数为：

$$\text{密度 } \rho_3 = 970.2 \text{ kg/m}^3;$$

定压比热容  $c_3 = 4.1981 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ;

导热系数  $\lambda_3 = 67.6 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;

普朗特数  $\text{Pr}_3 = 1.89$ ;

运动粘度  $\nu_3 = 0.355 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;

质量流量  $m_3 = 3365.1 \text{ t/h}$ 。

对于首钢京唐的冲渣系统，加热蒸汽为其外排蒸汽为 112 t/h，压力为 0.1MPa，温度为 130℃，蒸汽温降为 30℃。

对于过热蒸汽的冷凝，当  $t_w < t_s$  时，不仅发生饱和蒸汽的冷凝，而且由于蒸汽内部存在温度梯度就不可避免地在蒸汽和液膜之间产显热传递。但是由于过热蒸汽的比热很小，显热传递的热量就很小，例如：水蒸汽在大气压力下过热度为 100℃ 时，显热传递的热量仅为全部放热量的 3% 左右。本设计中蒸汽的流量不是很大，过热度仅为 30℃，所以将过热蒸汽的冷却—冷凝过程按饱和蒸汽的冷凝来处理，蒸汽的定性温度为 100℃，其物性参数为：

密度  $\rho_4 = 0.598 \text{ kg/m}^3$ ;

定压比热容  $c_4 = 2.028 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ;

导热系数  $\lambda_4 = 2.48 \times 10^{-2} \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;

普朗特数  $\text{Pr}_4 = 0.984$ ;

运动粘度  $\nu_4 = 20.12 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

### 3.3.2 确定设计方案

#### (1) 选择换热器的类型

两流体温度的变化情况：热流体进口温度 130℃，出口温度为 100℃，冷流体进口温度 75℃，出口温度 90℃，冷热流体温差不是很大，但是冬天外壳的温度比较低，且水蒸气含有腐蚀性物质，需要定期更换换热管，因此初步确定选用浮头式换热器。

#### (2) 管程安排

从两物流的性质来看，蒸汽要冷凝排出来，所以蒸汽走壳程，但是外壳要注意保温，

循环纯水走管程。

### 3.3.3 估算传热面积

#### 3.3.3.1 热流量的计算

(1) 蒸汽质量流量的计算

$$m_4 \Delta H_4 = m_3 c_3 \Delta t_3 \quad (3-40)$$

式中： $m_3$ —纯水水环量，t/h；

$c_3$ —冲渣水的定压比热容，kJ/kg·°C；

$Q_4$ —热流量，kJ/h。

将 $Q_4$ ， $m_3$ ， $c_3$ 的值代入式中得 $m_4=91.44\text{t/h}$ ，小于112 t/h的外排量满，即蒸汽的收集率为96.7%即可满足实际生产需求。

(2) 热流量的计算

由于蒸汽在冷凝的过程中，存在相变所以放热量的计算公式如下：

$$Q_4 = m_4 (h'_4 - h''_4) \quad (3-41)$$

式中： $h'_4$ —蒸汽入口焓值，kJ/kg；

$h''_4$ —饱和水出口焓值，kJ/kg；

$m_4$ —蒸汽的质量流量，t/h。

已知0.1MPa，130°C时蒸汽的焓值 $h'_4 = 2736.5\text{kJ/kg}$ ，0.1MPa，100°C时饱和水的焓值 $h''_4 = 419.1\text{kJ/kg}$ 代入上式得：

$$Q_4 = 58.86\text{MW}$$

#### 3.3.3.2 平均传热温差计算

汽-水换热器平均温差的计算公式与渣水换热器平均温差的计算公式一样见(3-6)和(3-7)在此不再赘述，并且蒸汽冷凝时 $\psi = 1$ ，所以计算得平均传热温差为：

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{m逆} = 16.4\text{ }^\circ\text{C} \quad (3-42)$$

#### 3.3.3.3 换热面积的初步估算

汽-水换热器传热面积的初步估算的计算见(3-11),查表3.2,假设  $k=2200\text{W/m}^2\cdot\text{K}$  则估算的传热面积为  $A=1.63\times 10^3\text{m}^2$ 。

### 3.3.4 工艺结构尺寸

#### 3.3.4.1 管径和管内流速

由于本设计中流体流量很大,换热温差较大,所以可以采用高流速大管径传热管,且蒸汽带有腐蚀性质,选取  $\phi 38\times 2.5$ ,此时管内相应的取较高流速  $u=2\text{m/s}$ 。

#### 3.3.4.2 管程数和传热管数

汽-水换热器的管程数和传热管数的计算方法见(3-12)~(3-15)根据本设计实际情况取传热管长  $l=9\text{m}$ ,最后求出汽-水换热器的管程数为3,总的换热管数为1692根。

#### 3.3.4.3 传热管排列和分程方法

采用正三角排列,如图3-6,管心距按公式(3-16)计算得57mm。

#### 3.3.4.4 壳体内径

按公式(3-17)计算得2843mm。

#### 3.3.4.5 折流板

按公式(3-18)~(3-20)计算得切去的圆缺高度为711mm,折流板间距为853mm,折流板数目为10。

### 3.3.5 换热器核算

#### 3.3.5.1 换热量核算

##### (1) 壳程表面传热系数

对于蒸汽在水平管壁(管外、单管或管束)上的膜状冷凝传热系数:

$$\alpha = 0.725 \left( \frac{\rho^2 \lambda^3 g r}{\Delta t \mu n^{2/3} d_0} \right)^{1/4} \quad (3-43)$$

式中:  $d_0$ —管子外径, m;

$n$ —管束在垂直面上的列数;

$\Delta t$ —饱和温度  $t_s$  与壁面温度  $t_w$  之差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\lambda$ 、 $\rho$ 、 $\mu$ —特性温度下冷凝液的导热系数、密度和粘度;

$r$ —应为过热蒸汽冷凝成饱和液体是放出的热量, kJ/kg。

其中特性温度取膜温, 即

$$t = \frac{t_s + t_w}{2} \quad (3-44)$$

代入数据得壳程表面冷凝传热系数为:

$$\alpha_0 = 3369.7.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

蒸汽流速和方向的影响

蒸汽和液膜间相对速度的大小和方向都会对平均冷凝换热系数产生影响, 当相随速度大时, 所产生的摩擦力也大; 当蒸汽流向与液膜流向一致时, 摩擦力使液膜加速, 厚度减少, 平均换热系数增高, 低压时汽速影响很小, 压力越高, 蒸汽密度越大, 冷凝液表面张力越小, 汽速的影响越显著。蒸汽在壳程流通截面积计算公式见 (3-21), 代入数据得  $0.81\text{m}^2$ , 则蒸汽入口处的流速为:

$$u = \frac{m_4}{\rho_4 A} \quad (3-45)$$

代入数据得  $u = 52.4\text{m/s}$ , 根据流速和压力之间的关系查《热器原理及计算》中图 2-1<sup>[38]</sup>得:

$$\alpha = 1.8\alpha_0 = 6065.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### (2) 管程表面传热系数

汽-水换热器中管程表面的传热系数计算公式见 (3-25) ~ (3-26), 求得换热系数为:

$$\alpha_i = 9985.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### (3) 污垢热阻和管壁热阻

管外侧污垢热阻和管内侧污垢热阻见参考文献[33], 管壁热阻按式  $R_w = \frac{b}{\lambda}$  计算, 汽-水换热器中换热管的材料选用不锈钢, 以 1Cr18Ni9 为例, 1Cr18Ni9 在该条件下的热导率取  $30 \text{ (W/m} \cdot \text{K)}$ <sup>[39]</sup>, 所以  $R_w = \frac{0.0025}{30} = 0.000083 \text{ m} \cdot \text{K/W}$ 。

#### (4) 总传热系数

总传热系数的计算公式见 (3-27), 最后求得:

$$K_e = 1771 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (3-46)$$

#### (5) 传热面积裕度

根据公式 (3-28) ~ (3-30) 得计算传热面积为  $1.75 \times 10^3 \text{ m}^2$ ，实际传热面积为  $1.82 \times 10^3 \text{ m}^2$ ，该换热器的面积裕度为 4%，满足实际生产需要。

### 3.3.5.2 换热器内流体流动阻力

管程流体阻力和壳程流体阻力的计算公式见 (3-31) ~ (3-39) 代入数据得管程压力降为 49.57kPa，壳程压力降为 50.387kPa，均满足表 3.4 中关于压力降的要求。

### 3.3.6 汽-水换热器主要结构尺寸和计算结果

表 3.6 汽-水换热器主要结构尺寸和计算结果  
Table 3.6 Main structure and the calculated results of the steam-water heat exchanger

	参数	管程	壳程	
物性参数	流率 (t/h)	3365.1	91.44	
	进/出口温度/°C	75/90	130/100	
	压力/MPa	0.6	0.1	
	定性温度/°C	82.5	100	
	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	970.2	0.598	
	定压比热容/(kJ/kg·K)	4.198	2.028	
	粘度/(m <sup>2</sup> /s)	$0.355 \times 10^{-6}$	$20.12 \times 10^{-6}$	
	热导率/(W/m·K)	0.676	0.0248	
	普朗特数	1.89	0.984	
	形式	浮头式	壳程数	1
设备结构参数	壳体内径/mm	2843	台数	1
	管径/mm	Φ38×2.5	管心距/mm	57
	管长/mm	9000	管子排列	△
	管数目/根	1692	折流板数/个	10
	传热面积/m <sup>2</sup>	1820	折流板间距/mm	853
	管程数	3	材质	不锈钢
	主要计算结果	管程	壳程	
	流速/(m/s)	2.0	52.4	
	表面传热系数/(W/m <sup>2</sup> ·K)	9985.2	6065.5	
	污垢热阻/(m <sup>2</sup> ·K/W)	0.000088	0.000088	
阻力/MPa	0.04957	0.05		
热流量/kW		58860		

传热温差/K	16.4
传热系数/(W/m <sup>2</sup> ·K)	1771
裕度/%	4%

### 3.4 换热系统的动力计算

要想维持整个换热系统的正常运行，保持循环纯水的正常流速，克服沿程及局部阻力损失，就必须在系统中布置泵提供动力，本系统的动力部件主要有纯水循环增压泵、渣水泵、冷凝水泵、补充水泵。分布如图 3.8 所示：

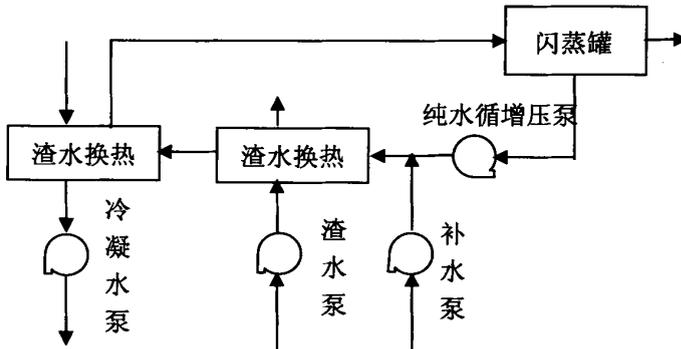


图 3.8 换热系统中泵的分布示意图

Fig. 3.8 Distribution diagram of the pump in the heat exchanger system

#### 3.4.1 补充水泵的功率计算

泵的全扬程为实际扬程和管道损失水头之和<sup>[40]</sup>。对于本设计中，实际扬程为从海水淡化装置中引流过来后打入循环纯水管道的扬程，根据渣水换热器的实际尺寸，扬程取 3m，管道损失水头包括管路的沿程阻力损失与局部阻力损失计算如下：

沿程阻力损失可用达西公式<sup>[41]</sup>表示为：

$$H_f = \lambda \frac{LV^2}{2Dg} \tag{3-47}$$

式中：L—管长，m；

D—管径，m；

V—管内流速，m/s；

g—重力加速度，m/s<sup>2</sup>；

λ—摩擦系数。

$\lambda$  为经验公式，最常用的表达式是克雷布鲁克经验式，表达式如下：

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{k}{3.17D} + \frac{2.51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right) \tag{3-48}$$

式中： $k$ —管内壁的粗糙度，取  $0.04\text{mm}^{[42]}$ ；

$\text{Re}$ —雷诺数。

表 3.7 不同管道的绝对粗糙度表  
Table 3.7 Absolute roughness of the different channels

管道类别	绝对粗糙度 $\epsilon/\text{mm}$	管道类别	绝对粗糙度 $\epsilon/\text{mm}$
无缝黄铜管、钢管、铅管	0.01~0.05	干净玻璃管	0.0015~0.01
新的无缝钢管、镀锌铁管	0.1~0.2	橡皮软管	0.01~0.03
新的铸铁管	0.3	木管道	0.25~1.25
具有轻度腐蚀的无缝钢管	0.2~0.3	陶土排水管	0.45~6.0
具有显著腐蚀的无缝钢管	0.5 以上	很好整平的 水泥管	0.33
旧的铸铁管	0.85 以上	石棉水泥管	0.03~0.8

补充水管道的流速为  $2\text{m/s}$ ，流量为温度为  $2 \times 53\text{t/h}$ ，温度为  $73^\circ\text{C}$ ，密度为  $978\text{kg/m}^3$ ，求得其管径为  $0.14\text{m}$ ，雷诺数  $\text{Re} = 3.5 \times 10^5$ ，将数据代入公式 (3-48) 中，经过迭代法求得摩擦系数为  $\lambda = 0.02$ ，管道长度按  $20\text{m}$  取值，最后求得沿程阻力损失为：

$$H_f = 1\text{m}$$

局部阻力损失主要是阀门、弯头、喷嘴等部件造成的，可表示为：

$$H_m = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \frac{V^2}{2g} \tag{3-49}$$

式中： $\xi_1$ —弯头损失系数，取  $0.5$ ；

$\xi_2$ —阀门损失系数，取  $0.4$ ；

$\xi_3$ —合流入口损失系数，取  $0.2$ 。

代入数据计算得：

$$H_m = 0.22\text{m}$$

所以补充水泵的全扬程为：

$$H = H_m + H_f + h = 4.22 \text{ m} \quad (3-50)$$

补充水泵的功率为：

$$p = \frac{\rho g q_v H}{1000 \eta} \quad (3-51)$$

式中：  $p$ —泵的轴功率，kW；

$\rho$ —液体的密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$q_v$ —泵输送液体的实际流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$\eta$ —泵的总效率，0.90~0.97。

代入数据计算得：

$$p = 1.35 \text{ kW}$$

### 3.4.2 渣水泵的功率计算

渣水泵的阻力损失不仅包括沿程和局部，还包括渣水换热器中壳侧的阻力损失，所以渣水泵的扬程计算公式如下：

$$H' = H'_f + H'_m + H'_z + h \quad (3-52)$$

式中：  $H'_f$ —沿程阻力损失，m；

$H'_m$ —局部阻力损失，m；

$H'_z$ —换热器壳侧阻力损失，m；

$h$ —泵的实际扬程，m。

其中沿程阻力按照公式（3-47）计算，冲渣水的流量为 1542.4t/h，密度  $\rho_1 = 966.9 \text{ kg/m}^3$ ，管径取 450mm，则流速为 2.8m/s，雷诺数  $\text{Re} = 3.75 \times 10^6$ ，由于冲渣水的对管壁的磨损严重，所以其管壁绝对粗糙度取  $k=0.3^{[43]}$ ，将雷诺数代入（3-48）中经过迭代算法得管内壁摩擦系数  $\lambda = 0.55$ ，管道长度取 20m。最后求得管道沿程阻力损失为

$$H'_f = 9.8 \text{ m}$$

局部阻力损失也主要体现在阀门，弯头以及入口处，公式如下：

$$H'_m = (\xi_1 + \xi_2) \frac{V^2}{2g} + h_f \quad (3-53)$$

式中： $\xi_1$ —弯管处的局部损失系数，取 0.3；

$\xi_2$ —阀门的局部损失系数，取 0.4；

$h_f$ —管道内流体流入换热器中急扩的阻力损失，m。

$$h_f = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \quad (3-54)$$

式中： $V_1$ —冲渣水在管道中的流速，m/s；

$V_2$ —冲渣水在换热器中壳侧的流速，m/s。

代入数据得： $h_f = 0.033\text{m}$ ， $H'_m = 0.76\text{m}$  根据渣水换热器的尺寸  $h$  取 3m，根据换热器设计中，渣水换热器的壳侧阻力损失为 12.28kPa，即 1.2m 水头。渣水泵总的扬程为  $H' = 13.56\text{m}$ 。冲渣水的密度  $\rho_1 = 966.9\text{kg/m}^3$ ，流量  $m_1 = 1542.4\text{t/h}$ ，泵的总效率取 0.9，按照公式 (3-51) 求得渣水泵的实际功率为：

$$p_z = 63.3\text{kW}$$

### 3.4.3 冷凝水泵的功率计算

冷凝水泵的主要作用是将换热器中的冷凝水及时的抽走排出，维持汽-水换热器中壳侧的低压，使得加热蒸汽能够保持高速流入状态，对汽-水换热器的稳定运行有着重要的作用。冷凝水流量为 91.44t/h，温度为 100℃，直接排往冲渣水的循环水池。阻力损失表示和计算过程也和补水泵类似，在此不再赘述。

计算得冷凝水泵的实际功率为：

$$p_L = 4.23\text{kW}$$

### 3.4.4 纯水循环增压泵的功率计算

循环纯水首先要经过渣水换热器进行预热，在换热器内部有压力降，然后再进入汽-水换热器中加热，在管侧也存在压力降，进入闪蒸罐后压力降低，流出后泵对其加压，将 0.035MPa 的饱和水加压到 1.0MPa，所以纯水循环泵不仅为纯水的循环提供动力，同

时也为循环纯水加压。

由于纯水的循环贯穿整个热力系统，管路较长，沿程阻力损失适合采用海珍·威廉（Hazen Williams）公式：

$$V = 0.84935CR^{0.63}I^{0.54} \tag{3-55}$$

$$H_f = IL \tag{3-56}$$

式中：C—流量系数，见表 3.8

R—流体平均深度，m，圆管时  $R = \frac{D}{4}$ ；

I—动水梯度；

D—管径，m；

L—管长，m；

V—管内流速，m/s。

其中管内流速是 2m/s，流量为 3365.1t/h，管长取 200m，C 值取 130 经过计算得 I=0.004，D=0.78m，代入数据得沿程阻力损失  $H_f = 8\text{m}$ 。

局部阻力损失包括，渣水换热器管侧的压力降，汽-水换热器中的压力降，闪蒸罐前减压阀的压力降，以及各种阀门，弯管处的阻力损失。

其中弯管的阻力损失系数取 0.12，弯管数设定为 4 个，阀门的阻力损失当直径大于 300mm 时可以忽略不计<sup>[42]</sup>，节流阀口径按 50mm 计算，则损失系数取 5，求得局部阻力损失为 m。

表 3.8 不同管道的流量系数表  
Table 3.8 The flow coefficient of different channels

管类别	C	管类别	C
新铸铁管	130	水泥衬里管	140
旧铸铁管	100	煤焦油漆衬里管	140
新钢管	120	石棉水泥管	130
普通钢管	100	光滑的橡皮拉伸软管	130
条件差的旧钢管	80	土管、木管	110

渣水换热器和汽-水换热器中的压力降分别为 49.57kPa 和 46.28kPa，二者合计约为 9.6m 水头。低压饱和水经过增压泵后压力增加为 0.6MPa，约为 56.5m 的水头。整个换热系统中纯水循环增压泵的的扬程为：

$$H = H_f + H_m + H_y + h \quad (3-57)$$

式中： $H_y$ —增压水头，m；

$h$ —纯水循环泵（增压泵）实际扬程，取 2m。

将数据代入（3-51）中求得纯水循环泵（增压泵）的的扬程为：

$$H = 67.6 \text{ m}$$

将结果代入（3-51）中求得纯水循环增压泵的功率为：

$$p_c = 688.06 \text{ kW}$$

将不同泵的功率汇总如下表：

表 3.9 不同泵的功率表  
Table 3.9 The power of different pump

泵	补充水泵	渣水泵	冷凝水泵	纯水循环增压泵	合计
功率 (kW)	1.35	63.3	4.23	688.1	757

### 3.5 本章小结

本章主要为设计计算部分，即对新工艺的主体部分进行详细的设计计算，包括闪蒸罐、渣水换热器、汽-水换热器以及动力部分（海水淡化部分由于建立在首钢京唐已有的 U3, U4 装置上，所以不比进行重新设计计算）。为第四章的热力学分析和第五章的成本分析打下基础。

此页不缺内容

## 第4章 换热系统的热力学分析

前面几章进行了以降低首钢京唐海水淡化成本为最终目的新工艺的研究，并在此基础上选择了未被利用的冲渣水余热作为热源，同时设计了提取热量的装置（渣水换热器和汽-水换热器）以及维持系统正常运转的各种泵，并计算了整个换热系统的能耗。本章将从热力学角度，对整个换热系统进行分析，找出提高系统效率的关键。

### 4.1 热力学分析方法简介

#### 4.1.1 热力学分析内容

热力学分析方法可以分为热力学第一定律分析方法和热力学第二定律分析方法。后者又分为熵分析方法和火用分析方法两种。其中热力学第一定律分析法是过程热力学分析的基础。

热力学第一定律分析法具有普遍适用性，可用于设备的散热损失、理论热负荷、可回收的余热量及电力损失的发热量等问题的分析。但是，能不仅有数量，而且还有质量。热力学第一定律分析法只能反映能在数量上的损失，不能反映在质量上的损失，也就是无法反映能的贬值或变质程度，因而无法反映能源消耗的根本原因，进而就无法找到节能的关键<sup>[44,45]</sup>。热力学第二定律分析中的熵和火用分析方法的优缺点在下一小节中的基本方法中会有详细的阐述，在此不再赘述。

本论文中对换热系统的热力学分析就是以热力学第一、二定律为基础，通过对各子换热系统的物料衡算和能量衡算、有效能衡算等，最后确定各子换热系统和总换热系统的换热效率和节能空间。

#### 4.1.2 热力学基本概念

##### 4.1.2.1 可逆过程和不可逆过程

任何实际热力过程在做机械运动时不可避免地存在摩擦，在传热时必定存在着温差。因此，实际热力过程必然具有这样的特性：如果使过程沿原路反向进行，使热力系统回复到原状态，将会给外界留下这种或那种影响——这就是实际过程的不可逆性，人们把这样的过程称为不可逆过程。一切实际过程都是不可逆过程。

当系统完成某一热力过程后，如果有可能使系统沿原路逆向进行，并使系统和外界都返回原来的状态而不留下任何变化，这一过程称为可逆过程<sup>[46]</sup>。

换热器的换热过程是一个不可逆过程，冷流体的升温，热流体的降温以及换热器本省的热损失都是不可避免的，在实际计算过程中，如果换热器本身的热损失不大的话，常常视为散热损失为零。

#### 4.1.2.2 焓

焓<sup>[46]</sup>是一个组合状态参数，表达式如下：

$$H = U + PV \quad (4-1)$$

式中： $H$ 为焓， $U$ 为工质内能， $P$ 为压力， $V$ 为体积。

对于单位质量工质的焓称为比焓（简称为焓）。比焓的单位是 J/kg，定义式如下：

$$h = \frac{H}{m} = u + pv \quad (4-2)$$

式中： $h$ 为比焓， $m$ 为质量。

由公式（4-2）可以看出，比焓是一个只取决于工质状态的参数，工质流入、流出热力系统时，促使热力系统能量的增加或者减少，因此还可以看作随工质转移的能量。在热工计算中，一般都是求工质在两个状态间的焓值的该变量，因此在状态变化过程中工质的比焓变量为：

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int dh \quad (4-3)$$

在换热过程中，低压闪蒸罐、渣水换热器、和汽水换热器，根据进出口温度和压力即可确定过程的焓变。对于温度的改变对体积影响不大的流体焓变就等于热量的变化，表达式为：

$$\Delta q = \Delta h \quad (4-4)$$

式中： $\Delta q$ 为热量的变化量。

#### 4.1.2.3 熵

熵<sup>[46]</sup>是一个导出的状态参数，用 $S$ 表示对简单可压缩均匀系(即只有两个独立变量或自由度的均匀热力系)，它可以由其它状态参数按下列关系式导出：

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (4-5)$$

式中： $dQ$ 为工质在可逆过程中自外界吸收的热量， $T$ 为工质的绝对温度， $dS$ 为此微元过程中工质熵的变量。

单位质量的工质的熵称为比熵(简称为熵), 单位是  $J/(kg \cdot K)$ , 其定义式为:

$$s = \frac{dS}{m} \quad (4-6)$$

式中:  $m$  为质量。

由于工质在可逆过程中自外界吸收的热量  $Q$  是一个状态参数, 因而熵和焓一样也是状态参数, 仅取决于热力系的状态。对应于某一热力学平衡状态, 总存在有相应的熵值, 系统从一个状态 1 到另一个状态 2 任何可逆或不可逆过程的熵变化均可借用任何一个可逆过程来计算:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int^2 ds \quad (4-7)$$

#### 4.1.2.4 火用

火用可以比较体系在不同状态下作功能力的大小。任何体系在一定状态下的火用, 就是体系从该状态变至基态, 即达到与环境处于完全平衡状态时此过程的理想功即可逆过程的最大有效功, 用符号  $E_x$  表示。在换热器换热过程中, 若流体介质进口状态为 1 ( $p_1, T_1$ ), 基态为 ( $p_0, T_0$ ) 时, 可得到流体在进口状态下的有效能  $E_{x1}$  的表达式为:

$$E_{x1} = (H_1 - H_0) - T_0(S_1 - S_0) \quad (4-8)$$

式中:  $H_1$ 、 $S_1$  为流体进口状态下的焓和熵,  $H_0$ 、 $S_0$  为流体介质基态下的焓和熵。

在基态时  $H_0$ 、 $S_0$ 、 $p_0$ 、 $T_0$  均可以视为常数, 故流体的火用值, 仅取决于进口的状态, 它是个状态函数。流体进口所具有的能量可以用 ( $H_1 - H_0$ ) 表示, 是有效能中可以用于做功的部分,  $T_0(S_1 - S_0)$  则是其中不能用于做功的部分, 称为火无(称为无用能), 用  $E_U$  表示。

根据公式 (4-8) 可分别求出流体在进口和状态 1 和出口状态 2 时的火用值  $E_{x1}$  和  $E_{x2}$ , 两者之差为:

$$E_{x1} - E_{x2} = (H_1 - H_2) - T_0(S_1 - S_2) \quad (4-9)$$

即

$$\Delta E_x = (\Delta H) - T_0 \Delta S \quad (4-10)$$

上式(4-10)中 $H_2$ 、 $S_2$ 为流体出口状态下的焓和熵， $\Delta E_x$ 为流体介质在进出口状态下火用值得变化量， $T_0\Delta S$ 为火无的变化量，用 $\Delta E_U$ 表示，其值取决于流体介质进出口的状态。

### 4.1.3 热力学分析基本方法

#### 4.1.3.1 热力学第一定律分析法

热力学第一定律分析法是运用热平衡原理，以热效率为基本准则，分析评价用能设备能量有效利用状况的方法。热力学第一定律分析法用于设备用能分析的主要内容包

括：

- (1) 对设备进行热量衡算；
- (2) 依据能量平衡，计算热效率，评价设备用能的优劣；
- (3) 在有些情况下还需要计算各项热损失，以获得设备热损失的分布。

热力学第一定律分析法是目前评价设备能量有效利用状况中应用最普遍的方法。这种方法的优点在于符合人们的传统概念，容易理解和掌握，如果运用得当，可以为改进设备的用能状况提供技术依据。然而，应当意识到，第一定律分析法有很大的片面性和局限性，因为它所依据的仅仅是能的本性的一个侧面，即能在量上的守恒性，它不是能的全面本性，这就不可避免地使得单纯从第一定律分析法得出的结论带有不同程度的片面性。因此，在节能的重要性日益显得突出的今天，有必要采用更科学热力学分析法，评价现有用能设备的真实节能潜力。

#### 4.1.3.2 热力学第二定律分析法

热力学第二定律反映了热力过程方向性的实质。揭示了一个过程是否可逆是有一定条件的，是由过程的初态和终态之间的关系的，不可逆过程自发进行的方向，用任何方法都不可能使系统由终态返回到初态而不产生其它影响。热力学第二定律分析法又分为熵分析方法与火用分析法。

##### (1) 熵分析法

从指导用能实践的观点看，热力学第二定律的意义在于指出过程的不可逆性，必然导致作功能力的损失。热力学引入状态参数“熵”后，又进而确认过程物系的熵增是过程不可逆性的量度。这就说明，与物质及能量不同，熵不是守恒的，它会由于过程的不可逆性而产生出来，这种由于不可逆因素引起的熵增称为熵产。熵产的大小是热力过程不

可逆性的一个量度指标。过程的不可逆程度愈严重，造成的熵产就愈多，同时有效能的减少也就愈多。这样，就把过程物性的熵产与能的可用性即有效做功能力的降低直接联系了起来，于是，对热力过程的不可逆损失即有效能损失的分析就可以归结为对熵产的计算。为了确定熵产的大小，常用熵方程<sup>[47]</sup>来计算。

流入热力系熵的总和-流出热力系的熵的总和+热力系的熵产=热力系总熵的增量。

假定在一段极短的时间  $d\tau$  内，由于传热，从外界流入热力系的熵流为  $\delta S_f$ ，又从外界流进了比熵为  $s_1$  的质量  $\delta m_1$ ，并向外界流出了比熵为  $s_2$  的质量  $\delta m_2$ ；与此同时，热力系内部的熵产  $\delta S_g$ 。经过这段极短的时间  $d\tau$  后，热力系总熵的增量为  $dS$ ，这时熵方程可表示为：

$$(\delta S_f + s_1 \delta m_1) + \delta S_g = s_2 \delta m_2 + dS \quad (4-11)$$

即

$$dS = \delta S_f + \delta S_g - s_2 \delta m_2 + s_1 \delta m_1 \quad (4-12)$$

将上式对时间积分，可得：

$$\Delta S = S_f + S_g + \int (s_1 \delta m_1 - s_2 \delta m_2) \quad (4-13)$$

上式中， $S_f$  为熵流，表示热力系与外界交换热量而导致的熵的流动量。对热力系而言，当它从外界吸热时，熵流为正；当它向外界放热时，熵流为负。 $s \delta m$  也是一种熵流，它是随物质流进或流出热力系的熵流。流进热力系为正，流出热力系为负。 $S_g$  为热力系的熵产，恒为正。

熵分析法的主要内容就是：通过对体系的熵平衡计算，求取熵产的大小及其分布，分析影响熵产的因素，进而确定熵产与不可逆损失的关系，作为评价过程的不完善性和改进热力学过程的依据熵分析法只要求针对某一具体的热力学过程采用一致的基准态即可，而不要求以“寂态”<sup>[48]</sup>作为初试计算点，也不需要确定有火用损失，所以应用方便且有普遍性。但熵分析法也有明显的不足之处<sup>[49,50]</sup>：首先，熵只是表征不可逆过程转换能量的一个尺度，而它本身并不是能量，因而无法用它来直接评估能量的使用价值，不便于用统一的尺度来考察各类用能装置的完善程度及一次能源利用的充分程度；其次，熵的概念比较抽象，其物理意义是表征物系从有序态向无序态的转变程度，从概念上讲不可能具有经济价值。随着节能研究的不断深入，已逐渐发展并形成了一种新的热

力学第二定律分析法，即火用分析法。

(2) 火用分析法

火用分析法是在热力学第一、第二两大定律基础上结合环境状态，从对能的量的守恒性和质的贬值性这一双重属性的全面认识及其转化的实用性出发而创立的一种新的能量分析方法。

火用分析法的主要内容有：

- 1) 进行物料、热量衡算，确定输入、输出体系各种物理量、热流量、功流量以及各物流的状态参数（如温度、压力、组成等）；
- 2) 计算物流火用和热流火用；
- 3) 由火用平衡方程确定过程的火用损失；
- 4) 确定火用效率。

(3) 火用平衡方程

首先建立敞开体系稳流过程的火用平衡方程。

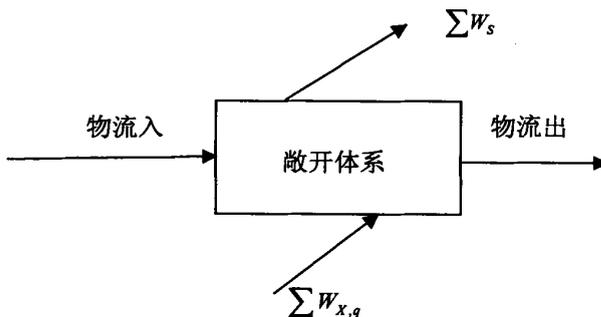


图 4.1 物流过程中火用平衡  
Fig. 4.1 Exergy balance in the logistics

如图4.1所示具有多股流进出，和环境有热、功交换的开系稳流过程。进入体系的物流火用为  $\sum E_{x,\lambda}$ ；离开体系的物流火用为  $\sum E_{x,\mu}$ ；进入体系的热流火用为  $\sum E_{x,Q}$ （ $Q$ 可正，可负）；离开体系的功流为  $\sum E_s$ 。

对于可逆过程，体系无损耗功，火用损失为零， $E_{x,D} = 0$ ，火用是守恒的。火用平衡方程为：

$$\sum E_{s,\lambda} + \sum E_{x,Q} = \sum E_{x,\mu} + \sum W_s \tag{4-14}$$

对于不可逆过程，体系有损耗功，火用损失大于零， $E_{x,D} > 0$ ，火用是不守恒的，火用减少，火无增加。火用平衡方程为：

$$\sum E_{s,\lambda} + \sum E_{x,Q} = \sum E_{x,\text{出}} + \sum W_s + E_{x,D} \quad (4-15)$$

上式为不可逆稳流过程的火用平衡方程式。根据此式，可计算出体系（设备或装置）的内部火用损失  $E_{x,D}$ ，表达式为：

$$E_{x,D} = \sum E_{s,\lambda} + \sum E_{x,Q} - \sum E_{x,\text{出}} - \sum W_s \quad (4-16)$$

上式右边各项火用值可以根据参数（如温度、压力、流量、组成等）按前诉火用值得计算方法求得，而火用损失  $E_{x,D}$ ，只能用火用平衡式（4-15）求出。

用火用平衡算式计算火用损失比起用熵分析法损耗功的基本关系式  $W_L = T_0 \Delta S$ ，往往要方便一些。

有功交换的绝热过程，如绝热压缩、绝热膨胀过程，这类过程涉及的设备，如压缩机、蒸汽透平、膨胀机，鼓风机和泵等。本换热系统中的泵均属于这种情况。对于单体设备来说内部火用损失变为：

$$E_{x,D} = -W_s - \sum \Delta E_x \quad (4-17)$$

有热交换无功交换的过程，如流体流经有热损失的管道、阀门，流经换热器、混合器等。本换热系统中的渣水换热器和汽-水换热器均属于这种情况，内部火用损失变为：

$$E_{x,D} = \sum E_{x,Q} - \sum \Delta E_x \quad (4-18)$$

绝热又无功交换的过程，如流体流经无热损失的管道、阀门、节流膨胀、绝热混合、忽略热损失的换热器等，内部火用损失变为：

$$E_{x,D} = -\sum \Delta E_x \quad (4-19)$$

#### （4）火用效率

通过熵分析法和火用分析法可以求出装置及过程的火用损失，但是只知道能量的损失的绝对数量还不足全面反映装置及过程的热力学完善程度，还应知道其能量损失的相对大小。

热效率，亦称热力学第一定律效率，他表示过程所得到利用的各种形式的能量对消耗的各种形式能量之比。虽然分子、分母所涉及的都是能量，但它们的品质可能不同，所以这种效率必然导致高品位与低品位的能量等量齐观，正由于这个原因，热效率并不

是衡量和评价过程能量利用合理性的一种理想的、统一的科学尺度。

由于能量具有不同的质量，为了得到过程的真正效率，必须使分子、分母同属于真正的同类项，即必须用等价的能量相比较，这就是火用效率。

火用效率表示为过程输出的火用与输入的火用之比，公式如下：

$$\eta_E = \frac{\sum E_{x,出}}{\sum E_{x,入}} = 1 - \frac{E_{x,D}}{\sum E_{x,入}} \quad (4-20)$$

式中： $\sum E_{x,入}$ ， $\sum E_{x,出}$  分别表示输入、输出过程或装置的各种物流和能流的火用之和； $\eta_E$  为火用效率或热力学第二定律效率。

如果过程完全可逆， $E_{x,D} = 0$ ，则 $\eta_E = 1$ ；当过程完全不可逆， $E_{x,D} = \sum E_{x,入}$ ，则 $\eta_E = 0$ ；一般情况下，过程部分可逆， $0 < \eta_E < 1$ ， $\eta_E$  越大，说明过程火用损失越小，不可逆性越小，过程在热力学上就越完善。火用效率比火用损耗大小或者是熵产生大小来评价过程更为简单明晰，更能准确定量地反映过程的不可逆程度。

## 4.2 换热器系统的热力学计算

### 4.2.1 渣水换热器的热力计算

#### 4.2.1.1 传热过程中火用损失计算

在开始进行热交换前，热流体的热量 $Q_1$ 的最大做功能力为 $Q_1(1 - \frac{T_0}{T_1})$ ；在传热后，

热量 $Q_1'$ 的最大做功能力将为 $Q_1'(1 - \frac{T_0}{T_1'})$ ，所以传热过程的火用损耗（功损耗）应为：

$$I_c = E_{x,D} = T_0 Q \left( \frac{T_1 - T_1'}{T_1 T_1'} \right) \quad (4-21)$$

由于冷热流体温度均有变化，所以温度都采用热力学平均温度来计算，于是(3-21)变为：

$$I_c = E_{x,D} = T_0 Q \left( \frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_1'}{\bar{T}_1 \bar{T}_1'} \right) \quad (4-22)$$

热力学平均温度 $\bar{T}$ 计算式如下：

$$\bar{T} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (4-23)$$

式中  $T_2, T_1$  分别为流体的初温和终温。

已知环境温度  $T_0 = 298 \text{ K}$ ，渣水换热器中冷、热流体进出口温度分别为  $345.7 \text{ K}$ 、 $348 \text{ K}$ 、 $363 \text{ K}$ 、 $358 \text{ K}$ ，散热损失忽略不计流体间的传热量为代入数据得传热总火用损失为：

$$I_c = 0.3 \times 10^6 \text{ W}$$

#### 4.2.2.2 流动过程阻力火用损失计算

在换热器中，除了因冷、热流体温差传热造成火用损失外，还会因工质粘性摩擦阻力引起火用损失，对于流体阻力的火用损失，忽略流动中比体积的变化，对于管侧流动阻力的火用损失的表达式为：

$$E_{X,L,pL} = q_{mL} \frac{T_0}{T_L \rho_L} \Delta P_L = B_1 Q \frac{T_0}{T_L} \quad (4-24)$$

$$B_1 = 0.158 d_i^{-1.25} V_{fL}^{1.75} c_L^{-1} \rho_L^{-0.25} \eta_L^{0.25} L (T_{L1} - T_{L2})^{-1} \quad (4-25)$$

式中  $d_i$ 、 $L$ 、 $V_{fL}$ 、 $c_L$ 、 $\rho_L$ 、 $\eta_L$  分别为管内径、长度、流体的速度、比热容、密度和动力粘度系数，下表 L 表示冷流体。

将数据代入 (4-24) 和 (4-25) 得

$$E_{X,L,pL} = 1953.7 \text{ W}$$

对于壳侧流体阻力的火用损失的表达式为：

$$E_{X,L,pH} = q_{mH} \frac{T_0}{T_H \rho_H} \Delta P_H = B_2 Q \frac{T_0}{T_H} \quad (4-26)$$

$$B_2 = 0.746 d_e^{-1.188} V_{fH}^{1.182} c_H^{-1} \rho_H^{-0.188} \eta_H^{0.188} D_S L B^{-1} (T_{H1} - T_{H2})^{-1} \quad (4-27)$$

式中  $D_S$ 、 $d_e$ 、 $L$  和  $B$  分别为壳径、当量直径、管束长度和折流板间距。

将数据代入 (4-26) 和 (4-27) 得：

$$E_{X,L,pL} = 2778 \text{ W}$$

冲渣水和纯水分别在管外和管内流动的过程中由于流动阻力产生的总火用损

失为：

$$E_{X,L,p} = E_{X,L,P_H} + E_{X,L,P_L} = 4732 \text{ W} \quad (4-28)$$

由结果可以看出流体流动的阻力产生的火用损失不大，约占总火用损失 1.6%左右，减少流动阻力损失，就可以降低流动阻力火用损失。

#### 4.2.2.3 渣水换热器的传热火用效率

高、低温流体的输入、输出火用的表达式分别为：

$$E_{H,1} = m_H c_{pH} \left[ (T_{H,1} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{H,1}}{T_0} \right] \quad (4-29)$$

$$E_{H,2} = m_H c_{pH} \left[ (T_{H,2} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{H,2}}{T_0} \right] \quad (4-30)$$

$$E_{L,1} = m_L c_{pL} \left[ (T_{L,1} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{L,1}}{T_0} \right] \quad (4-31)$$

$$E_{L,2} = m_L c_{pL} \left[ (T_{L,2} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{L,2}}{T_0} \right] \quad (4-32)$$

式中  $E_{H,1}$ 、 $E_{H,2}$ 、 $E_{L,1}$ 、 $E_{L,2}$  分别为冲渣水和循环纯水的流入火用和流出火用，kJ/h， $m_H$ 、 $m_L$  分别为冲渣水和循环纯水的质量流量，kg/h， $c_{pH}$ 、 $c_{pL}$  分别为冲渣水和循环纯水的定压比热容，kJ/kg·K， $T_{H,1}$ 、 $T_{H,2}$ 、 $T_{L,1}$ 、 $T_{L,2}$ 、 $T_0$  分别为冲渣水、循环纯水和环境温度，K。代入数据得：

$$E_{H,1} = 40.2 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E_{H,2} = 34.6 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E_{L,1} = 48.7 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E_{L,2} = 53.3 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

一般的火用效率，将冷流体作为加热的对象，它的火用变为收益火用。而热流体出口的火用不再回收利用，称为外部火用损失，则火用效率表达式为：

$$\eta_{E,1} = \frac{E_{L,2} - E_{L,1}}{E_{H,1}} = 11.4\% \quad (4-33)$$

目的火用效率，收益火用与式 (4-33) 中一样，支付火用只考虑冲渣水在该换热器中减少的火用，则火用效率表达式为：

$$\eta_{E,2} = \frac{E_{L,2} - E_{L,1}}{E_{H,1} - E_{H,2}} = 82.1\% \quad (4-34)$$

传递火用效率，将流入体系的火用均作为支付火用，流出体系的火用均作为收益火用，则火用效率的表达式为：

$$\eta_{E,3} = \frac{E_{H,2} + E_{L,2}}{E_{H,1} + E_{H,1}} = 98.9\% \quad (4-35)$$

由 (4-33)、(4-34) 和 (4-35) 的结果可知该设计的渣水换热器对冲渣水的火用值得利用很低，但该装置本身的火用损失率很低，即能量在系统内部之间的传递效率很高，贬值很低。

### 4.2.2 汽-水换热器的热力计算

在本设计当中，汽-水换热器的换热量约占 86.7%，对其进行热力分析找出可避免的火用损失，并对其进行改进，对于整个换热系统的节能优化有十分重要作用。

#### 4.2.2.1 传热过程中火用损失计算

当忽略稳定流动工质的宏观动能和位能时，稳定物流的火用就考虑焓一种形式的能量火用，从而有：

$$E_X = H - H_0 - T_0(S - S_0) \quad (4-36)$$

蒸汽和循环纯水的进、出口焓火用分别为为  $E_{H,1}$ 、 $E_{H,2}$ 、 $E_{L,1}$ 、 $E_{L,2}$  表达式如下：

$$E'_{H,1} = H_{H,1} - H_0 - T_0(S_{H,1} - S_0) \quad (4-37)$$

$$E'_{H,2} = m_H c_{pH} \left[ (T_{H,2} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{H,2}}{T_0} \right] \quad (4-38)$$

$$E'_{L,1} = m_H c_{pH} \left[ (T_{L,1} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{L,1}}{T_0} \right] \quad (4-39)$$

$$E'_{L,2} = m_L c_{pH} \left[ (T_{L,2} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{L,2}}{T_0} \right] \quad (4-40)$$

表 4.1 蒸汽和循环纯水在不同温度下焓值和熵值表  
Table 4.1 Enthalpy and Entropy of steam and circulating water in different temperatures

	蒸汽 (0.1MPa) 91.44t/h			循环纯水 (0.6MPa) 3365.1t/h		
温度 (°C)	130	100	25	90	75	25
焓值 (kJ/kg)	2736.5	419.1	104.86	377.66	314.7	105.7
熵值 (kJ/kg·K)	7.52	1.31	0.37	1.19	1.01	0.37

将上表中的各项数据带入 (4-37) ~ (4-40) 当中得:

$$E'_{H,1} = 45.84 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E'_{H,2} = 3.12 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E'_{L,1} = 53.3 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$E'_{L,2} = 87.65 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

传热过程火用损失表达式为:

$$E'_{X,T} = (E'_{H,1} + E'_{L,1}) - (E'_{H,2} + E'_{L,2}) \tag{4-41}$$

将求得的结果代入 (4-41) 得汽水换热器的换热火用损失为

$$E'_{X,T} = 8.37 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

#### 4.2.2.2 汽-水换热器流动阻力火用损失计算

管侧流体的流动阻力火用损失的表达式为:

$$E'_{X,L,PL} = q_{mL} \frac{T_0}{T_L \rho_L} \Delta P_L = B'_1 Q' \frac{T_0}{T_L} \tag{4-42}$$

$$B'_1 = 0.158 d_i^{-1.25} V_{\mu}^{-1.75} c_L^{-1} \rho_L^{-0.25} \eta_L^{0.25} L' (T_{L1} - T_{L2})^{-1} \tag{4-43}$$

式中:  $d_i$ 、 $L'$ 、 $V_{\mu}$ 、 $c_L$ 、 $\rho_L$ 、 $\eta_L$  分别为汽-水换热器内管内径、长度、流体的速度、比热容、密度和动力粘度系数, 下表 L 表示循环纯水。

将数据代入 (4-42) 和 (4-43) 得

$$E'_{X,L,PL} = 4934.7 \text{ W}$$

对于壳侧流体流动阻力的火用损失的表达式为:

$$E'_{X,L,PH} = q_{mH} \frac{T_0}{T_H \rho_H} \Delta P_H = B'_2 Q' \frac{T_0}{T_H} \tag{4-44}$$

$$B'_2 = 0.746d_e^{-1.188} V_{FH}^{1.182} c_H^{-1} \rho_H^{-0.188} \eta_H^{0.188} D_s L B'^{-1} (T_{H1} - T_{H2})^{-1} \quad (4-45)$$

$$Q' = mc'_H \Delta t \quad (4-46)$$

式中  $D'_s$ 、 $d'_e$ 、 $L'$  和  $B'$  分别为汽-水换热器的壳径、当量直径、管束长度和折流板间距。 $Q'$  为不包括相变潜热的换热量， $c'_H$ 、 $\rho'_H$ 、 $\eta'_H$  为蒸汽的比热容、密度和动力粘度系数。H 表示蒸汽。

将数据代入 (3-44) ~ (3-46) 得：

$$Q' = 1.55 \times 10^6 \text{ W}, \quad E'_{X,L,P_L} = 34251 \text{ W}$$

由于实际过程蒸汽边换热边冷凝，冷凝后的液体的流动产生的火用损失要偏小。所以上式求的值偏大。

冲渣水和纯水分别在管外和管内流动的过程中由于流动阻力产生的总火用损失为：

$$E'_{X,L,P} = E'_{X,L,P_H} + E'_{X,L,P_L} = 39185.7 \text{ W} \quad (4-47)$$

#### 4.2.2.3 汽-水换热器的传热火用效率

一般的火用效率

$$\eta'_{E,1} = \frac{E'_{L,2} - E'_{L,1}}{E'_{H,1}} = 74.9\% \quad (4-48)$$

目的火用效率

$$\eta'_{E,2} = \frac{E'_{L,2} - E'_{L,1}}{E'_{H,1} - E'_{H,2}} = 80.4\% \quad (4-49)$$

传递火用效率

$$\eta'_{E,3} = \frac{E'_{H,2} + E'_{L,2}}{E'_{H,1} + E'_{H,2}} = 91.6\% \quad (4-50)$$

#### 4.2.3 水泵的热力计算

水在水泵中被增压也可以看成是绝热压缩过程，水泵的火用损失包括三部分：电机热阻产生的热损失、摩擦损失以及水利损失<sup>[51]</sup>。纯水循环泵做功为  $W$ ，循环纯水经过泵后的火用值为  $\Delta e_{xb} = (e_{x1} - e_{x2})$ ，位能火用为  $GH$ ，动能火用为  $\frac{1}{2}mv^2$ 。所以泵的火用

损失为：

$$E_x = W - \Delta e_{xb} - GH - \frac{1}{2}mv^2 \quad (4-51)$$

对动力系统的各个泵经过计算，其火用损失见表 4.2：

表 4.2 泵的各项参数及火用损失表  
Table 4.2 The parameters of pumps and Exergy loss table

泵的类型	功 (kW)	实际扬程(m)	位能改变 (kW)	速度 (m/s)	动能改变 (kW)	流体压力火用值改变 (kW)	收益火用 (kW)	火用效率
补充水泵	1.35	3	0.87	2	0	0	0.87	64%
渣水泵	63.3	3	12.6	2.8	0	0	12.6	19.9%
冷凝水泵	4.23	0	0	3.3	0	0	0	0
纯水循环(增压)泵	688.1	2	18.32	2	0	517.57	535.9	77.88%
总计	757.0	—	31.79	—	0	517.57	549.37	72.57%

#### 4.2.4 节流阀的热力计算

经过渣水换热器和汽-水换热器的循环纯水在进入低压闪蒸罐之前，节流阀通过降压作用，使得一部分水吸收汽化潜热变成蒸汽，而另外一部分水温度会降低至该压力下的饱和温度，汽水混合物在闪蒸罐之中分离。减压过程和汽水分离过程都是一个熵增的过程，所以节流前后存在着火用的损失。节流前流体的输入火用为  $E_{x,1}$ ，节流后流体的输出火用分别为  $E_{x,2}$  和  $E_{x,3}$ ，节流过程中火用损失为：

$$\Delta E_x = E_{x,1} - (E_{x,2} + E_{x,3}) = 38.24 \times 10^6 \text{ kJ/h} \quad (4-52)$$

节流过程中火用效率为：

$$\eta = \frac{E_{xL} + E_{xQ}}{E_x} \quad (4-53)$$

式中：  $E_{xL}$  ——闪蒸罐中排出流体的火用值；

$E_{xQ}$  ——闪蒸罐中排出汽体的火用值；

$E_x$  ——流入闪蒸罐中高温流体的火用值。

代入数据得： $\eta = 56.4\%$

流体在经过节流阀的过程当中除了有热力火用损失之外，还存在着流动阻力造成的火用损失，该火用损失的计算包含在 3.3.3 中纯水循环增压泵中的局部阻力损失计算中，在此不再赘述。

### 4.3 换热系统的火用损失分析

经过对 3.3 章节中各换热设备和动力的火用分析，先将结果归纳如下表：

表 4.3 换热器 火用损失  
Table 4.3 Exergy loss of heat exchanger

换热器	流动阻力火用损失		传热火用损失 (kW)	火用效率		
	(kW)			一般火用 效率	目的火用 效率	传递火用 效率
	管侧	壳侧				
渣水换热器	1.954	2.778	300	11.4%	82.1%	98.9%
汽-水换热器	4.935	34.251	2325	74.9%	80.4%	91.6%

由表 4.3 可知换热器中的火用损失主要包括流动阻力火用损失和传热过程火用损失，而流动过程产生的火用损失相对于传热而言可忽略不计，同时较小的火用损失说明换热器采用一壳程多管程的结构是合理的。汽-水换热器中壳侧流动阻力的火用损失过大，且壳侧的蒸汽流动过程中产生的火用损失很大约为管侧的 7 倍，主要原因是蒸汽的流速很大和动力粘度过高。由公式(4-45)可得蒸汽的流速和系数  $B_2$  关系图如图 4.2 所示。

系数和壳侧流体阻力的火用损失成正比关系，所以随着流速的增加壳侧流体阻力的火用损失迅速增加，所以降低蒸汽入口流速能有效的减少壳侧流体阻力的火用损失，由于汽-水换热器的换热量主要来自蒸气冷凝，所以流速的降低对整体的换热量没有太大的影响。由公式  $u = \frac{m_4}{\rho_4 A}$ ， $A = BD(1 - \frac{d_0}{t})$  可知一旦换热器和蒸汽流量确定，则蒸汽进口的流速即可确定，此时降低蒸汽的冷凝速度，减少冷凝液的排放速度可以达到减少蒸汽流速的目的。

表 4.3 中渣水换热器的一般火用效率很低，主要是由于冲渣水温度高，流量大，代

入的火用值很大，降温后流体直接排出未加利用，成为外部火用损失，根据第二章中换

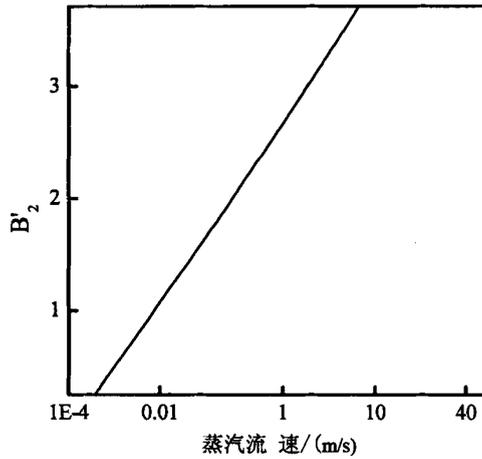


图 4.2 蒸汽流速对系数 B 的影响

Fig 4.2 The affect of steam flow rate to coefficient B

热器设计过程知冲渣水的温降只有 5℃，排放时的温度仍然高达 85℃，这部分地温余热水经过过滤后，仍然可以用作供暖水，提高热量利用率。80%以上的目的火用效率就说明渣水出口的火用效率可以作为下一道工序的进口火用进一步加以利用。98.9%的传递火用效率说明，该设计的渣水换热器的火用损率很低，传热效果较好。

汽-水换热器中传热火用损失较大的主要原因是相变换热的不可逆损失较大，导致传热火用损失过大。汽-水换热器中以相变换热为主，所以该过程的火用损不可避免。和渣水换热器相比一般火用效率很高，主要原因是相变过程的热量很大，且传递给了壳侧的流体。蒸汽冷凝后的饱和水虽然温度很高达到 100℃，但流量很少，所以最后成为外排的火用损失不高。目的火用效率和传递火用效率均比渣水换热器要小，说明汽-水换热器本身的火用损率较大，且不适合在整个换热系统中作为上游工序。

由表 4.4 和图 4.3、图 4.4 可知单体设备中火用损失最大的为冷凝水泵，火用效率为 0 冷凝水泵主要是将冷凝水通过管道排至渣水循环水池，实际扬程为 0，做的功均被沿程阻力损失和局部阻力损失消耗掉了。渣水循环泵火用效率过低的主要原因也冲渣水在管道中流动速度比较大，导致沿程阻力和局部阻力损失过大。

纯水循环（增压）泵的火用效率最大，主要原因是对闪蒸罐中的低压饱和水加压过程，使得泵输入的火用值大部分转化为压力火用，火用损失较小。节流阀在减压的过程中造成的不可逆损失很大，所以其火用效率也不高。

表 4.4 各单体设备的火用损失表  
Table 4.4 Exergy loss of individual equipments

单体设备	输入火用值 (kW)	输出火用值 (kW)	火用损失 (kW)	火用效率 (%)
渣水换热器	1555.6	1277.8	277.8	82.1
汽-水换热器	11866.7	9541.7	2325.0	80.4
补充水泵	1.4	0.9	0.5	64.3
渣水泵	63.3	12.6	50.7	19.9
冷凝水泵	4.2	0	4.2	0
纯水循环(增压)泵	688.1	535.9	152.2	77.9
节流阀	24347.2	13725.3	10621.9	56.4
合计	38526.5	25094.2	13432.3	65.1

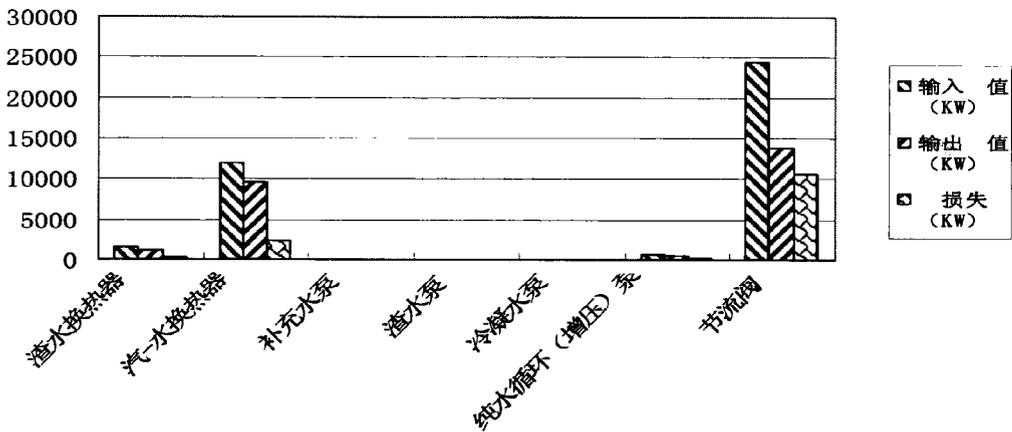


图 4.3 各单体设备的输入、输出火用及损失对比图

Fig. 4.3 Comparison chart of about input,output and loss of Exergy of individual equipments

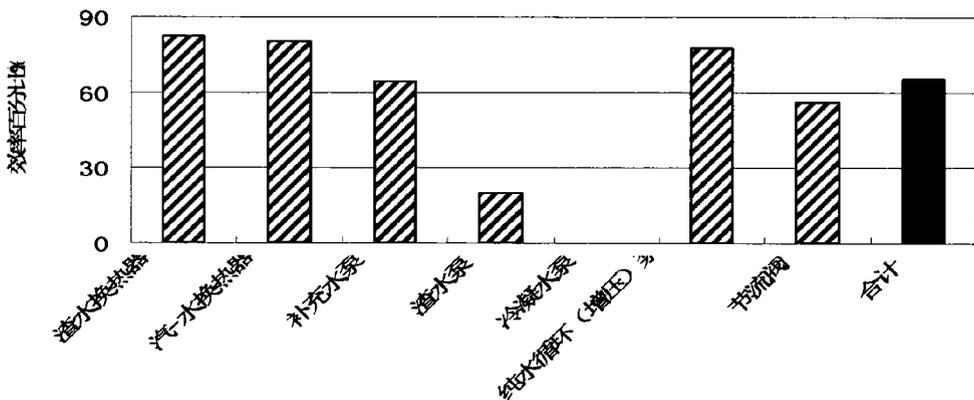


图 4.4 各单体设备火用效率的对比图

Fig. 4.4 Exergy efficiency comparison chart of individual equipments

表 4.4 中外部向系统中输入火用值包括单体设备中泵和热流体冲渣水和蒸汽，输出火用值为 0.035MPa 的饱和蒸汽，见表 4.5：

表 4.5 整个换热系统的火用效率  
Table 4.5 Exergy efficiency of heat exchanger system

外部输入总火用 (kW)	流体带走总火用 (kW)	系统输出火用值 (kW)	一般火用效率
24657	10477	197.5	0.8%

上表中整个系统中的一般火用效率和目的火用效率都是非常低的，说明：

(1) 系统对冲渣水和蒸汽的热量利用率很低，尚不及 1%，主要原因是高炉冲渣水的温度过低，品质不高，余热回收困难，而热量的主要来源为汽-水换热器中蒸汽冷凝的相变潜热，所以造成系统的一般火用效率很低。

(2) 火用效率过低也表明系统对外部输入的热量利用不过充分，说明被利用过的高炉冲渣水和蒸汽均可以作为下一个工序的外部输入火用。

(3) 上表 4.4 中的总的火用效率指的是整个系统内部火用传递的效率，为 65.4%如上图红色所示，说明整个换热系统的火用传递损失并不是很大（主要是节流和相变造成，属于不可逆损失）。

可采取以下措施减少火用损失，提高能量利用率：

(1) 优化管道布置减少局部阻力损失，选用内壁绝对粗糙度小的管道减少沿程阻力损失，选用高效节能的泵降低火用损失。

(2) 渣水换热器和汽-水换热器尽量布置在热流体出口处，减少散热损失。

(3) 在克服管道的摩擦阻力损失保持一定流速的情况下，尽量减少各循环管道内的压力，这样可以减少泵的能量消耗，直接降低低压蒸汽产生的成本。

#### 4.4 本章小结

本章详细的计算了各单体设备以及整个换热系统的火用效率，评价了其能量利用率的大小，找出系统中火用损失最大的部分为汽-水换热器和闪蒸罐，提出了减少火用损失的一些措施。

## 第5章 淡化水成本分析

在前面几章中以首钢京唐海水淡化厂为例，介绍了以降低海水淡化成本为目的，利用目前未被利用的高炉冲渣水低温余热为热源的海水淡化新工艺，设计了热量的提取装置（渣水换热器和汽-水换热器）、计算了与之配套的各种泵，并对各单体设备和整个换热系统进行了火用分析，得出系统的火用损失和效率，计算了整个换热系统的能耗和电耗，本章将计算换热系统产生蒸汽的成本，以及对总的产水成本的影响。

### 5.1 蒸汽成本分析

#### 5.1.1 海水淡化成本分析方法

淡化水的成本是个复杂的问题，它不仅与淡化方法有关，而且与工艺设计、选材、给水和淡化的水质、比能耗、地理、当地能源价格、投资来源、管理体制有密切关系<sup>[52]</sup>。但是，由于海水淡化是属于水资源工程建设，世界各国在对待水资源工程上，政策差别很大。不少国家尚未把淡水作为有限资源，没有实现商品化。因而对各种水利建设等水资源工程不做产水成本分析，淡水无偿使用或低价使用（亏损由政府补贴）。有些国家则把水资源工程作为公益性福利工程，水的成本只包含运转费和维护费，不考虑投资回收、利息等。随着淡水字眼紧缺已发展为全球性的社会危机、越来越多的国家意识到，淡水作为一种有限资源，必须有偿使用，实行商品化。因而海水淡化产水成本分析方法，在世界上也逐渐趋于统一格式，即海水淡化产水成本包括两大方面，一是运行费和维修费；二是初始投资回收分摊<sup>[53]</sup>。

#### 5.1.2 蒸汽成本分析方法

5.1节中介绍的是海水淡化的成本分析方法，本小节的研究重点是蒸汽的产生成本，蒸汽的产生成本是淡化水成本的重要组成部分，其成本的构成和分析方法在本工艺中与淡化水类似，故选取海水淡化成本的分析方法单独计算蒸汽的成本是可行的。

##### 5.1.2.1 运行及维护费用

这其中包括，职工工资福利费用和管理费：依工程的规模和装置的数量，一般的海水淡化工程每班需要1~5人操作，换热系统由于设备不多，每班需要1-2人操作。

化学药品及其它消耗费：低温多效蒸馏系统需要使用的药剂主要有阻垢剂、消泡剂酸等，换热系统中主要的药剂有阻垢剂和酸等。

能源消耗：能源消耗主要包括热力消耗和电力消耗，热力消耗为外排的低温高炉冲渣水和外排的蒸汽。电力消耗为换热系统的各种泵和海水淡化装置中的各种泵。

年维修费用：海水淡化工程的年大及检修维护费用一般取其固定原资产的 1%~2%，换热系统中的换热器同上。

### 5.1.1.2 年投资回收分摊

投资的年回收分摊=总初投资/年投资偿还率

每吨蒸汽成本=(年运行及维护费用+年初投资的回收分摊)/实际年总产蒸汽量

实际年总蒸汽产量=负荷因素\*工作天数\*每日蒸汽产量

## 5.2 初始投资费用的概算方法

对整个新型海水淡化工艺而言，初始投资费用中海水淡化作为主体，但是本设计是以首钢京唐现有的 U1, U2 的海水淡化转置为例，所以在计算蒸汽成本的时候就不考虑淡化装置的成本。对换热系统而言，初始投资包括装置费（渣水换热器、汽-水换热器，泵），土建设施，厂房，辅助设施，安装调试费等，下面分项说明。

### 5.2.1 换热系统单体设备造价估算

#### 5.2.1.1 渣水换热器的估计方程

对于换热器它的造价等于材料费用与加工费用之和，换热管材料费为：

$$Z_g = \frac{\rho(d_0^2 - d_1^2)LZ_m n}{4} \quad (5-1)$$

式中：Z—换热器原料成本，元；

$\rho$ —材料密度， $\text{kg/m}^3$ ；

L—管长，m；

n—换热管的数量；

$Z_m$ —换热器材料原材料价格，元/吨，由于是高炉冲渣水的温度不高，过程进行的压力不大，选用的材料为较高级碳钢或低合金钢冷拔换热管<sup>[54,55]</sup>，单价约为 10000 元/吨<sup>[57]</sup>。

代入数据得换热管材料费为：

$$Z_g = 43510 \text{元}$$

换热器主体除了换热管之外，还有大量的连接管件、折流板、壳体等。其费用的计算公式如下：

$$Z_q = km_g Z_m \tag{5-2}$$

式中： $m_g$ —渣水换换热器中换热管的重量，t

$Z_m$ —连接管件、折流板、壳体等材料的价格，材质为 20、Q345 等<sup>[57]</sup>，单价为 5000 元/t<sup>[56]</sup>

$k$ —为质量系数，取 3，换热器的本体除了换热管的重量之外，还有管件、折流板、壳体和附属部件的质量，以附属部件的质量和换热管的质量之比称为质量系数。本设计中质量系数取 3，是以某型号浮头管壳式换热器中，换热管质量和附件质量之比而得来的。

代入数据得：

$$Z_q = 65264.7 \text{元}$$

加工运输费各地的差距很大，对于中等发达国家而言，设加工运输费为材料成本的 30%，则渣水换热器的总造价为：

$$Z_z = (1 + 0.3)(Z_q + Z_g) \tag{5-3}$$

代入数据得：

$$Z_z = 141407.11 \text{元}$$

### 5.2.1.2 汽-水换热器的估计方程

汽-水换热器的构造与渣水换热器一样，冲渣过程中会产生大量带有腐蚀性的汽体，所以汽-水换热器中的换热管必须耐腐蚀。其造价方程采用和渣水换热器的造价方程，可得：

$$Z'_{g,s} = \frac{\rho(d_0^2 - d_1^2)LZ_m n}{4} \tag{5-4}$$

$$Z'_{q,t} = km'_g Z'_m \tag{5-5}$$

$$Z'_q = (1 + 0.3)(Z'_{gs} + Z'_{qt}) \tag{5-6}$$

式中： $Z'_{g,s}$ —汽-水换热器的换热管件造价，元

汽-水换热器中管件选用不锈钢耐酸钢<sup>[56]</sup>，单价 12000 元/吨

$Z'_{qt}$ —汽-水换热器连接管件、折流板、壳体等附属部件的造价，元

$Z'_q$ —汽-水换热器总的造价，元

代入数据得：汽水换热器的总的造价

$$Z'_q = 379497 \text{元}$$

### 5.2.1.3 泵造价的估计方程

(1) 整个换热循环中，补水泵、渣水泵和冷凝水泵由于功率比较小且功能单一，造价直接可以采用销售公司报价，三中合计取 28780 元<sup>[58]</sup>

(2) 纯水循环增压泵由于不<sup>[59]</sup>仅克服管道和换热器带来的阻力而且将流体加压，所以其总造价按照压缩机估计方程来算，公式如下<sup>[60]</sup>：

$$Z_y = 265.552N - 723.213 \quad (5-7)$$

式中： $N$ —压缩机功率，KW

代入数据得压缩机的造价为 182003.0 元，该动力系统的总造价为

$$Z_d = Z_b + Z_y \quad (5-8)$$

代入数据求得换热器动力系统总造价为 210783.1 元。

## 5.2.2 厂房、土建、辅助设施及安装调试费用估算

厂房、土建设施、辅助设施费用可估计为装置的 20%，安装调试费用为转置费的 10%。

根据上面对渣水换热器、汽-水换热器、各种泵及厂房、土建设施、辅助设施费，安装调试费的估计，可以得出整个换热系统的初始投资为：

$$Z = 1.3 \times (Z_z + Z_{qs} + Z_d) = 951163.4 \text{元} \quad (5-9)$$

## 5.3 运行及维护费用的估算方法

### 5.3.1 人员工资及管理费用

人工以 1 人每班，共 3 人，年薪每人 4 万元计，则人工费用为 12 万元。年管理费

用按 10 万元计。

### 5.3.2 药品及其他消耗品费用

药品及其它消耗品费用主要是对冲渣水加入絮凝剂和缓蚀剂<sup>[61]</sup>进行预处理, 过滤掉较大颗粒的杂质防止结垢腐蚀。絮凝剂和阻垢缓蚀剂单价分别为 10000 元/吨, 液氯平均加入量以 1ppm 计, 缓蚀剂和絮凝剂加入量按 5ppm 计。得出每产生一吨低压蒸汽需要各种试剂合计为 0.01 元。

### 5.3.3 能耗费用计算

能耗费用包含热耗和电耗, 本工艺中热耗为高炉冲渣水, 为冶金行业外排的低温余热资源, 所以不计入成本中。电耗为各种泵的用电费用

$$\text{能耗费用} = \text{电耗量} \times \text{电价}$$

由于冶金行业自身的发电量不满足企业本身需求, 所以会外购一部分电量, 下表为外购工业电价和自发电价比较 (摘自 2012 年 5 月河北省电价)。

表 5.1 外购工业电价和自发电价比较  
Table 5.1 Tariff comparison of outsourcing and spontaneous

外购工业电价 (平均值)	企业自发电
0.7583 元/度	0.25 元/度

由上一章可知整个换热系统的电力消耗每小时为 757 度, 所以能耗费用为:

表 5.2 换热系统能耗费用比较  
Table 5.2 Comparison of heat exchange system energy cost

外购工业电价 (平均值)	企业自发电
574.03 元	189.25 元

### 5.3.4 年维护费用计算

大型装置的年维护费用通常为设备造价的 1.5%, 本设计的换热系统取 1%, 合计约为 7317 元/年。

## 5.4 低压蒸汽的产生成本概算

根据表 5-2 和表 5-3 中得出的换热系统的单体设备的造价及辅助费用, 其中渣水换

热器和汽水换热器中有换热管件，属于特殊用钢，其材料和成本单独列出，而其他费用直接列出造价，如表 5.3:

表 5.3 单体设备的造价及辅助费用  
Table 5.3 The costs of individual equipment and ancillary facilities

设备名称	材料	材料成本	造价 (万元)
渣水换热器	碳素钢、低合金钢、Q235	10000 元/t, 5000 元/t	14.14
汽-水换热器	不锈钢耐酸刚, Q235	12000 元/t, 5000 元/t	37.95
泵	—	—	21.08
土建及辅助设施费	—	—	14.63
安装调试费	—	—	7.32
初始投资费	—	—	95.12

设系统 95%负荷率运行，每年的工作天数为 340 日，故实际低压蒸汽的年产量为:

$$D_y = \eta D_d T_d \tag{5-10}$$

式中:  $D_y$ —系统年蒸汽产量, t/y;

$\eta$ —系统工作负荷率;

$D_d$ —系统日设计蒸汽量, t/d;

$T_d$ —系统年工作天数, 日/年。

代入数据计算得:

$$D_y = 821712t/y \tag{5-11}$$

根据电价的不同，计算出换热系统的年运行费用如下表所示:

表 5.4 换热系统的年运行费用  
Table 5.4 Annual operating costs of the heat exchanger system

名称	使用外购工业电 (万元)	企业自发电 (万元)
人员工资及管理费用	22	22
药品及其它消耗费用	0.8650	0.8650
电耗费用	468.411	154.428
年维护费用	0.7317	0.7317
合计	492.01	178.0247

根据计算得出的初投资与年运行费用，可计算蒸汽成本为:

$$C_{zq} = \frac{C_y + C_p / n}{D_y} \quad (5-12)$$

式中： $C_{zq}$ —蒸汽成本，元/吨；

$C_y$ —换热系统年运行费用，元/年；

$C_p$ —初投资，元；

$n$ —设备使用年限，取20年。

代入数据计算得： $C_{zq} = 6.046$  元/吨（使用外购电）；

$C_{zq} = 2.224$  元/吨（使用企业自发电）。

## 5.5 采用新工艺后的产水成本分析

首钢京唐海水淡化装置建成投产以来，鲜有关于其淡化成本的文献和报道，因此无法对其成本构成详细的分析，在此选取规模和模式相近的案例进行分析作为参考。文献[54]中，作者对某滨海电厂锅炉用优质淡水由海水淡化提供的可行性研究，其供水规模为1万吨/日，也采用低温多效蒸馏工艺，动力蒸汽为0.36MPa的低压蒸汽。其投资和最终吨水淡化成本见表5.5，由表5.5中年总经费组成可以看出，年投资回收经费占年度总经费61%以上，即每吨水7.08元/吨的产水成本元中，有4.34元是用来分摊投资回收的费用，显然比值很大。因此要有效降低产水成本，首要是设法降低总投资，从而降低年投资分摊，而降低总投资的关键是要降低主体装置费用，加速实现装置国产化是最有效途径，例如国外10万 $m^3/d$ 的MED装置，设备费用仅需8500万美元<sup>[62]</sup>。预计；由国内生产同样规模淡化装置，加上关税等减除因素，能使总装置经费下降30%左右。此外，降低投资利率也是重要因素，如能争取到国际长期低息优惠贷款，则产水成本也能明显降低。如果偿还投资的时间缩短，则年投资还利率也将上升，此时的吨水成本也将上升。

上表中总能耗包括电耗和汽耗，在低温多效海水淡化工艺中电耗取1.2KW·h/吨水，折合0.36元/吨水，则电耗约116.3万元/年，所以汽耗456.25万元/年，所占能源消耗的79.7%(这与表2-5中，将电价由0.8元改为0.3元后计算的汽耗占总能源消耗的比重相近)，占年度总经费的18.6%。由于电价又分为外购电价和自发电价，所以淡化水的成本也是不断变化的，如果将上表中的电价改为表5-1中的外购电价，则汽耗占能源消耗的66.1%，占年度总经费消耗的17.7%。同时随着能源价格的上涨，能耗成本占年度总经费的比重

也会不断上涨。

表5.5 1万吨/日低温多效海水淡化投资和吨水成本表  
Table 5.5 Investment and tons of water cost of 10000t/d LT-MED

项目	费用 (万元)
直接投资经费	
装置费+海运费	8930.80
厂房、土建设施、辅助设施	1765.00
安装调试	893.00
间接投资经费	
建设期利息	123.38
关税+增值税	3608.04
设计勘察费	455.90
不可预见费 (总经费的5%)	64782.64
总投资经费	17558.76
年度经费	
工资及管理费了	52.00
维修费用	250.78
阻垢剂药费	41.64
总能耗 (电价按0.3元/度)	572.55
流动资金利息	32.10
年投资回收 (7%25年)	1506.19
年度总经费	2455.26
每吨水的产水费用 (95%负荷率)	7.08元/吨

首钢京唐海水淡化工程采用的是法国SIDEM公司技术<sup>[63]</sup>,国际上主要的低温多效海水淡化工程主要由法国SIDEM公司及以色列IDE公司设计,接近千万的设计费在成本中占据了很大的比例。核心技术的缺乏,高昂的进口设备及材料,导致了工程的高投资,也是国内海水淡化成本高于国外的主要原因。目前首钢京唐的海水淡化成本为6.2元/吨(采用前置发电技术),TVC法为10.96元/吨也就不足为奇。

文献[64]中作者对两种能源的海水淡化(50000t/d)成本进行了核算,得出热法使用自用能源的能耗占淡化水总成本构成的33%,使用外购能源的能耗占海水淡化总成本的构成的55%。文献[65]中作者提出在TVC模式下,蒸汽费用在水价的组成中占到50%以上。新工艺在原来的汽轮机抽汽的基础上取消了TVC装置,减少了抽汽对汽轮机的影响,

有效降低了汽机和海水淡化装置的维护管理费用，间接使得蒸汽费用在年度总经费的比重上升。

综合考虑以上几种情况，在不改变原有海水淡化装置直接投资经费、间接投资经费和年度经费而只改变其热源的情况下，取蒸汽费用占淡化水成本的 22%（使用自发电），19%（使用外购电）是合理的。所以改进后新工艺的淡化水成本为 8.776 元/吨（使用自发电），9.494 元/吨（使用外购电）。同时减少汽机抽汽，可多发电年约 3372 万度，利用冲渣水余热后可以节约燃料量合计标煤 7.775 万吨，同时冲渣水的温度降低后，也就减少冲渣水在冷却塔部分的冷却时间，相应降低电耗量。本着能量梯级利用的原则，冲渣水余热后温降不大，出口处仍然有 85℃，因此经过过滤后仍然可以作为供暖水使用。

## 5.6 本章小结

本章结合淡化水成本分析方法，计算了新工艺生产所需蒸汽的成本，并计算出在原海水淡化装置 U3，U4 上取消 TVC 装置改用新工艺生产的蒸汽后淡化水的成本以及连带产生的经济效益。

此页不缺内容

## 第6章 结论与展望

如何降低海水淡化的成本是当今世界范围内的重要研究课题,本文在综合分析国内外海水淡化研究和能源使用现状、钢铁企业余热余能利用情况,结合换热器余热回收原理,设计了一种利用高炉冲渣水余热为热源的海水淡化新工艺,并对该工艺进行了全面的分析。本论文所完成的主要工作和获得的结论如下:

1. 文中对几种主要海水淡化装置的能耗分析,以及我国海水淡化发展的情况,得出海水淡化成本过高是阻碍其大规模推广的主要原因,而能源成本在淡化水成本中占据重要部分。

2. 通过对钢铁厂余热余能的回收情况的研究,发现冲渣过程中产生的低温余热水因为温度低,水质差,利用率小于10%,另一方面海水淡化却需要消耗大量的宝贵的能源,因此将两者结合,不仅能够有效降低海水淡化的成本,也能解决钢铁企业的用水困难。

3. 建立了以高炉冲渣水为热源的海水淡化工艺,并且以首钢京唐四套12500t/d的海水淡化装置中U3, U4为例进行全系统的计算,其中包括闪蒸罐、渣水换热器,汽水换热器以及的整个换热系统的动力计算,得出维持整个系统的正常运行,需要提供功率合计为757KW的循环动力泵。

4. 本为主要采用火用分析方法对换热系统进行热力学分析,包括渣水换热器和汽水换热器以及动力泵,计算出单体设备的一般火用效率,目的火用效率和传递火用效率,取代传统的热效率,能够更加科学全面的表征换热系统的能量消耗和热力学完善程度。

5. 通过计算发现换热系统的一般火用效率仅为0.8%,但是内部传递火用为65.1%,说明换热系统对低温的冲渣水的余热利用比较低,但是换热系统内部传递热量时损失不大,该换热器的设计具有合理性。其中单体设备中火用损失最大的为节流阀、汽-水换热器和纯水循环增压泵,所以以火用损失最小为目的设计闪蒸罐和汽-水换热器,选用高效节能的泵是提高整个换热系统的火用效率的关键。

6. 将新工艺运用于首钢京唐后,可得出满足海水淡化装置U3, U4的正常生产,换热系统提供0.035MPa的低温低压蒸汽的成本为6.046元/吨(使用外购电),2.224元/吨(使用自发电)。将U3, U4的汽源从汽机抽汽改为换热系统提供后淡化水成本由目前的10.96元/吨降低为8.776元/吨(使用自发电),9.494元/吨(使用外购电),降幅分别为20%和

13.4%。

在本文的研究基础上，可以在以下几个方面进一步展开研究工作：

1. 进一步优化渣水换热器和汽-水换热器的选材和设计过程，减少其换热过程的火用损失，提高余热水的热量利用率。
2. 对换热系统进行一个优化，找出影响蒸汽成本的关键参数，使得蒸汽成本最低。
3. 将海水淡化过程与换热过程有机结合，研究高炉冲渣水余热的利用对海水淡化成本的影响。
4. 有条件的话，通过实验验证新工艺的可行性。

## 参考文献

1. 杨洛鹏. 水电联产低温多效蒸发海水淡化系统的热力性能研究[D], 大连理工大学动力机械及工程研究所, 2007
2. 张于. 海水淡化技术以及我国发展现状[J], 中小企业管理与科技(下旬刊), 2011, 9: 68-69.
3. 仲惟雷, 刘枫, 金焱. 中水回用在钢铁企业用水中的可行性研究[J], 节能减排, 2011, 1: 25-27.
4. 高从锴, 陈国华. 海水淡化技术与工程手册[M], 北京: 化工工业出版社, 2003, 19.
5. Merten U. Desalination by Reverse Osmosis. Cambridge[J], MIT Press, 1966,46-49.
6. Delyannis A A, Piperoglou E. Handbook of saline Water ConversionBibliography (1)[J], Europ Fed Chem Eng, 1967,115-117.
7. Spiegler K S. Principles of Desalination[J], Academic Press ,1966,77.
8. Chmiker Zeitung. Chemische Apparatur[M], 1967, 263.
9. Al-Shammiri M, Safar M.Desalination[M], 1999, 45.
10. 王琪, 郑根江, 谭永文. 中国海水淡化工程运行状况[J], 水处理技术, 2011, 37(10): 12-14.
11. Morsy H, Larger D, Genther K. Desalination[M] 1994, 59.
12. Rautenbach R, Artz B. Desalination[M] 1985, 261.
13. El-Dessouky H, Alttouney H. Desalination[M] 1997, 253.
14. Senxtat R. Desalination: present and future[J], Water Int,2000, 25(1): 54-65.
15. C.T.Kiranoudis, N.G.Voros and Z.B.Maroulis. Wind energy exploitation for reverse osmosis desalination plants [J], Desalination, 1997, (109): 195-209.
16. 胡保亭, 胡仰栋, 伍联营. 海洋热能的利用[J], 海洋技术, 2004, 23(2): 96-102.
17. 田里, 王永庆. 核能与常规能源海水淡化的经济性的比较[J], 清华大学学报, 2001, 41(10): 36-39.
18. 熊日华, 王世昌. 海水淡化中的替代型能源[J], 化工进展, 2003, 22(11): 1139-1142.
19. 赵河立, 初喜张, 阮国玲. 核能在在海水淡化中的运用[J], 2002, 21 (4) : 17-21.
20. 黄国根. 新型海水淡化工艺及装置的研究[D], 浙江大学动力装备与信息工程研究

- 所, 2006.
21. 真鸿飞, 何开岩, 陈子乾. 太阳能海水淡化技术[M], 北京: 北京理工大学出版社, 2005, 13-15.
  22. Soliman H S. Solar Still coupled with a solar water heater[J], Mosul, 1976, 34 .
  23. Soteris Kalogirou. Survey of solar desalination system selection [J], Energy, 1997, 2(1): 69-81.
  24. 寇彦德, 张岩岗. 首钢京唐钢铁联合有限责任公司海水淡化工程主体工艺选择及设计[A], 2008 年海水淡化与废水利用技术研讨会[C], 2008, 15-21.
  25. 王建军, 蔡九菊, 陈春霞等. 我国钢铁工业余热余能调研报告[J], 工业加热, 2007, 36(2): 1-3.
  26. 胡学毅. 高炉渣处理热水供暖方案探讨[A], 冶金工业循环经济发展论坛暨庆祝建国网、创刊三十周年大会会刊[C], 2006: 127-131.
  27. 张汇川, 白卫国. 高炉水渣池余热热泵供暖装置[P], 中国专利: 200720190032.8, 2008-10-1.
  28. 上海大学循环经济研究院. 上海宝钢股份分公司高炉冲渣水余热利用项目可行性研究建议书[R]. 上海. 上海大学循环经济研究院, 2008.
  29. 宣晓梅, 李增扑, 刘续明, 等. 海水淡化技术方法及经济性比较[A], 2006 年中国金属学会青年学术论文集[C], 2006, 41(2): 634-637.
  30. 贾希存, 陈素君. 高炉冲渣余热回收的可行性分析[J], 山东冶金, 2010, 32(2): 17-18, 20.
  31. 钱颂文. 换热器设计手册[M], 北京: 化学工业出版社, 2002, 59-64.
  32. 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M], 北京: 高等教育出版社, 2006, 492.
  33. 兰州石油研究所. 换热器[M], 北京: 中国石化出版社, 1987, 18-25.
  34. Bell K J. Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchanger[J], U. Del. Eng. Exp. Sta. Bull, No.5, 1963, 661-667.
  35. Bell K J. Delaware Method for Shell Side Design, Heat Exchangers-Thermal Hydraulic Fundamentals and Design[J], Hemisphere/McGraw-Hill, 1981. 581-618.
  36. 国家医药管理总局上海医药设计院. 化工工艺设计手册[M], 北京: 化学工业出版社, 1994, 45.
  37. 姚玉英, 黄凤廉, 陈常贵等. 化工原理[M], 天津: 天津科学技术出版社, 1992, 45-50.

38. 朱聘冠. 换热器原理及计算[M], 北京: 清华大学出版社, 1987,54.
39. <http://www.sh-alloy.com/pddetailthree/tech/detail-232320.html>.
40. 杨诗成, 王喜魁. 泵与风机[M], 北京: 中国电力出版社, 2004,25-30.
41. 泵装置手册编辑委员会. 泵装置手册[M], 北京: 机械工业出版社, 1992,111.
42. 陈凤等. 管道内壁粗糙度的确定[J], 天然气与石油, 2007, 25 (6): 8-10.
43. 何潮洪, 冯宵. 化工原理[M], 北京: 机械出版社, 2001.
44. 陈文威, 李沪萍等. 热力学分析与节能 [M], 北京: 科学出版社, 1999, 163-167.
45. 李汝辉, 刘德彰, 李世武. 能量有效利用[M], 北京: 北京航空航天大学出版社, 1992.
46. 沈维道, 童均耕. 工程热力学[M], 北京: 高等教育出版社, 2007, 162-173
47. 付秦生. 能量系统的热力学分析方法[M], 西安: 西安交通大学出版社, 2005, 42-50.
48. 赵冠春, 钱立伦. 火用分析法及其应用[M], 北京: 高等教育出版社, 1984.
49. 宋之平, 王加璇. 节能原理[M], 北京: 水利水电出版社, 1985.
50. 汤学忠. 热能转换与利用[M], 北京: 冶金工业出版社, 2002, 18-19.
51. 曲源. 利用封闭式热泵循环的低温多效海水淡化系统的研究[D], 青岛大学机械电子工程研究所, 2007.
52. 高艳玲, 吕炳南, 赵立军. 海水淡化技术与成本分析[J], 工程与技术, 2005 (2): 28-30.
53. 杨耀中, 汤纪中. 海水淡化的成本分析[J], 海洋开发与管理, 1999 (03): 33-36.
54. JB/T 4714-92, 浮头式换热器和冷凝器形式与基本参数[S], 6.
55. GB13296-1991, 锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管[S], 5.
56. 中国钢铁现货网, <http://news.gtxh.com/>.
57. GB/T8163-1999, 输送流体用无缝钢管[S], 1-2.
58. 上海凯业泵业有限公司市场信息价格 (2012.3.25) .
59. 冯宵, 运新华, 郁永章. 多效蒸发与热泵蒸发的分析比较[J], 化工机械, 1995, 22 (1): 52-55.
60. 龚祥兴、杨东华. 热泵系统的火用分析和热经济分析[A], 工程热物理论文集[C], 北京: 科学出版社, 1988.
61. 陈复. 水处理技术及药剂大全[M], 北京: 中国石化出版社, 2000,156-157
62. 张建红, 吴礼云, 岳勇等. 低温多效海水淡化技术经济分析[A], 第四届中国金属学会青年学术年会论文集[C], 2008, 93-96.

63. 中国国际招标网, <http://www.chinabidding.com/>.
64. 吴礼云, 李扬, 马露露等. 就利用海水淡化解解决华北地区水资源缺乏的思考[A], 2008年给水厂、污水厂运行与管理及升级改造高级研讨会论文集[C], 2008: 444-451.
65. 张爽. 300MW背压汽轮机发电机组与海水淡化装置联合方式探讨[J], 华北电力技术, 2010 (10): 30-33, 38.

## 致 谢

时光荏苒，即将告别学习和生活两年的母校，回顾往昔，对母校的感激与留恋难以用语言表达。老师的教诲、同学的情谊以及读书期间的苦与乐、将是我日后职业生涯中宝贵的财富。

在论文完成之际，首先要感谢我的导师蔡九菊教授，他渊博的专业知识，严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我，使我终身受益。在此，谨向导师表示崇高的敬意和诚挚的感谢！

感谢实验室的所有关心爱护我们的老师：高成康、董辉、王爱华、岳强、杜涛、王连勇。正是他们的言传身教，使我掌握了丰富的理论知识和为人处事的原则，这将使我获益终生。

感谢实验室朝夕相处的同窗学友和同宿舍的哥儿们，是他们让我在东北大学的生活丰富多彩，两年的同窗情谊和同舍友谊我会一直铭记在心，终身回忆。

还要特别感谢我的父亲和母亲，他们无微不至的关心和鼓励，使我能够顺利的完成学业，在此我要说一声：二老辛苦了！