HCV 真空系统在余热电站中的节能应用

李伟明　刘磊　丁大海　李晓琪　程啟胜
（合肥水泥研究设计院）

摘要：我院自主研发的 HCV 油环真空系统对余热电站射水（汽）、水环泵抽气系统替换，以达到节能降耗的目的。

关键词：余热电站、真空系统、节能

0 引言

截止到 2015 年底，全国新型干法水泥生产线约 1800 条左右，100 万吨以上钢厂约有 170 多家，在玻璃行业，也近有 250 家玻璃厂，这些高耗能企业大都已配套了余热电站。在如此庞大的余热电站中，大部分汽轮发电机组采用的抽真空方式无外乎射水抽气器，射汽抽气器、水环真空泵三种真空系统。以上三种方式抽真空方式中，均存在电耗大，气耗大、水耗大，故障率高等问题。针对以上问题，我院自主研发的 HCV 真空系统可完全替代原有真空系统，与传统射水泵相比较，可节省～80%的电耗，并且无水耗，维护率低等优点。

我院 HCV 真空系统将原有水环泵抽真空系统改进为油环真空泵，解决了水在高真空环境下，容易汽化的问题。以真空度-0.093Mpa 为例，水在 39℃就会汽化，这也是水环真空泵一直要控制水温的根本原因。针对此问题，改用 46#汽轮机油作为水环真空泵工作介质则解决了该问题。同时，油环真空泵相比较于射水泵还有以下优势：

1）油环式真空泵运行经济，在达到同样的真空度时，功耗仅为射水系统的 20%。

2）运行平稳，无噪音，故障率低。而原有射水（汽）系统因一些不确定因素如出口水压低，滤网堵塞，喷射头效率下降等均会造成真空系统下降或跳停。

3）无额外增加的水耗。原有系统因要保持射水箱水温不高于 29℃需不停换水。

4）运行简单，维护方便。相比较于原有系统，基本可实现长时间运转无人管理。

5）自动化集成程度高，便于中控室操作与观察。

另外，因是改造项目，所以原有抽真空系统依然保留，与现有 HCV 真空系统形成相互备用，大大提高了因真空系统原因导致的停机损失。

1 实例说明

以江西 BHS 水泥厂余热电站为例，该厂配备 1 台纯凝式 12MW 汽轮发电机组，冷凝器及除氧器均为射水抽气式真空系统。射水泵功率分别为 37KW，15KW，经技改替换后，运行功率分别为 7.5KW，3KW。

表 1　冷凝器真空系统技改前后参数对比

	原有射水抽气系统	HCV 真空系统
冷凝器换热面积	800 ㎡	800 ㎡
换热管材	不锈钢管	不锈钢管
抽气量	7.5kg/h	7.5kg/h
排气压力（夏天）	-0.088Mpa	-0.088Mpa
排气压力（冬天）	-0.090Mpa	-0.090Mpa
排气温度	48~52℃	48~52℃
电机功率	37 kW	7.5 kW
实际运行电流	65A	10A
年运行功耗	261816 kWh	40279 kWh
年节能率	84.6%	

电能计算公式：P=√3×U×I×COSφ　　COSφ 取 0.85　　年运行时间取 7200h

表 2　除氧器真空系统技改前后参数对比

	原有射水系统	HCV 真空系统
除氧器容积	20T	20T
运行真空度	-0.090Mpa	-0.090Mpa
电机功率	15 kW	3 kW
实际运行电流	24A	4A
年运行功耗	96670 kWh	16111 kWh
年节省电能	80559 kWh	
年节能率	83%	

表 3　余热电站真空系统年节能率

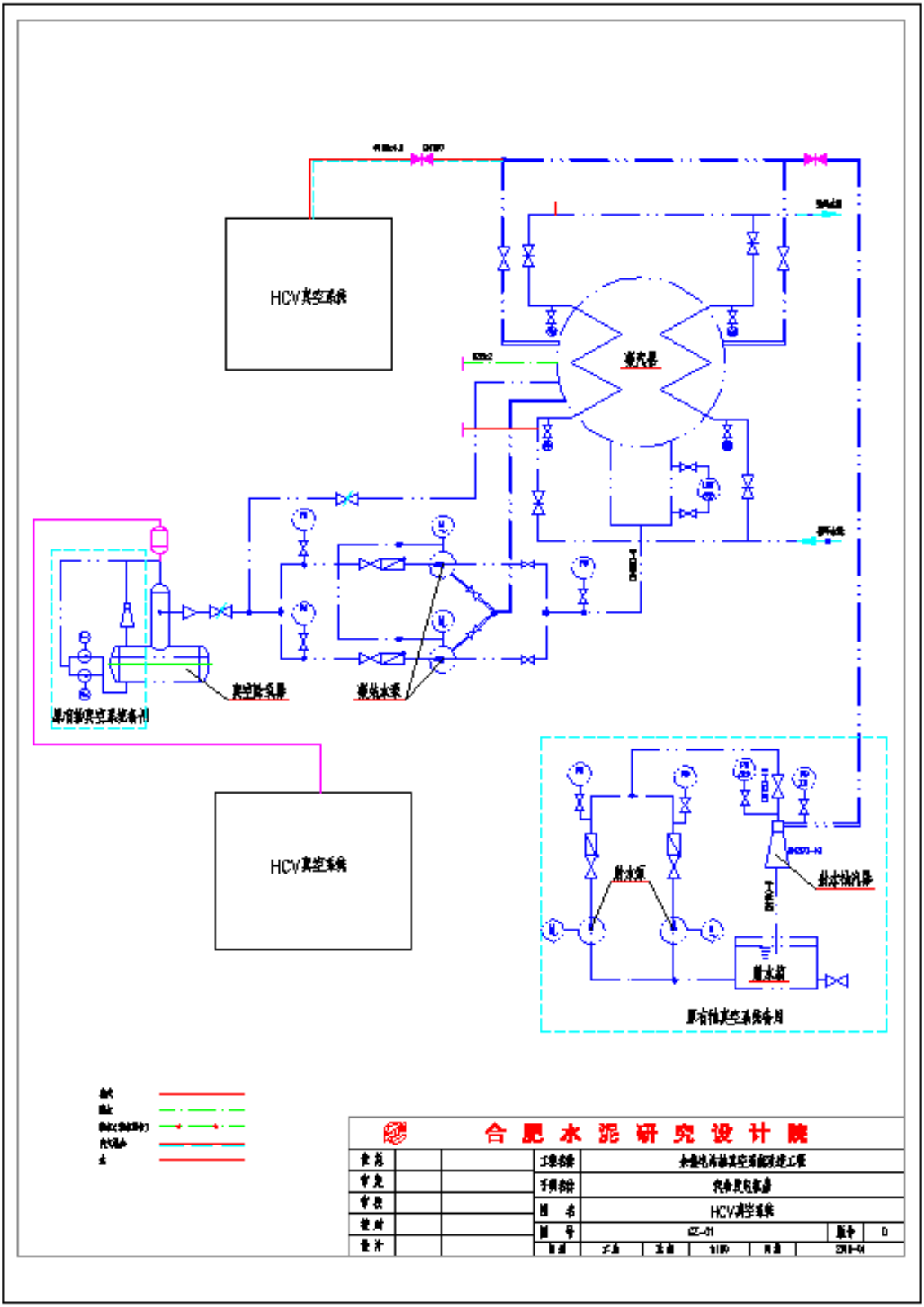
原有真空系统年功耗	358486 kWh
HCV 真空系统	56390 kWh
总节能率	84%
年节省电费	18.12 万

表 4 余热电站原有真空系统技改选型表

余热电站机组功率	原有真空系统功率	HCV 真空系统配置功率
9-12MW 汽轮发电机组	30-37 kW	7.5 kW
＜9MW 汽轮发电机组	22-30 kW	5.5 kW
≤12MW 除氧器	15-22 kW	3 kW

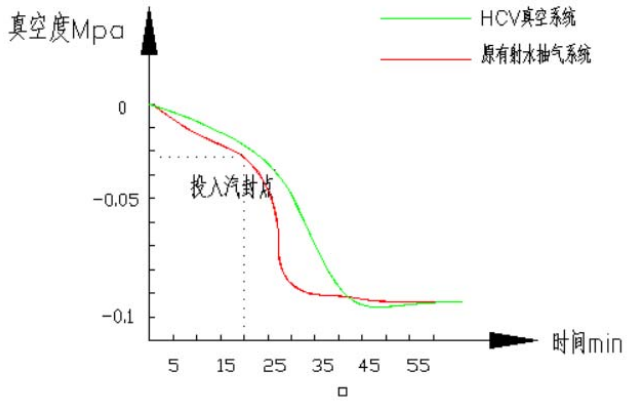
对于当今水泥厂，钢铁厂、玻璃厂等高耗能企业均面临的产能过剩，企业转型困难，对国家电网的强烈依赖都需要企业从自身经营上降低成本，提高管理水平，积极采用新技术，新工艺来改善水泥厂现有的困境。

2 抽真空系统改造工艺流程



从改造流程图可看出，原有抽真空系统作为新建抽真空系统的备用系统，在紧急情况下依然可以使用。而整套设备的安装仅需要从抽空气主管路引出一根 DN100 管路及从循环冷却水上引出二根 DN25 管路即可完成整体设备的安装。另外设备本身占地面积小，对于新建项目如果采用该种系统则可大大减小汽机房土建面积，间接节省建设成本 50 余万元左右。

3 HCV 真空系统与原有系统的启动及运行对比



从上图可以看出，刚开始启动时由于射水抽气系统抽气量大，能较快建立真空。投入汽封后则两者建立真空速率大致相同，最后形成一致真空度，满足电站运行要求。运行真空度只与循环水温、水量、冷凝器换热管材质、面积及系统的总泄漏量有关，与何种系统建立真空关系不大（在满足运行真空度的前提下）。

结论：

该文从 HCV 真空系统的实际应用中可以看出，未来余热电站如果要走精细化管理，最大程度的降低生产运营成本的话，其电站真空系统的技改是值得尝试的。

参考文献：

【1】仇如意，许厚明. 水环式真空泵与射水射汽抽气器的性能比较　河南电力 2000（3）
【2】汪红梅，张芳，周琼花.汽轮机油破乳化性能影响因素的研究　热力发电 2010（5）

REGLASS 玻璃板式空气预热器在烟气低温余热回收工艺中的应用

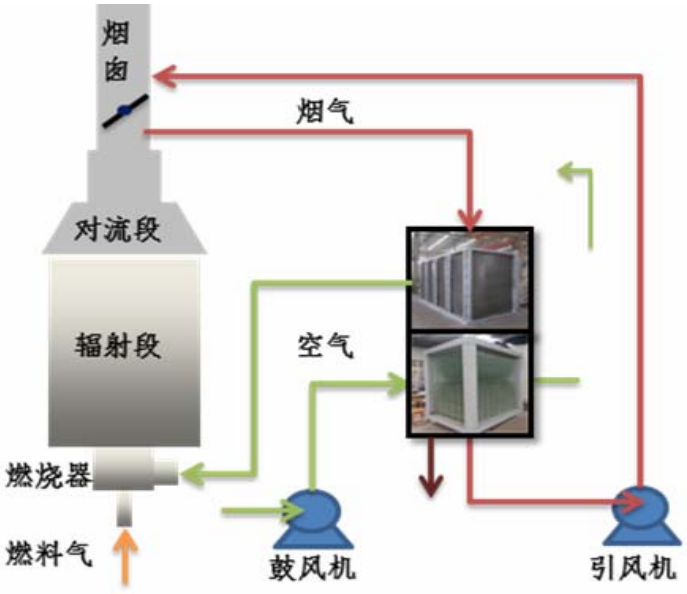
万大阳　李长浩　吕凤
（洛阳瑞昌石油化工设备有限公司，河南省洛阳市 471002）

1 低温余热回收工艺简介

节能减排技术是指在生产过程中即能减少能源消耗，同时又能降低污染物排放量的工业技术。当前实现节能目标所面临的形势十分严峻。国务院发布了加强节能工作的决定，制定了促进节能减排技术推广的一系列政策措施。在电力、石化等领域，随着行业的发展，节能降耗也将是必然要面对的重大难题。

目前，电力、石化等各加热装置普遍安装有空气预热器，利用排放出的高温烟气预热助燃空气，使进入炉膛燃烧的空气被加热，以提高燃烧效率，节约燃料气的消耗，而达到一次节能的目的。同时预热器系统降低了高温烟气的排放温度，减少了热污染，将这部分热量变废为宝，实现了双向节能的目的。

1.1 低温余热回收工艺简述



烟气余热回收系统实质是将工业炉燃烧后产生的烟气与助燃空气进行换热，利用烟气余热来提高助燃空气温度。进入燃烧器中的空气温度越高则越有利于节省燃料，提高燃烧效率。烟气通过工业加热炉对流段后，一般温度降低至 300-400℃，在引风机的作用下，自上而下进入空气预热器，而空气在鼓风机的作用下自下而上（与烟气逆流或错流）经过预热器，完成对流传热。

目前国内各大炼化企业所投用的空气预热器的排烟温度在 150-200℃左右，但随着能源危机的加剧，其节能效果已渐渐无法满足石化行业发展的需求，推广使用新型空气预热器系统势在必行。

采用 REGLASS 空气预热器系统，可有效的将排烟温度降低至 100℃以下，深度回收烟气余热。同时采用玻璃换热片组成低温段换热器，可完全抵抗酸露点腐蚀。在烟气温度降低的同时会产生一定量的冷凝水，而这部分冷凝水还能吸附大量粉尘和酸性气体，净化烟气。经济效益与环保效益均十分显著。

1.2 低温余热回收效益提升的途径与制约因素

烟气中包含 10-15%的水蒸气，冷凝后会释放大量汽化潜热。

在深度降温过程中，烟气不仅会释放显热（即温度变化所释放的热量），同时会因其中水蒸气的冷凝而释放一定量的汽化潜热，这部分热量无法从温度变化中看到。

因此深度降低排烟温度至 100℃甚至更低，对比 150℃的排烟温度，可以进一步回收烟气显热的同时，可以回收部分汽化潜热。

汽化潜热的量非常巨大

例如：

1kg 烟气（Wco2=0.13; WH2O=0.11;WN2=0.76）常压下由 300℃冷却到 100℃放热：230KJ 显热

1 kg 烟气所含水蒸气 0.11Kg，若这部分水蒸气常压下由 100℃冷凝为 100℃的水放热：248.1KJ 潜热

因此有意识的深度降低排烟温度，虽然只能回收汽化潜热中的一小部分，但其绝对值仍然相当可观，对提高能量利用率作用非常明显。

制约因素

烟气中目前都含有一定量的 SO2，大部分 SO2 会与烟气中的水蒸气结合形成气态的 H2SO3，少量的 SO2 会进一步氧化为 SO3 后与水蒸气结合生成气态的 H2SO4，H2SO3 和 H2SO4 蒸汽随烟气温度降低会发生冷凝作用，即酸露点冷凝，其露点温度一般在 120-150℃，当烟气温度低于酸露点温度时，会有大量气态酸冷凝成液体，会对金属设备产生严重的腐蚀。因此，传统的金属预热器都无法在 120℃以下的低温状态下长期工作，即使是采用铸铁材质，虽然能在一定程度上延缓腐蚀，但无法从根本上杜绝腐蚀现象的发生。因此若要谋求更低的排烟温度和更高的余热回收效率，就必须彻底解决腐蚀问题。而玻璃材质本身并不与氢氟酸外的其他酸性物质发生反应，耐腐蚀性能极佳，。采用玻璃材质的换热器则可以完美解决预热器低温段腐蚀的问题。

2 REGLASS 玻璃板式空气预热器简介

2.1 REGLASS 玻璃板式换热器优势特点

耐腐蚀性能优良

采用特种玻璃作为换热板片。除氢氟酸和强碱外，玻璃几乎不与任何物质发生反应，而目前炼厂烟气中主要的酸性物质是含硫及含氮化合物，REGLASS 玻璃板式换热器可完全抵抗该类型物质的酸性腐蚀。

流动阻力低

换热片表面光滑平整，流道通畅，流动阻力低，压降小。玻璃板片表面平整透亮，在宏观和微观上都是极其平整的，对烟气流动的阻碍作用非常小。在改造项目中，换装 REGLASS 玻璃板式换热器基本上不会增加原有风机运行负荷。

不易积灰，易于清洗

一般情况下，在方案设计中都会使烟气竖直自上而下流过 REGLASS 玻璃板式换热器，换热片间距适宜，表面光滑，气体流速高，流道通畅无死角，因而不易积灰。同时，REGLASS 玻璃板式空预器可实现在线/离线水喷淋清洗，进一步保证灰尘堵塞的情况不会发生。

安装方便，维修方便

单机模块化设计，可采用各种组合方式拼接，灵活方便，空间利用率高，空间适应性强。单体模块组装方便，现场安装施工量小，施工周期短。在发生故障时可以很方便的拆除故障模块，进行单独维修。

使用寿命长

非焊接组装，换热板片无焊接应力，长期使用不会变形。

强度高，结构紧凑轻便

采用特种玻璃制作换热板片，强度完全满足工业应用要求，比同负荷铸铁空气预热器轻 40%以上。

排烟温度低，热效率高，产生冷凝水大量吸附烟气粉尘和酸性气体。

REGLASS 玻璃板式换热器可将排烟温度降低至 100℃以下，部分情况下可降低排烟温度至 90℃以下，深度回收烟气余热，促使烟气中水蒸气冷凝，冷凝水可大量吸附烟气中的粉尘及酸性气体，经济及环保效益都很显著。

2.2 REGLASS 玻璃板式换热器使用建议

REGLASS 玻璃板式换热器的换热板片为特种玻璃片，虽然该玻璃板的强度远高于普通玻璃，但仍低于金属板材，故在安装和使用过程中应避免剧烈的碰撞、震动等情况的发生。

REGLASS 玻璃板式换热器可以降低排烟温度至 100℃以下，有时可使排烟温度低于 90℃，大量回收烟气余热的同时会促使烟气中部分水蒸气冷凝，形成酸性冷凝水，因此在投用时，需在预热器旁配置污水处理设施。

低于 100℃的烟气在离开预热器后随温度减低会迅速发生冷凝，产生大量冷凝液滴，对后续引风机及烟囱产生一定的腐蚀作用，因此在改造项目中建议在更换预热器的同时对引风机及烟囱做防腐处理。在新建项目中建议直接选取玻璃钢或其他防腐形式的风机及烟囱。

3 REGLASS 玻璃板式换热器使用案例介绍

3.1 茂名石化渣油加氢装置余热回收系统项目

目前 REGLASS 玻璃板式换热器已经成功在中石化广东茂名石化分公司 240 万吨/年渣油加氢装置上成功应用，效果良好。

原热管式空气预热器安装图

REGLASS 玻璃板式换热器安装图

该套装置原采用热管式空气预热器，预热器进气温度 180-200℃，排烟温度 140℃。因排烟温度较低，正常工况下有水和酸液冷凝，腐蚀问题非常严重。每年检修时都需更换预热器内相当数量的热管，换热效果持续衰减，严重影响这个加氢装置的运行稳定性，

2015 年 1 月换装 REGLASS 玻璃板式空气预热器后，排烟温度有效降低至 100℃以下，最低达到 85℃左右。运行时产生大量冷凝酸液，余热回收效益有了显著提高，且目前正常运行 9 个月，无任何腐蚀情况发生，系统运行的稳定性和安全性大大提升。

3.2 河北鑫海化工余热回收系统项目

2014 年 12 月，河北鑫海化工集团在常减压装置烟气余热回收系统改造项目中安装了一套由洛阳瑞昌石油化工设备有限公司设计生产的金属板式+REGLASS 玻璃板式组合式空气预热器。该组合式空气预热器采用 3 个碳钢金属模块和 1 个玻璃模块串联的布置方式，在低温出口端使用玻璃模块。改造后排烟温度由之前的 200℃，降低到的 115℃；助燃空气由 165℃上升到 267℃。改造后系统热效率大幅度提升，燃料节约 3%左右。

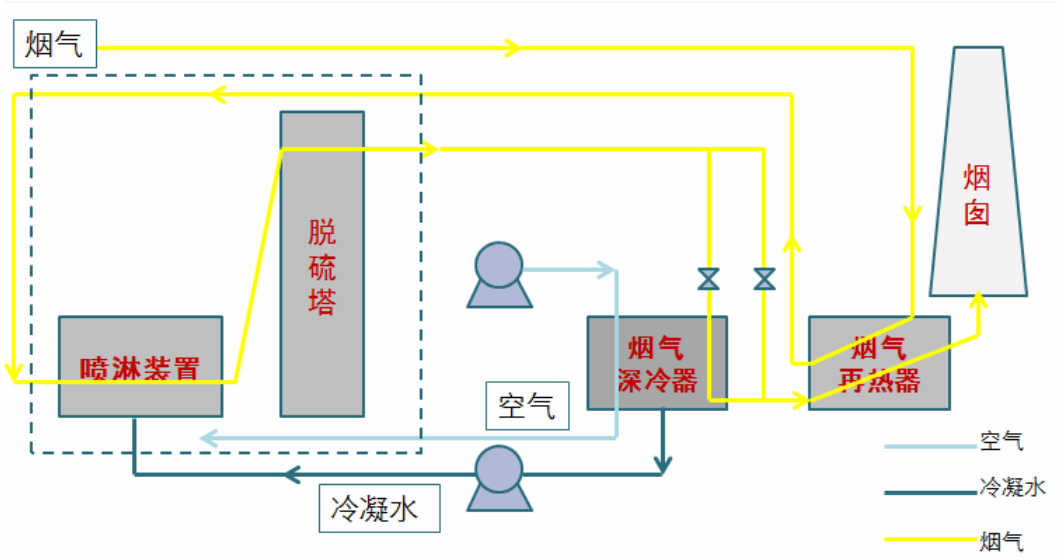
河北鑫海化工集团空气预热器现场照片

4 REGLASS 玻璃板式换热器应用拓展研究

电厂锅炉、石化加热炉等排烟的超低排放问题已经引起热会各界的普遍关注。尤其是在东南沿海的长三角、珠三角以及京津等发达地区，烟囱的冒白烟问题已成为当前迫切需要解决的热点问题。

湿法脱硫工艺是造成烟囱冒白烟的主要原因，湿法脱硫使得脱硫后的烟气含湿量大增，达到饱和状态。这些饱和湿烟气从脱硫塔中排出，再经烟囱排入大气，一与大气汇合就迅速冷凝，在烟囱出口处形成冒白烟现象。

目前消除白烟的主要方法是在烟气管线尾部增加烟气-烟气再热器（GGH），采用提高脱硫后烟气排烟温度的方法来提高污染物扩散度，减轻烟囱腐蚀和冒白烟现象。但 GGH 多采用金属材料制造，在使用过程中常常因酸露点腐蚀、堵塞等原因而发生故障，停止工作。而 REGLASS 玻璃板式换热器不怕酸性腐蚀的特性使得其在这方面大有可为。



REGLASS 烟气处理工艺路线

燃煤锅炉脱硫烟气冷凝实验

为了验证该工艺方案的可行性，我公司和北京环境科学研究院、洛阳高新区热力公司进行技术合作，开展试验研究。在热力公司 20t/h 燃煤锅炉上进行的试验表明，REGLASS 玻璃板式换热器在燃煤锅炉烟气冷凝余热回收和减排方面同样有显著效果。

5 结语

REGLASS 玻璃板式换热器在降低排烟温度，提高余热回收效益方面效果十分显著。其本身具有优良的耐腐蚀性能，可以保证预热器在低温状态下长期稳定运行。该技术对于近些年炼化企业大力推行的“能效倍增”计划有显著地助益。是各工业厂矿提高低品味热能利用率的有效手段。通过冷凝水本身的自洗作用，又可以有效的减少各类型排烟中的有害气体和粉尘的排放量。此外，用于湿法脱硫烟气再热方面，能降低烟囱冒白烟问题。REGLASS 玻璃板式换热器大规模推广使用必然会带来非常可观的经济效益和环境效益。

采暖期燃气锅炉排烟释放的水气对北京地区雾霾天气影响的分析及对策

教授级高级工程师　李崇兴

引言

根据大气环境目标和能源结构调整的总体要求，北京市大力发展天然气，特别是“煤改气”的推行，使京城天然气消耗量急剧增长，从 2004 年的 25 亿立方米激增到 2014 年的 113 亿立方米，10 年增长 4 倍多。然而换来的是氮氧化物不减反增、雾霾天数不降反升的尴尬局面。对于采暖期燃气锅炉排烟释放的水气对北京地区雾霾天气影响问题，没有引起有关部门和相关领导的重视，也鲜见专家学者的研究成果。

中科院 2013 年 2 月公布的 “大气灰霾追因与控制”专项组研究结果表明，北京 1 月份的强雾霾天气事件是由：①异常天气形势，②中东部大气稳定，③人为污染排放、浮尘，④丰富水气共同作用的结果，是一次自然因素和人为因素共同作用的事件，定性为：丰富水气是灰霾天气形成的帮凶。但是三年过去了，并没有看到有关部门擒获“帮凶”的行动与措施。

从 2008 年起，在研发燃气锅炉烟气余热回收技术的过程中，笔者对天然气燃烧产生的水气产生的负面影响有了深刻的认识并进行了初步研究，结果证明：天然气燃烧所释放的水汽是北京采暖季节大气中“丰富水气”的重要来源，对北京雾霾天气的加剧起着重要的作用。

本文通过多年的研究、观察和大量气象观测数据的解析，经过宏观计算和微观取证，阐明采暖期燃气锅炉排烟释放水汽对北京地面空气湿度影响和雾霾天气的关系，给出定性、定量的结论，提出解决问题的途径。望能引起有关部门和领导的重视，在发展天然气的过程中趋利避害，完成北京地区能源结构的调整，实现首都经济社会健康的发展和空气质量的改善。

一、燃气锅炉排烟对空气湿度影响分析的边界条件和基本资料

（一）气象条件

由于燃气锅炉排烟中水气含量占烟气体积 20%左右。在低温、高湿或静稳的天气条件时，水气难以扩散，使空气相对湿度急剧升高，加剧了灰霾天气。相对于北京的地理环境有以下气象条件：

1、华北地区没有明显的冷空气活动，大气层比较稳定，近地面空气相对湿度较大接近饱和凝集成雾。

2、北京地区大气整体处于静稳状态，地面基本静风，湿度较高。

3、北京冬季气温在 5℃至-10℃之间，空气饱和含水量相对较小，特别是夜间气温下降，空气相对湿度上升，形成雾霾的条件。

4、上述气象形势下，污染物难以扩散，持续积累，空气质量恶化。

5、当空气的相对湿度超过临界值时（60%左右），PM2.5 微粒吸收水分，干霾成为湿霾，空气能见度下降，加剧了雾霾天气的形成。

（二）影响范围

随着北京锅炉“煤改气”的推行，超过 60%的天然气消耗用于冬季供暖。六环以内的主城区已全部实现无煤化。

本次研究以北京城市规划的主城区（1000 平方公里）的地面气象站实测资料为主要研究对象，以主城区西北方向的延庆、昌平气象观测站以及河北省张家口市的赤城县气象资料作为参照。

（三）影响高度

燃气锅炉的烟筒高度大部分在 20 米以内，属于低空排放。因此，水汽饱和的烟气从烟筒排出后迅速扩散，温度急剧下降，失去上升的动力，在一定区域内提高了近地空气的相对湿度。根据学者对北京冬季雾中大气边界层的研究，夜间逆温层的高度在 100 米至 200 米之间，结合烟气抬升高度初步计算，本次研究影响范围为近地面 100 米和 200 米高度两种情况。

（四）北京中心城区范围近地空气的饱和含水量计算

北京中心城区面积 1000 平方公里（10 亿平方米）烟气扩散计算高度为 100 米和 200 米时，不

同温度的空气体积和空气饱和含水量计算结果如下：

高度(m)	空气体积（亿m^3）	-10℃		-5℃		0℃	
		饱和空气含水量（g/m^3）	空气含水量(万吨)	饱和空气含水量（g/m^3）	空气含水量(万吨)	饱和空气含水量（g/m^3）	空气含水量(万吨)
100	1000	2.1472	21	3.5299	35	4.888	48
200	2000	2.1472	42	3.5299	70	4.888	96

（五）北京市天然气消耗概况

1、北京天然气年消耗量

随着北京能源结构的调整，天然气消耗量逐年上升，2004 年消耗 25 亿立米，2014 年消耗 113 亿立米，是 2004 年的 4 倍多。2015 年燃气消耗量是 2010 年的两倍。

2、北京天然气消费结构

据统计，2014 年北京消耗天然气 113.7 亿立方米，其中，发电、供热用气量为 56.5 亿立方米；2015 年北京消耗天然气 146 亿立方米。用气高峰出现在 12 和 1 月，2016 年的 1 月 23 日消耗了 1 亿立方米天然气，日消耗量最高达到 1.35 亿立方米，日用气量的峰谷比达到 13：1。

据测算，“十三五”末，北京将消耗天然气 180 亿立方米，供热面积 9.48 亿平方米，采暖季将消耗天然气 120 亿立方米。特别是新建的四大燃气热电中心在采暖季节发电供热的同时，向大气排出大量的水汽，已成为名副其实的京城空气加湿器。

二、燃气锅炉排烟中的水汽来源及其影响分析

（一）燃气锅炉排烟中的水汽来源

天然气的主要成分是甲烷（CH4），燃烧后生成二氧化碳和水。一立方米的天然气可生成 1.55 公斤的水。这些水分随烟气排放到大气中增加了空气的含水量。由于燃气锅炉排烟温度低于露点温度时产生酸性冷凝水，引起锅炉设备的腐蚀，按照锅炉的技术规范，燃气锅炉的排烟温度在 120 度以上。烟气中的水汽以过热水蒸汽的形态排到空中。

（二）采暖季燃气锅炉排烟中的水汽量分析

以 2015 年为例（简称 2015 水平年）：

北京 2015 年共消耗天然气 146 亿立方米，冬季采暖消耗天然气占全年的 70%，为 102 亿立方米。平均每天消耗 8000 万立方米，在严寒期 1 月份，每天要消耗 1 亿立方米。以此为计算基础，北京的燃气锅炉每天向空中排放的水量达 1.2--1.5 亿公斤（12-15 万吨）,考虑到北京天然气发展的速度和前景，本次研究采用每天向空中排放 15 万吨水来评价对北京地区空气相对湿度的影响。

（三）采暖季燃气锅炉排烟中的水汽对空气相对湿度的影响

采暖季燃气锅炉排烟中的水汽对局部地区空气相对湿度产生一定的影响，以 2015 水平年按照影响高度 100 米和 200 米两种情况进行分析。本次分析的气象边界条件为：

静稳气象， 在水平方向静风现象，不利于大气中悬浮微粒的扩散稀释，污染物随时间积累，根据 2012-2013 年采暖季实测气象资料的统计，在 120 天的采暖期内，有超过 60%的天数是静稳天气，有超过 50%的天数的相对湿度在 60%以上。

逆温气象，垂直方向上出现逆温。大气层低空的空气垂直运动受到限制，空气中悬浮微粒难以向高空飘散而被阻滞在低空和近地面。北京地区逆温天数占全年的 50%左右，主要集中在冬季 1、12 月。

空气中悬浮颗粒物的增加。污染物排放和悬浮物大量增加，直接导致了能见度降低。采暖期燃气锅炉的燃烧对空气中的氮氧化物和可吸入颗粒物（PM2.5)的增加是有一定贡献的。

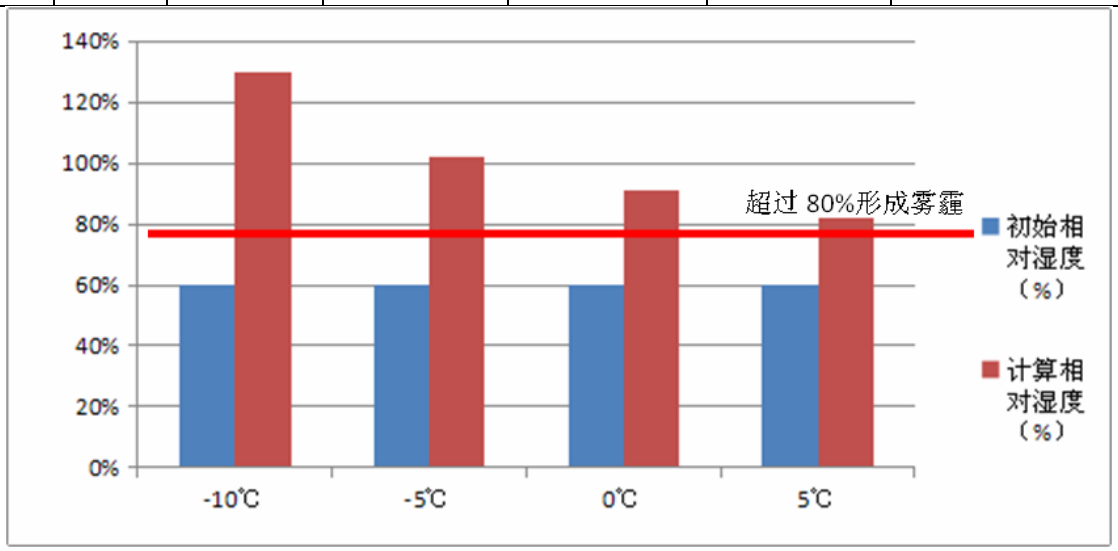
在上述条件下，燃气锅炉排放的氮氧化物和水汽也难以扩散，且不断积累，改变了空气的相对湿度，增加了空气的绝对湿度，提高了氮氧化物的浓度，加剧了雾霾现象的形成和发展。

1、15 万吨水气分布在 100 米高度的影响

采暖季每天有 15 万吨水（1500 亿克）释放到 1000 平方公里（10 亿平方米）的范围内，平均每平方米 150 克，其水量相当于每天有 0.15 毫米的降雨量或 1.5 厘米的降雪厚度。影响高度为 100 米时，每立方米空气中含水量增加 1.5 克。按照相对湿度的本底值为 60%（不产生雾霾现象）的情况不同气温条件进行分析，结果如下：

燃气锅炉每天释放的水汽对大气的影响随气温变化如下表：

初始环境温度	相对湿度（%）	饱和空气含水量（g/m³）	初始空气含水量（g/m³）	计算空气含水量（g/m³）	计算相对湿度（%）	分析
-10℃	60%	2.1472	1.288	2.788	130%	增量 70，超饱和
-5℃	60%	3.5299	2.118	3.618	102%	增量 42，超饱和
0℃	60%	4.8875	2.933	4.433	91%	增量 31，产生雾霾
5℃	60%	6.858	4.115	5.615	82%	增量 22，产生雾霾



结论：

1、在 2015 水平年影响高度 100 米的情况时，气温-5、-10℃左右，相对湿度增加 42-70 个百分点，处于超饱和状态，会产生大雾和烟羽（烟囱排放的水汽与冷空气迅速凝结并结冰，在一定范围内产生大量冰晶）。

2、气温在 5℃时，相对湿度分别增加 22 个百分点，空气达到雾霾的发生条件。

总之，当相对湿度本底值为 60%时，气温在-10℃至 5℃之间均产生雾霾现象。

2、15 万吨水分布在 200 米高度的影响

15 万吨水分布在 1000 平方公里范围，平均每平方米 150 克，影响高度为 200 米时，每立方米空气中分布 0.75 克。按照相对湿度的本底值为 60%（不产生并雾霾）情况不同气温条件进行分析，结果如下：

1、在 2015 水平年影响高度 200 米的情况时，气温-10℃、-5℃、时，相对湿度分别增加 35、23 个百分点，会产生雾霾现象。

3、气温在 0℃、5℃时，相对湿度分别增加 15、10 个百分点，接近产生雾霾现象。

三、北京地区气象实测资料的分析和结论

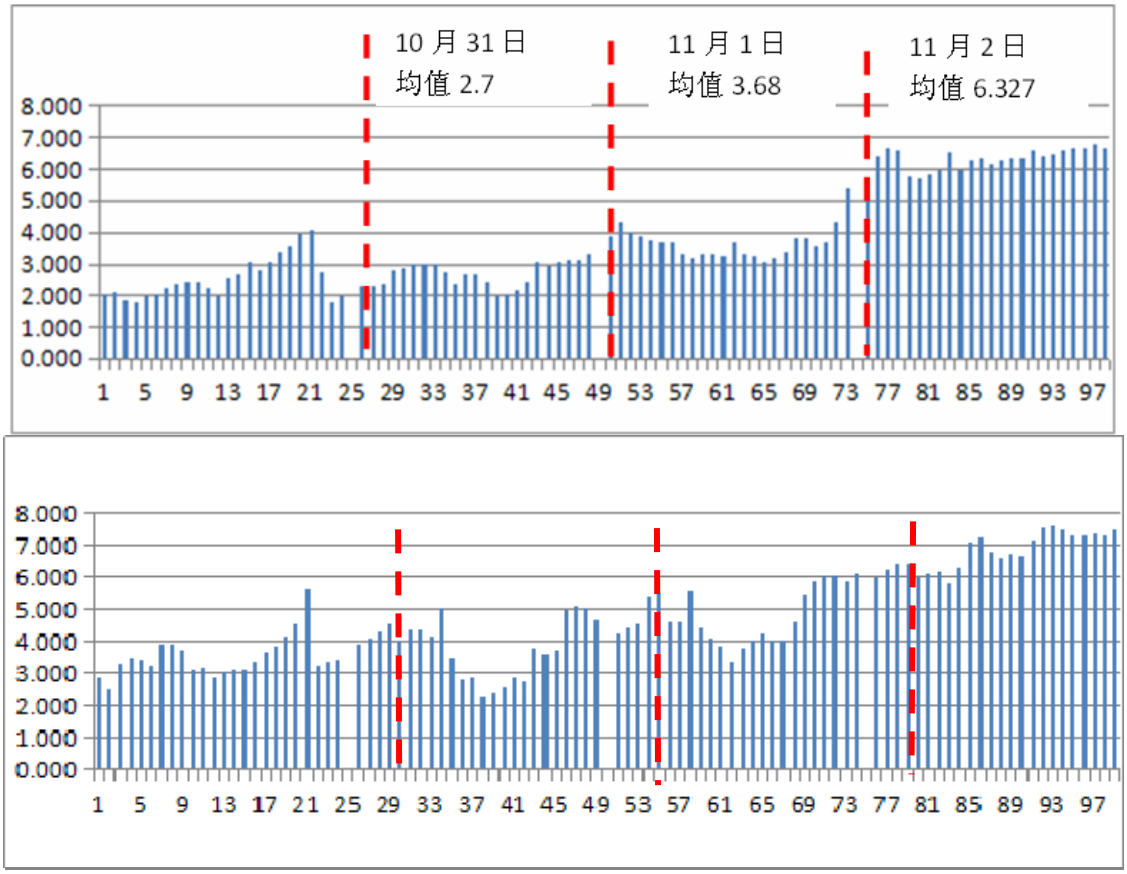
以上是在宏观层面和特定的气象、环境条件进行的分析得到的结论，基本上可以证明燃气锅炉排烟释放的水气加剧了北京地区的雾霾的形成和发展。然而，这个结论必须有理论的支持和客观事实的证明，需要通过对北京地区的气象实测数据的分析，找出支持上述结论的确凿证据。

（一）采暖期开始和结束过程实测气象资料的分析

1、采暖期开始过程锅炉排烟释放水汽对空气含水量的影响

2012 年冬季供暖提前到 11 月 1 日。根据北京市气象局提供的气象站观测资料，把采暖期开始的时段（10 月 30 日至 11 月 2 日）的空气相对湿度转换为绝对湿度，绘制成柱状图。从天安门站和海淀站的空气含水量变化，可以看出采暖开始后呈上升趋势是由于燃气锅炉烟气释放的水气所导致。

2012 年 10 月 30 日至 11 月 2 日天安门站空气含水量变化图



结论：

各站的空气含水量 10 月 30 日、31 日是正常波动状态，1 日起呈上升趋势，2 日达到较高值。证明由于采暖的燃气锅启动排放烟气中的水汽对空气含水量产生影响。

（二）采暖期和非采暖期空气含水量的比较分析

选取采暖季（3 月 12、15 日）和非采暖季（3 月 18 日、4 月 7 日）两组观测数据做对比（相对湿度换算为绝对湿度），选取河北省张家口市的赤城县作为初始水气含量的对照值。观测数据显示：采暖期 3 月 12 日（图 2-1）、15 日(图 2-2）两日天安门、朝阳、海淀站的空气含水量呈上升趋势，非采暖期 3 月 18 日(图 2-3）和 4 月 7 日(图 2-4）天安门、朝阳、海淀站的观测数据呈下降趋势，张家口市的赤城县基本保持平稳。证实采暖期燃气锅炉释放的水气使夜间空气含水量呈增加趋势。

图 2-1

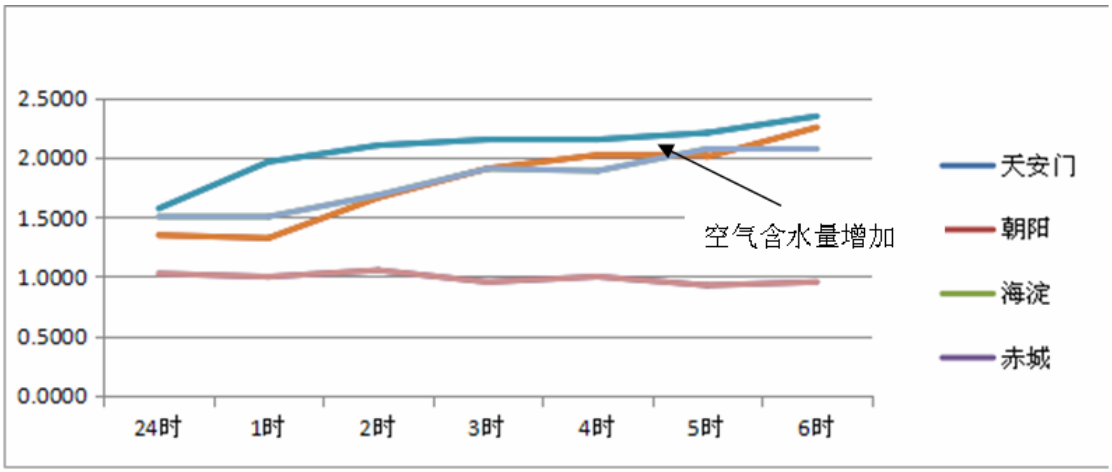
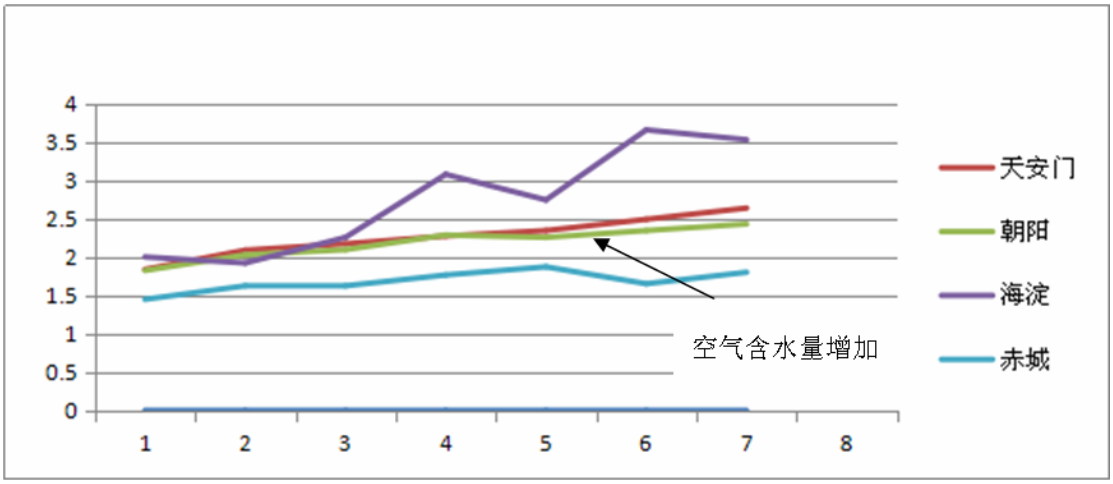
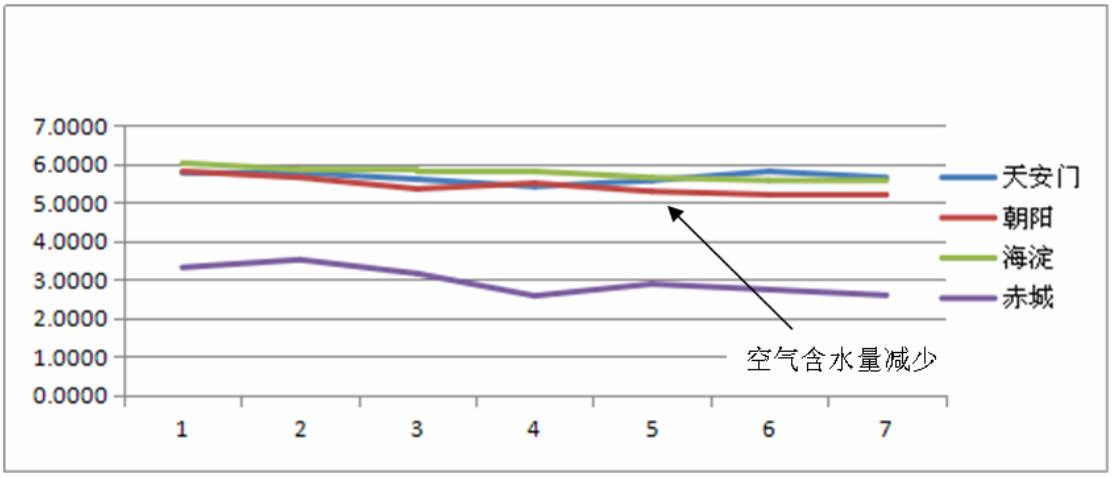


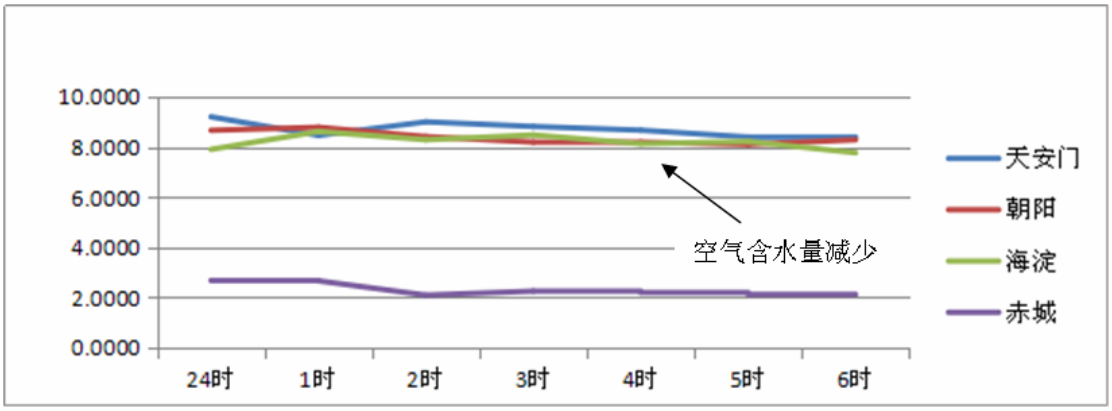
图 2-2



（图 2-3）



（图 2-4）



（三）天安门气象站夜间静稳天气空气含水量变化的分析

为进一步取得燃气锅炉排烟气释放的水汽对空气含水量的影响，选取天安门气象站 2012 年 11 月中的十天的观测数据为样本进行分析取证。

样本选择的条件：

天安门站位置适中，受京外大气影响较小，距离五环任何方向的距离都大于 20 公里，近距离内没有大的供热中心，实测数据有代表性。为减少人为的影响因素，选取夜间 0 点至 6 点时段，汽车排放的影响降到最小。选择静稳天气，风速连续 3 小时以上在 1 米以下，具有一定续性。排除瞬间天气过程的影响，即在 3 小时内 10 公里范围内没有急剧的气温变化。

按照上述的条件，筛选出 7、8、17、18、20、21、22、24、25、29 日 10 天的观测数据进行整

理分析，数据显示所选时段内夜间空气温度降低，相对湿度增加，经分析，其增加的相对湿度可分为两部分：

① 由温度下降造成的相对湿度增加。

由于夜间空气温度降低，空气的饱和含水量随之降低，在其绝对含水量不变的情况下相对湿度增加。在没有达到露点的情况下，绝对湿度无变化。

② 燃气锅炉烟气释放的水汽引起的相对湿度的增加。

考虑到造成空气相对湿度增加的因素很多，很难将燃气锅炉烟气排放释放的水气进行分离并单独进行计算。采用夜间的实测数据，可以最大限度地排除其他诸多因素的影响。因此，可推断各时段的相对湿度的增加值减去由于降温而使相对湿度增加量就是由于燃气锅炉烟气释放的水汽造成的相对湿度的增加。

经过计算：平均终止时段比初始时段增加的相对湿度为 14.2 个百分点，其中由于气温降低增加的相对湿度为 6.84 个百分点，燃气锅炉排烟释放的水气而增加的相对湿度为 7.358 个百分点。由于燃气锅炉排烟增加的水气量为 0.415 克/立方米。

结论：通过对天安门站 2012 年 11 月（采暖初期）按照一定条件筛选的 10 天的温度、相对湿度的计算分析，在夜间静稳天气的情况下，燃气锅炉烟气释放的水汽对空气相对湿度的影响率平均为 7.358 个百分点，增加的水气量为 0.415 克/立方米。以此推算北京城区 1000 平方公里面积 100 米高度的范围内，由于燃气锅炉排放而增加的水气量为 4.15 万吨

（四）雾霾条件下锅炉排烟释放水汽对空气相对湿度的影响

为了验证雾霾条件下锅炉排烟释放水气对空气相对湿度的影响，选取了涵盖了北京大部分地区的 12 个气象站，时段为 2016 年 1 月 1 日至 3 日（发生中、重度雾霾天气）0 点至 6 点。选取数据的原则是大气温度不变的条件下，相对湿度有所增加。由此可以证明燃气锅炉排烟释放的水汽对空气湿度产生的影响。

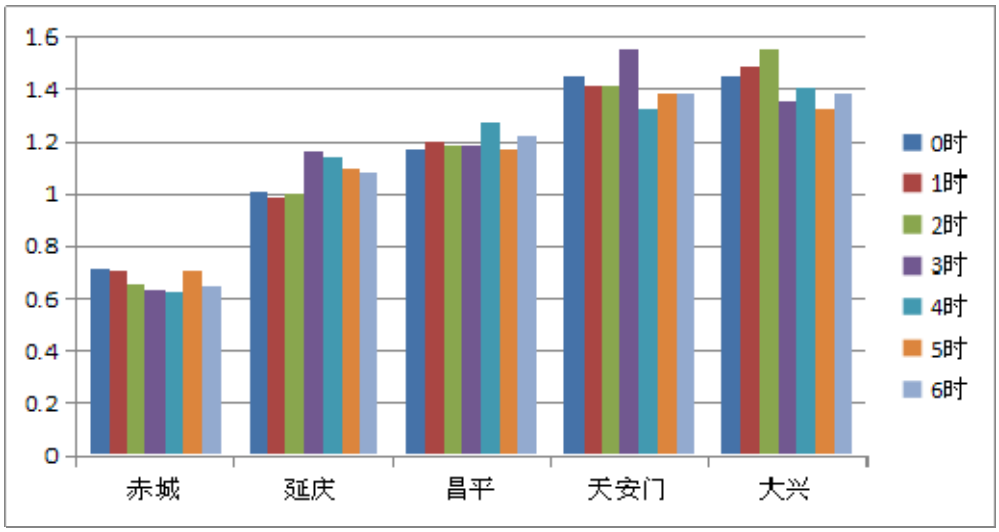
计算结果显示，2016 年 1 月 1 日至 3 日发生中、重度雾霾天气过程中气温稳定不变的时段共有 30 个时段，在此时段内空气的相对湿度在升高，空气相对湿度的影响在 23 个百分点左右。计算出在静稳气象时，在相同温度的条件下，每小时空气相对湿度增加值为 1-2.5 百分点，每小时增加的绝对湿度为 0.0358 克/立方米。

（五）以河北省赤城县气象站数据为对照的分析

按照大气环流的规律，北京的冬季多是来自西北方向低温干燥的冷气流，给人的感觉是干燥而寒冷。但是，近年来呈现了湿冷的气候，经分析，大部分的水汽的来源是本地产生的，特别是采暖期开始后更为明显。本次分析采用距北京天安门西北 150 公里的河北省赤城县气象站的数据为本底值进行参照计算，与北京的延庆、昌平、天安门、大兴 5 个气象站数据进行研究分析：

选择有轻度雾霾的 1 月 28 日数据为样本，选取赤城、延庆、昌平、天安门、大兴 5 个气象站 0-6 时的实测记录，根据实测的气温和相对湿度计算出空气含水量。计算结果显示，按照上述气象站排列顺序的空气含水量呈增加的趋势。其平均值均有 1.4-1.9 倍的增量。

2016-1-28 空气含水量统计图



结论：

2016 年 1 月 28 日实测气象数据分析：在轻雾霾气象条件下，北京地区气象站 0-6 时实测空气含水量较高，是对照值（以河北赤城县气象站为本底值）的 1.4-1.9 倍，夜间没有其他人为因素的情况下，可以推断是由采暖燃气锅炉排出的水汽导致。

（八）结论

经过以上的分析和研究，可以得到以下结论：

1、通过实测气象资料的分析证明：北京地区的空气中的含水量随着采暖期的开始和结束而增加和减少。

2、通过采暖期和非采暖期空气含水量的比较分析证明：采暖期天安门、朝阳、海淀站的空气含水量呈上升趋势，非采暖期的空气含水量呈下降趋势。

3、通过对天安门气象站夜间静稳天气空气含水量变化的分析证明：天安门站 2012 年 11 月（采暖初期）按照一定条件筛选的 10 天的 0--6 时观测数据，在夜间静稳天气的情况下，燃气锅炉烟气释放的水汽对空气相对湿度的影响率平均为 7.358 个百分点，增加的水气量为 0.415 克/立方米。

4、通过对雾霾条件下各气象站大气温度不变时下空气相对湿度的分析证明：2016 年 1 月 1 日至 3 日发生中、重度雾霾天气过程中气温稳定不变的时段内空气的相对湿度升高 23 个百分点左右。由此计算出在静稳气象时，在相同温度的条件下，每小时空气相对湿度增加值为 1-2.5 百分点，每小时增加的绝对湿度为 0.0358 克/立方米。

5、通过以河北省赤城县气象站数据为对照值的北京延庆、昌平、天安门、大兴 5 个气象站数据进行分析证明：根据 2016 年 1 月 28 日实测气象数据显示，在轻雾霾气象条件下，北京地区气象站 0-6 时实测空气含水量较高，是对照值（以河北赤城县气象站）的 1.4-1.9 倍，

上述分析结果充分证实了燃气锅炉烟气释放的水汽加剧了北京地区雾霾的形成和发展。

四、解决采暖期燃气锅炉排烟释放的水气对北京地区雾霾天气影响的对策

中科院的研究成果证实，丰富的水汽是加剧北京雾霾天气的帮凶，因此，找到丰富水汽的来源，减少空气中的水汽含量是缓解雾霾天气形成的有效措施。既然燃气锅炉排烟释放的水汽造成空气含水量增加，如果将天然气锅炉释放的水气控制并回收，就可在一定程度缓解北京雾霾天气的形成，减少 20%的雾霾天数。烟气源热泵技术已经实现了这个目标。

烟气源热泵技术是在中国发明专利“一种燃气锅炉烟气全热回收的装置”（专利号 ZL20081018037.6）的基础上研制开发的节能减排技术，这项技术很好的解决了回收烟气中的热能和水气的问题，通过三级降温两级换热的工艺将锅炉排出的烟气从 120℃降到 15℃，把烟气中的热能（显热和潜热）全部回收。在潜热回收的过程中，烟气中的水气凝结成冷凝水回收利用，消除了烟气中水气对空气湿度的影响。

烟气源热泵技术采用三级降温两级换热的工艺流程，将燃气锅炉烟气中的热能梯级回收利用，特别是利用气源热泵吸收低品位热能特点，将 30℃以下的烟气中的潜热回收，使低品位的热能提升至可用的高品位热能来供暖或供应热水，实现了烟气中的热能全热（显热和潜热）回收，并将烟气中的水汽冷凝回收利用。

第一级降温、换热是将 120℃的烟气通过气-水换热器降至 60℃，水温提升 6-7℃；第二级降温是通过混合降温器将烟气从 60℃降到 30℃；第三级降温、换热是通过烟气源热泵将烟气降到 15±5℃后排放，水温提升 6-7℃。三级降温烟道串联连接，二级换热的热水管道由串联和并联组成多种运行工况。在烟气降温过程中，大部分水蒸气凝结成水，吸收烟气中的部分氮氧化物，实现了节能减排。

目前，该技术已经列入北京发改委颁布的《北京市节能低碳技术目录》、北京市科委的《北京地区大气污染防止技术目录》、国管局的《公共机构节能节水技术目录》和国家发改委《国家重点节能低碳技术推广目录》。经过多年的推广，目前已经有数十项工程的实践和 5 年运行的经验，收到很好的节能减排和节水效果。这项技术的推广使用对缓解北京的雾霾将是行之有效的。

参考文献：

1、北京市发改委　2014-2015 北京能源发展报告

2、王凯、张宏升、王强、李富余、陈家宜等　北方地区春冬季雾天边界层结构及其演变规律

的对比研究《北京大学学报》第 2 卷　第一期　2006 年 1 月

3、李富余、张宏升等北京南郊冬季不同类型雾中大气边界层的结构和演变规律研究　中国气象学会 2003 年年会“城市气象与科技奥运”分会论文集

4、张鑫、蔡旭晖、柴发合等　北京秋季大气边界层机构与特征分析　《北京大学学报》　第 42 卷　第 2 期　2006 年 3 月

5、北京市燃气集团有限责任公司总经理周思　北京天然气市场发展现状与前景　中国天然气国际峰会　2005-11

6、北京市燃气集团有限责任公司刘雷、武建等　北京发展天然气分布式能源的利弊浅谈　《建筑节能》2014 年第 6 期

7、中科院教授：“煤改气”加重北京雾霾　2016-05-24 甲醇时代

8、新华每日电讯记者王学良　治霾：不应简单寄希望“煤改气”　新华每日电讯　2015 年 1 月 15 日

9、北京气象局　北京地区气象观测站 2012-10/2013/4 实测资料

船用柴油机余热利用系统研究

张文平　侯胜亚　曾子威
(哈尔滨工程大学动力与能源工程学院，哈尔滨，150001)
(0451-82518264，zhangwenping@hrbeu.edu.cn)

摘要：船用柴油机余热利用系统可以充分利用主机废气和冷却介质中的能量，是一种先进的船舶节能措施。对该系统进行了热平衡分析，针对 6S50MC-C8.2 型柴油机得出该船用柴油机余热利用潜力，并根据该型号的柴油机设计合理的余热利用方案图。对该余热利用系统所涉及的各分系统进行详细的设计及计算。最后对该系统进行经济性分析，论证船用柴油机余热回收发电系统的应用可行性。

关键词：船舶柴油机；余热回收发电；余热锅炉；汽轮机；有机工质朗肯发电

0 引言

石油价格的攀升使得燃油费占船舶运输成本的比例逐年提高。海上运输业的目的在于提高收益，因此要降低成本，降低成本的有效途径是降低燃油消耗，从而减少船舶运营成本[1]。这对船舶生产行业提出了新的要求。目前船舶多采用二冲程低速柴油机作为主推进动力装置，在近几十年柴油机在船用动力装置中还将处于主导地位[2]。

柴油机的热效率已接近 50%，仍有 50%的能量被废气、冷却介质带走，如果能够充分利用这部分余热，可以明显提高主机热效率，降低船舶营运成本。而且随国际海事组织 EEDI 法规生效，将推动主机余热利用系统的装船率。因此有必要研制出适合船用柴油机的余热利用装置。

1 船舶余热利用系统国内外研究现状

目前，国外对船舶余热利用开展了广泛的研究，ABB、MAN、Wartsila、三菱等公司都分别提出了各自的余热利用系统。

1）ABB 公司首先提出了大型船舶柴油机排气能量回收技术,其主要采用动力涡轮和汽轮机联合循环的方式，单独使用动力涡轮，最大可回收主机功率 5%，而结合汽轮机，采用联合方式，最大可回收主机功率 10%[3]。

2）瓦锡兰公司开发出一种总热回收装置(Total Heat Recovery Plant)，该装置包括一个双压力余热锅炉、一个多级双压力汽轮机、一个动力涡轮、一个给水预热系统和两个驱动电机系统，并进行了优化布置[4]。

3）Siemens 公司开发了一种带有余热利用系统的推进装置—SISHIP^{CIS} BOOST。该装置可以回收船舶主机的余热能量，并将其输送到船舶能量供应网络中，从而明显提高船舶系统的推进性能和电力性能。

国内受限于船舶配套设备研发的落后现状，大型船用柴油机主机还没有自己的产品，国内主机、动力装置市场也完全被国外厂商垄断。国内对船舶柴油机动力系统余热利用的研究很少。

1)2008 年大连船用柴油机有限公司生产了国内第一台带废热回收系统的 7RTA84TD 柴油机，利用废气余热锅炉蒸汽发电或供船舶使用，该系统采用双压余热锅炉，包括低压蒸发器、高压蒸发器和高压过热器三部分[5]。

2）哈尔滨工程大学对船舶余热利用系统提出了一套设计模型和计算方法，针对船舶余热利用系统搭建了试验台进行试验，掌握了船用柴油机余热利用系统的规律方法，初步实现可装船的目标。

综上所述，船舶余热回收技术已经成为船舶节能减排的关键技术之一。国外船舶余热利用系统已经进入商用阶段，而国内相应技术发展较慢。随着世界航运市场竞争日趋激烈，进一步搞好船舶节能工作，开发船舶节能的新途径是降低船舶营运成本的必经之路，而船舶主机余热回收技术也将进一步得到发展。

2 船用柴油机的热平衡

在柴油机气缸中燃料燃烧所释放的热量只有不到 50%能量转变为有用的轴功，其余主要通过尾

气排出、空冷器、缸套冷却水、滑油冷却、热辐射和表面散热等耗散掉。通过消化 MAN6S50ME/MC 船用主柴油机资料，初步整理计算的各项具体热损所占比率详见下面的图 1。

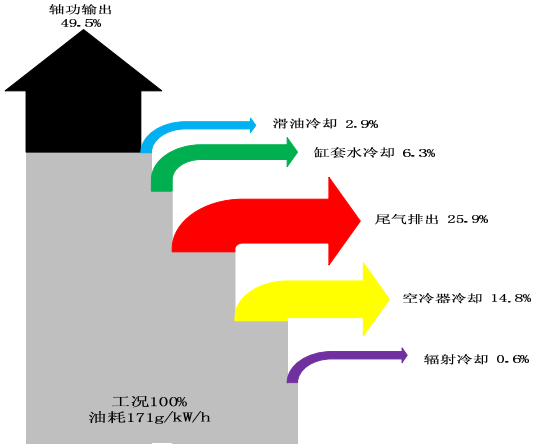


图 1 MAN6S50ME/MC 柴油机能量利用图

MAN6S50ME/MC 柴油机余热中滑油冷却的余热量主要存在机体内部且其所占比值相对较小，热回收潜力小不予考虑；同样热辐射带走的余热量属于不可控余热且其量同样较小，所以也不予考虑。所以针对于本研究课题所涉及的柴油机热平衡中的余热部分，主要关注柴油机尾气、缸套冷却水，空气中冷器中的余热利用潜力，三者合起来的热利用潜力接近燃料热值的 45%，热回收潜力已相当可观。

2.1 船用柴油机的热平衡计算

根据热平衡的理论，船用柴油机的热平衡方程可以通过下式表示[6,7]：

$$Q_{rl} = P_e + Q_{wq} + Q_{kl} + Q_{gl} + Q_{hy} + Q_{fs} \tag{2-1}$$

式中： Q_{rl} ——通过燃料燃烧产生的总能量，kW； P_e ——转化为柴油机轴功的能量(轴功)，kW； Q_{wq} ——柴油机尾气所带走的能量，kW； Q_{kl} ——柴油机空冷器空气冷却所带走的能量，kW； Q_{gl} ——柴油机缸套冷却水冷却所带走的能量，kW； Q_{hy} ——柴油机滑油冷却所带走的能量，kW； Q_{fs} ——柴油机热辐射等所带走的能量，kW；

式 2-1 中的各部分可以通过以下各式来进行计算，kW。

（1）燃料燃烧所产生的总热量 Q_{rl} 通过下式计算

$$Q_{rl} = P_e \times t \times m_{rl} \times h_{rl} \tag{2-2}$$

式中： m_{rl} ——柴油机油耗，g/kW/h； h_{rl} ——燃料的热值/kJ/kg； t ——柴油机工作时间 h；

（2）通过下式计算尾气带走的热量 Q_{wq}

$$Q_{wq} = m_{wq} \times (c_{p_{wqj}} \times T_{wqj} - c_{p_{wqc}} \times T_{wqc}) \tag{2-3}$$

式中： m_{wq} ——柴油机尾气的质量流量，kg/ h； $c_{p_{wqj}}$ ， $c_{p_{wqc}}$ ——尾气进出口的定压比热，kJ/kg/℃； T_{wqj} ， T_{wqc} ——尾气进出口的温度，℃；

（3）柴油机缸套冷却水冷却所带走的能量 Q_{gl} 通过下式计算

$$Q_{gl} = m_{gl} \times c_{p_{gl}} (T_{glj} - T_{glc}) \tag{2-4}$$

m_{gl} ——缸套冷却水的质量流量，kg/ h； $c_{p_{gl}}$ ——缸套冷却水的定压比热，kJ/kg/℃； T_{glj} ， T_{glc} ——缸套冷却水进出口的温度，℃；

（4）柴油机空气冷却器冷却所带走的能量 Q_{kl} 通过下式计算

$$Q_{kl} = m_{kl} \times (c_{p_{klj}} \times T_{klj} - c_{p_{klc}} \times T_{klc}) \tag{2-5}$$

式中：m_{kl}——空冷器中空气的质量流量，kg/ h；$c_{p_{klj}}$，$c_{p_{klc}}$——空冷器中空气进出口的定压比热，kJ/kg/℃；T_{klj}，T_{klc}——空冷器中空气进出口的温度，℃；

（5）余热系统总发电比通过下式计算

$$\eta_1 = \frac{P}{W}$$

式中：P——余热系统发电功率，kW，W——主机功率，kW；

（6）余热系统总体热效率通过下式计算

$$\eta_2 = \eta_1 \eta'$$

式中：η'——主机调制后的效率；

（7）余热系统总体热效率通过下式计算

$$\eta_3 = 1 - \frac{W\xi_2}{(W+P)\xi_1}$$

式中：ξ_1——主机调制前的油耗，g/kW.h，ξ_2——主机调制前的油耗，g/kW.h。

2.2 船舶柴油机调制后余热回收系统输入数据

对于船用大型低速二冲程柴油机而言，由于其热效率较高，使得排气的温度较低。

一般为 230～250° C，如果直接将排气通入余热锅炉中，由于温度较低，不利于余热锅炉对排气能量的利用，因此就需要将排气温度提高到 290° C 以上，以提高余热锅炉的工作效率。

在目前余热调制的各种方案中，为了提高排气温度，通常采取排气旁通的方法来减少柴油机的空气流量。但是空气流量降低之后，柴油机缸内过量空气系数也随之降低。而过量空气系数的降低会对柴油机的性能产生一定的影响，例如燃油消耗率增加、热负荷增大等。因此，这就需要额外采取一些措施来保证柴油机的动力性和经济性等要求。因此，柴油机余热调制一般有两种方法，一种是通过调整柴油机，主要是调整柴油机定时以及其排气旁通；另一种则是通过调整涡轮增压器及其排气旁通。

通过调制的相关研究[8]，分别采用调整柴油机和调整涡轮增压器这两种方法分别来对柴油机进行余热调制，能保证将排气温度提升到 290° C 以上，同时燃油消耗率升高不超过 2%,下表 1 为调制后的柴油机输入计算参考值，主要根据 MAN 公司 6S50MC-C8.2-TII-MET60MB[9]和 WHR-6S50ME-C8.2-case-155358-2012[10]技术说明书整理。

表 1 25℃ISO 条件下调制后的柴油机输入计算参考值

项目	单位	数值	数值	数值	数值
主机负荷	%	100	75	50	35
主机功率	kW	9960	7470	4980	3486
主机调制后的效率	%	49.10	50.15	49.45	49.86
主机转速	r/min	127	115.4	100.8	89.5
主机油耗	g/kW/h	171	168.1	170.5	169.1
主机排气量	kg/h	73900	59308	43520	37032
主机排气温度	℃	293.5	272.4	247.7	211.5
动力涡轮的进气压力	MPa	0.44	0.33	0.24	0.21
动力涡轮的进气温度	℃	478.3	420.1	377.0	289.5
中央冷却水压力	MPa	0.30	0.30	0.30	0.30
冷却器进口水温	℃	25	25	25	25
缸套水的热潜力	kW	1280.00	1040	810	660

3 船用柴油机余热利用系统模型

3.1 系统总体方案图

6S50ME-C8.2 船舶主机余热利用系统总体方案简图如图 2 所示。主机余热利用系统主要由四部分组成：回收主机排气废热的超低温排烟余热锅炉系统；利用排气能量以及蒸汽和高温热水能量来

做功的动力涡轮、汽轮机和有机工质汽轮机发电系统；柴油机高温冷却水利用换热设备；余热利用系统控制与能量管理系统。前三者利用管路连接起来，工质在其间循环流动，构成了整个主机动力系统余热能量的传递和转换过程。

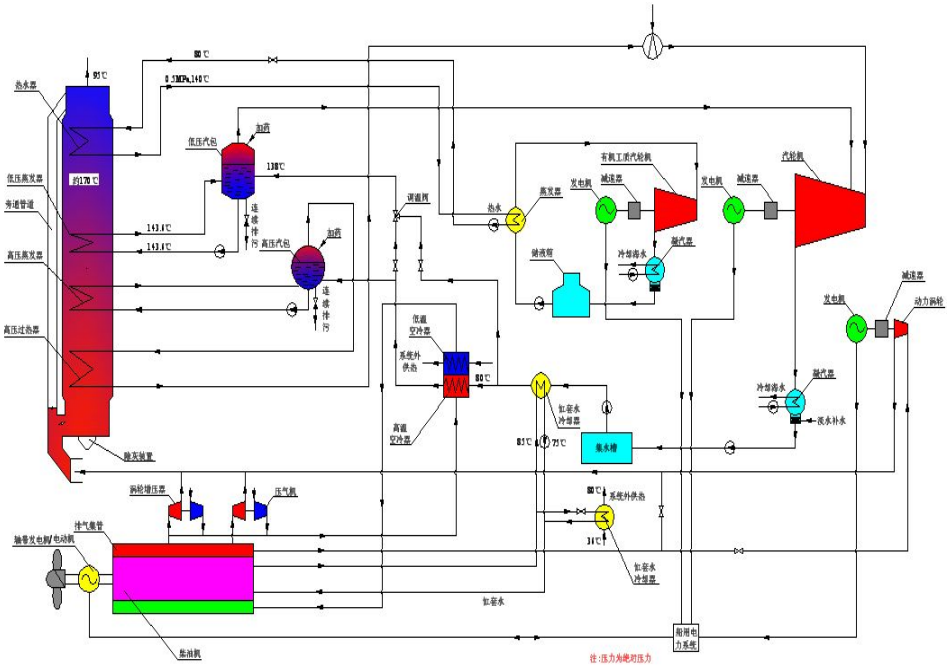


图 2 船舶主机余热利用系统总体方案简图

超低温排烟余热锅炉形式：在立式烟道内沿烟气流动方向依次水平布置具有强化换热作用的常规段(包括高压过热器、高压蒸发器和低压蒸发器)和超低温排烟段热水器组成的，并具有烟气旁通功能的水管式强制循环立式锅炉。

余热做功方式：采用动力涡轮、汽轮机与有机工质汽轮机发电单元，以发电的形式回收柴油机排气、蒸汽和高温热水能量。

柴油机冷却水利用：利用缸套冷却水、增压空气的热量，余热锅炉给水采用分段加热技术。先由柴油机缸套冷却水加热锅炉给水。将柴油机增压空气冷却器重新设计为高温和低温两段式空气冷却器，空气冷却器高温段用于锅炉给水预热，多余热水则向系统外供给。

余热利用综合电控系统：采用模块化与分层设计方法，余热利用系统主要部件采用分层集散控制方式，并与舰桥、驾驶室、机舱柴油机控制系统、船上用电系统共同构建两层网络系统，并满足民船通讯协议标准。

在总体方案简图 3.1 中，经调整后的柴油机排气分别流经涡轮增压器和动力涡轮，两部分排气混合后，依次流经余热锅炉高压过热器、高压蒸发器、低压蒸发器和热水器，并经锅炉出口烟道排入大气。循环水分为三路，一路经给水泵升压后流至余热锅炉超低温排烟段热水器，产生高温热水作为有机工质汽轮机的热源，经换热器加热有机工质形成高压蒸汽，进入有机工质汽轮机发电做功，乏汽经冷凝器冷凝成液体流回到有机工质储罐，而高温热水经换热后直接进入集水槽形成循环；第二路经高压给水泵的升压后，通过缸套水换热器和空气冷却器将温度升至 160℃左右后，分成两路，一路进入高压锅筒，经高压热水循环泵升压后，进入高压蒸发器和高压过热器被加热成过热蒸汽，经第一路高温热水减温后进入汽轮机做功。第三路从缸套水换热器将温度升至 80℃左右后分流出来与第二路部分 160℃左右热水混合受热后进入低压锅筒，并由低压热水循环泵升压后流至低压蒸发器被加热成饱和汽水混合物，然后流至低压锅筒内，经低压锅筒汽水分离出来的饱和蒸汽，供汽轮机做功。做功后的乏汽进入凝汽器，被凝结后由凝结水泵升压至集水槽。

4 船用柴油机余热利用分系统研究

针对上一节对余热回收系统的描述，接下来对系统中所涉及到的各部分进行详细的设计和性能研究：

4.1 船用柴油机余热锅炉性能研究

余热锅炉是柴油机—蒸汽联合循环中的一个重要换热设备，它通过吸收柴油机的排气能量来产

生蒸汽，推动蒸汽轮机做功发电。余热锅炉的性能指标的高低直接影响整个循环系统的效率，所以针对余热锅炉的性能研究至关重要。受热面排数由吸热量决定，本次设计中采用Φ25*2.5 的小管径，为了增大换热面积，本次设计所以受热面全部采用错列布置，这样就能使余热锅炉本体重量和尺寸大大减小。在完成热力计算后，根据各受热面烟气出入口温度以及工质进出口温度绘制余热锅炉换热示意图如图 3 所示。

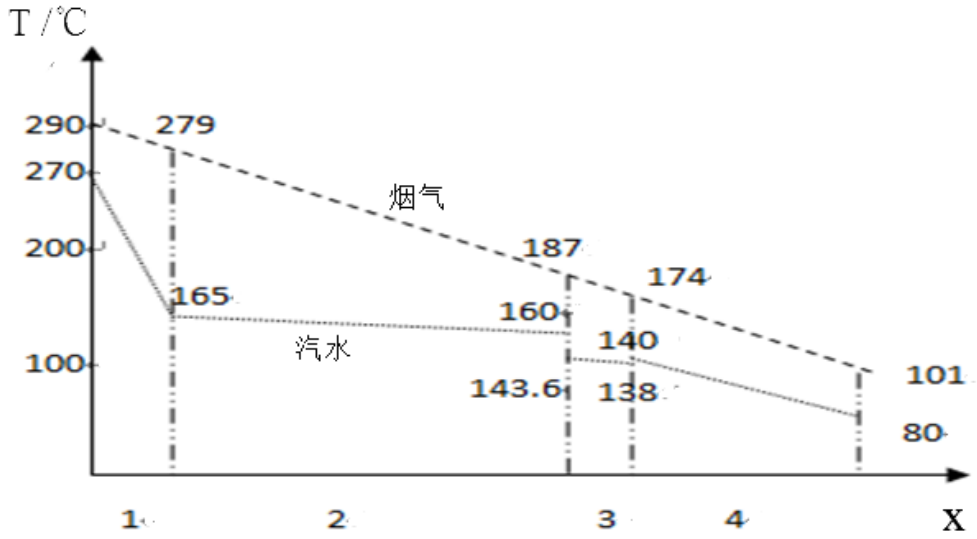


图 3 双压方案换热示意图

1-高压过热器，2-高压蒸发器，3-低压蒸发器，4-热水器

从上图可以看出，常规燃煤锅炉排烟温度一般在 170℃左右，那么 170℃以下的能量会被浪费掉，本系统设计的余热锅炉增加了热水器受热面，用来加热有机工质所需循环水，充分利用了 174℃~101℃之间的烟气能量，降低了排烟温度，增大了能量利用范围。

表 2 双压方案本体结构参数

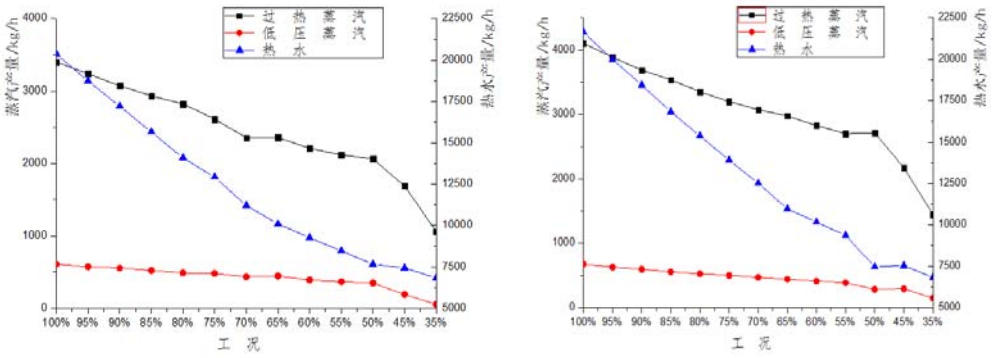
序号	名称	单位	过热器	高压蒸发器	低压蒸发器	热水器
1	管子规格	mm	25×2.5	25×2.5	25×2.5	25×2.5
2	排列形式	/	错列	错列	错列	错列
3	管子材料	/	20	20	20	ND
4	翅片材料	/	08AL	08AL	08AL	NS
5	翅片高度	mm	12.5	12.5	12.5	12.5
6	翅片厚度	mm	1	1	1	1
7	翅片节距	mm	5.4	5.4	5.4	5.4
8	横向节距	mm	63	63	63	63
9	纵向节距	mm	54.6	54.6	54.6	54.6
10	每排管数	/	26	26	26	26
11	管子排数	/	4	16	5	24
12	管子总数	/	104	416	130	624
13	烟道宽度	m	1.68	1.68	1.68	1.68
14	管子计算长度	m	2.8	2.8	2.8	2.8
15	管束受热面	m^2	186.11	744.45	232.64	1116.68
16	烟气流通截面	m^2	2.5472	2.5472	2.5472	2.5472

由上表可以看出，本系统双压方案余热锅炉热水器受热面选用 ND 钢材，翅片管材料选用 NS 钢材，增加了耐腐蚀能力。横向节距选取 63 mm，纵向节距选取 54.6 mm，这样就保证管束剖面之间两两之间都能构成等边三角形，保证传热效果。

因为在船舶动力余热利用系统中，由于柴油机排气背压的限制，对余热锅炉的烟气阻力提出了要求，所以在完成热力计算后，必须保证烟气阻力在要求范围内，通过烟气阻力计算结果得出烟气

阻力≦1800 pa，符合系统要求。

根据热平衡计算得出余热锅炉产出量如图 4 所示：



（a）环境温度 25℃　　（b）环境温度 45℃

图 4 锅炉产量图

由图 2 可得出以下结论：随着主机负荷的下降，余热锅炉产出过热蒸汽流量、饱和蒸汽流量、热水器流量都基本呈线性下降，环境温度 45℃时余热锅炉产生的过热蒸汽的量多于环境温度 25℃时余热锅炉的产出量，但热水的流量以及饱和蒸汽的流量要低于 25℃时余热锅炉的产出量。

4.2 船用柴油机余热蒸汽轮机性能研究

船用汽轮机的工作环境和使用条件与电站汽轮机不同。它安装在易变形的船体基座上，还经常受到船体摇摆、冲击的影响。它的正常运转直接关系到全船的安全，因而对可靠性要求更高。它的体积、重量也受到船体的严格限制。因此，在设计船舶柴油机余热发电汽轮机时，在保证发电功率的情况下，要尽量的减少汽轮机的尺寸，这也就对汽轮机的通流结构类型提出了要求，而通流结构的确定依据于余热锅炉的产汽参数。

4.2.1 双压汽轮机通流结构

船舶在进出港口或执行任务时需要经常变速航行，所以柴油机主机排气参数、余热锅炉产汽参数随之变化，要求汽轮机必须适应船舶主机的变负荷运行，即要根据余热锅炉的产汽变化调节汽轮机的进汽量，保证机组正常运行，所以本系统汽轮机设有调节级，调节级又分双列速度调节级和单列速度调节级，双列速度调节级相比单列速度调节级具有良好的变工况适应特性，并能承担较大的焓降，整机尺寸较小。本次研究选定双压汽轮机通流结构为双列速度调节级+五个压力级。

4.2.2 补汽点的选定

余热锅炉产出的低压饱和蒸汽从汽轮机的中间级进入与主蒸汽汇合一起做功，因为补汽会使蒸汽流量增加，为了追求更大的发电功率，所以尽可能把补汽点前移，本系统双压汽轮机设置有双列速度调节级，所以补汽点选定在调节级后，第一个压力级之前。

4.2.3 排汽压力的选定

本发电单元汽轮机为凝汽式，所以要在汽轮机末级排汽口建立并维持规定的真空。凝汽器内的真空是通过蒸汽凝结过程形成的，当汽轮机末级排汽进入凝汽器后，受到冷却水的冷却而凝结成凝结水，放出汽化潜热，由于蒸汽凝结成水的过程中，体积骤然缩小，这样就在凝汽器容积内形成了高度真空。其压力为凝汽器内温度对应的饱和温度，温度越低，真空越高，所以要求排汽压力尽可能的降低，从而使蒸汽在汽轮机中的可用焓降达到最大，以提高汽轮机的循环热效率。综合以上因素，本发电单元选定汽轮机排汽压力为 0.007 MPa。

4.2.4 汽轮机热力设计

通过以上分析，综合余热锅炉产汽参数，给定汽轮机设计参数如表 3 所示：

表 3　汽轮机设计参数

名称	数值
调节级类型	双列调节级
级数	6
机械效率	0.95
发电效率	0.96
汽轮机转速/r·min-1	9000

排汽压力/MPa	0.007

通过给定汽轮机热力参数，根据汽轮机原理，对本发电单元汽轮机进行热力计算。根据汽轮机通流结构确定整机焓降的分配，在调节级焓降的分配上要考虑到与补汽参数的匹配问题，压力级焓降选取采用“平均分配，逐级增加”原则。采用速度三角形法对静、动叶之间能量转换进行计算，根据各级几何特性确定级内损失，结合顺算法与逆算法相互校对，得出100%设计工况下整机热力参数。

表4　汽轮机热力参数汇总

级号	第一级	第二级	第三级	第四级	第五级	第六级
进口焓/ kJ·kg-1	2998	2825	2766	2707	2636	2559
出口焓/ kJ·kg-1	2825	2766	2707	2636	2559	2459
入口压力/MPa	0.65	0.18	0.13	0.08	0.05	0.02
出口压力/MPa	0.18	0.13	0.08	0.05	0.02	0.007
入口温度/℃	270	171	130	95	80	64
出口温度/℃	171	130	95	80	64	40
等熵焓降/ kJ·kg-1	300	82	90	95	102	120
有效焓降/ kJ·kg-1	173	59	59	71	77	100
级流量/Kg·h-1	3400	3950	3950	3950	3950	3950
内功率/kW	163	60	63	75	83	107
总功率/kW				551		
轴端功率/kW				524		
发电功率/kW				503		

4.3 船用柴油机余热ORC系统性能研究

有机工质朗肯循环（简称ORC）系统,其中的有机工质换热器、膨胀机、冷凝器和工质加压泵是循环中的基本设备。最简单的有机动力循环是利用这四个基本设备实现的朗肯循环。图5是有机朗肯循环的T-S图,表5是优化后的物性参数值。

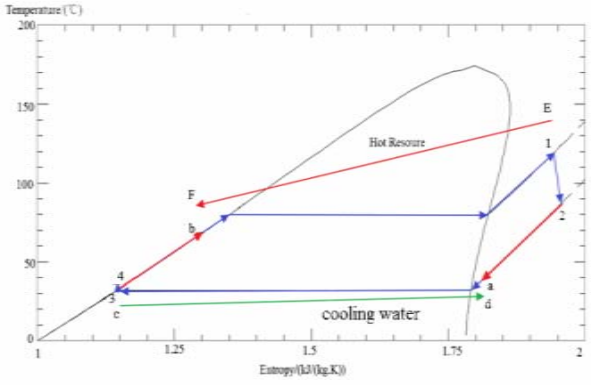


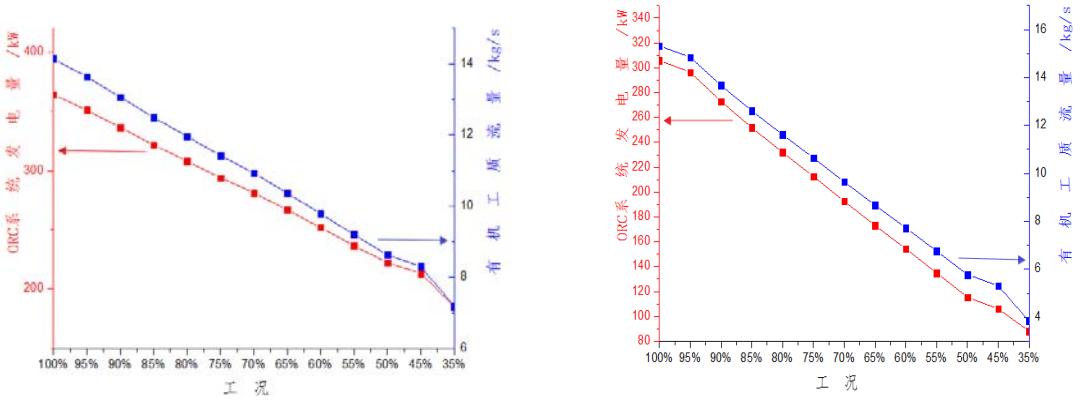
图5 ORC的 *T-S* 图

表5 优化ORC参数

状态参数	状态点	温度/℃	压力/kPa
膨胀机入口	1	90	1006
膨胀机出口	2	47.1	184.2
泵进口	3	31	184.20
泵出口	4	31.4	1006
回热器高温端出口	a	36.40	184
回热器低温端出口	b	39.14	1006
热源入口	E	140	500
热源出口	F	80	500
冷源入口	c	25	100

冷源出口	d	32	100
循环效率	11.8		

对于所设计的 ORC 循环系统采用 R245fa 作为循环工质，其循环发电量和 R245fa 的流量根据环境温度的不同列于下图 6 中，通过图 11 可以看出，额定工况下，环境温度 25℃时 ORC 系统发电量 364kW。额定工况下，环境温度 45℃时 ORC 系统发电量 305kW。发电量和循环工质流量随柴油机负荷的降低而减少。



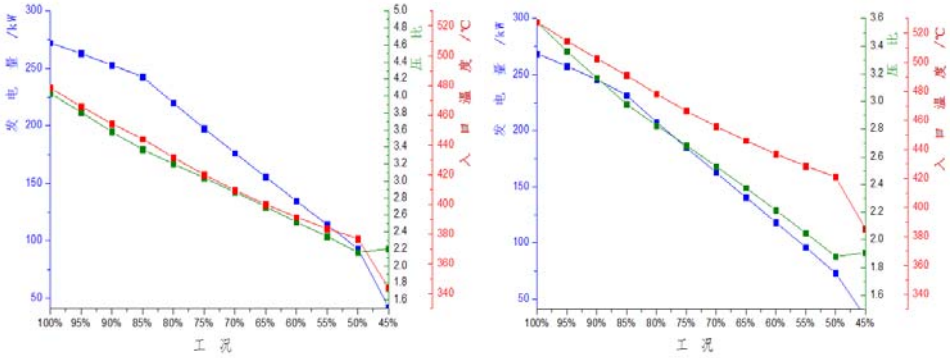
（a）环境温度 25℃　　（b）环境温度 45℃

图 6 ORC 系统性能随工况的变化图

4.4 船用柴油机余热动力涡轮性能研究

涡轮发电系统主要由动力涡轮和电机组成。动力涡轮将排气能量的热能转换为机械能，通过转轴带动电机旋转，再由电机将机械能转变为易于转换和储存的电能。

如图 7 所示，（a）图为环境温度为 25℃时，动力涡轮系统性能随工况的变化图，（b）图为环境温度为 45℃，动力涡轮系统性能随工况的变化图，通过该图可以看出，额定工况下，环境温度 25℃时发电量为 272.3kW，环境温度 45℃时发电量为 268.8kW。发电量、压比、温度随着柴油机负荷的降低而减小

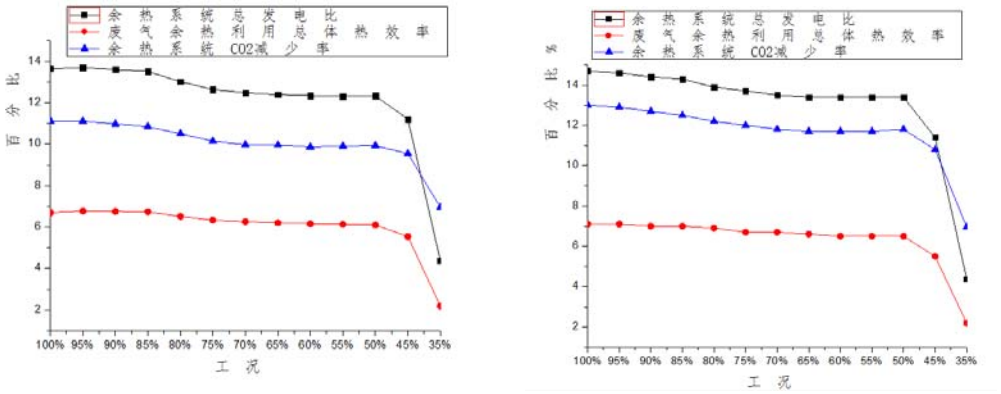


（a）环境温度 25℃　　（b）环境温度 45℃

图 7 动力涡轮系统性能随工况的变化

4.5 船用柴油机余热利用系统热力性能汇总

在设计计算完各分系统性能后，得出柴油机余热利用系统热力性能汇总如图 8 所示，额定工况下，环境温度 25℃，余热系统总发电比为 13.65%，废气余热利用总体热效率为 6.7%，余热系统二氧化碳减少率为 11.3%；额定工况下，环境温度 45℃，余热系统总发电比为 14.7%，废气余热利用总体热效率为 7.1%，余热系统二氧化碳减少率为 13%。由此可见柴油机余热利用系统达到了预期节能减排的效果，适合装船应用。



（a）环境温度 25℃　　（b）环境温度 45℃

图 8 动力涡轮系统性能随工况的变化

5 柴油机余热利用系统经济性分析

通过对柴油机余热利用试验系统的计算分析，得出汽轮机发电功率、动力涡轮发电功率、有机工质汽轮机发电功率。通过热平衡计算得出发电比及热效率计算，环境温度 45℃时的发电比高于 25℃时的发电比，且当主机负荷为 80%时，发电比最高，余热利用的总体热效率最高，当主机负荷低于 50%时，余热利用总体热效率急剧下降。

以环境温度为 45 度、主机负荷 90%时，进行经济性分析：余热利用发电各系统发出 W_1=525kW 的电力，相当于主机功率 W=1902kW 的 27%，余热利用系统热效率提高 13%。

余热回收系统投资回报时间不应超过五年。以上述计算结果为依据，对柴油机余热利用系统进行经济性分析。设年运行天数t=280天,燃油消耗率 θ =171 $g\cdot\left(kW\cdot h\right)^{-1}$,重油价格为C=4500元/吨,每年节省的燃油费用为A:

$$A=24\theta W_1 tC \tag{1}$$

由公式 1 得出每年节省的燃油费用 A=2698920 元

根据本系统的设计方案，该余热回收发电系统主要包括一套低温余热锅炉、一套双压汽轮机发电系统、一套有机工质汽轮机发电系统、一套动力涡轮发电系统，以及相对应的配套设备，价格按市场价P=700万元算，投资年利息按＆=6%，投资回收期为:

$$n=\frac{\lg(\frac{A}{A-P\&})}{\lg(1+\&)} \tag{2}$$

由公式2得出投资回收期n=3年<5年,因此船舶配备余热回收发电系统虽然增加了最初的投资，但经计算得出每年船舶的营运费可节省269余万元，在3年内即可收回成本，所以船用柴油机回收发电系统具有很大的经济效益。

6 结论

国外该技术已经成熟，但国内该技术仍处于研究阶段，研究柴油机余热系统的意义重大。为了合理的利用柴油机余热，采用了动力涡轮系统、ORC 系统、双压蒸汽发电系统联合回收余热，分别设计了余热锅炉、汽轮机、有机工质汽轮机、动力涡轮系统，分析了各系统的设计原则、方法及结果。通过船用柴油机余热利用系统热力性能汇总可以看出，船用柴油机余热利用系统可以有效地节省燃油，减少二氧化碳的排放，效果显著。

通过对船用柴油机余热回收发电系统的经济性分析，得出柴油机余热发电系统虽然增加了初投资，但每年通过节省的燃油费，使得配备该系统的船舶在3年内可收回成本，具有很大的经济效益。

参考文献

[1] 罗莉萍.船舶动力装置节能新途径的探讨[J].中国修船.2000.1：15-16P.

[2] 杨承参，施润华. 船舶动力装置[M].上海：上海交通大学出版社，1996:5-10P.

[3] MAN.How to influence CO2[R].MAN.2011:3-4P.

[4] Wartsila.Waste-heat-recovery[R].Wartsila.2011:2-6P.
[5] 刘新芳.国内首台 7RTA84TD 船机交付 [N].中国船舶报，2009:1P.
[6] 俞小莉，李婷.发动机热平衡范镇研究现状与发展趋势，2005（5）：1-5
[7] 姚寿广. 船舶热力系统分析[M].北京:科学出版社，2003:55-103P.
[8] 高阳.船舶余热利用系统主柴油机性能仿真优化[D].硕士,哈尔滨工程大学.2012.
[9] MAN Data (2012).The WHR Main Engine Data 6S50ME-C8.2.for HHM and Main Engine Room Data6S50MC-C8.2-TII IMO-NOx Tier II with 1 x MET60MB,2010.04.
[10] MAN,The WHR_6S50ME-C8.2_Case_8691-2015 For Waste Heat Recovery 2012.04.

催化裂解废旧轮胎的试验研究

楚雅杰　仪垂杰　王俊芝
（青岛理工大学 机械工程学院，山东 青岛 266520）

摘要：以动态搅拌装置催化裂解轮胎胶粉实验平台，研究了温度（450℃—700℃）对轮胎胶粉热解产物分布的影响，并且对比了多种催化剂，包括：NaOH、CaO、Fe 粉、Fe_2O_3、C 粉以及高炉渣，对轮胎胶粉裂解产物分布的影响。结果表明，裂解油产率随着裂解炉温度的升高先增加后减小，当试验温度为 550℃时，裂解油产率最高。在最佳试验温度 550℃时，对比了多种催化剂对各裂解产物组分分布的影响。得出结论：催化剂种类，含量的不同对产物的影响也不同。

关键词：轮胎胶粉；催化裂解；裂解油

Abstract: With catalytic pyrolysis tire rubber powder dynamic mixing plant of experimental platform, temperature (450 ℃ -700 ℃) was studied to the influence of tire rubber powder pyrolysis product distribution，And compared the various catalysts, including: NaOH, CaO, Fe powder, Fe_2O_3, C powder and BF slag, the impact on the tire rubber powder pyrolysis product distribution.The results show that in order to achieve a high Pyrolysis oil yield , moderate temperature are required . At temperature of 550 ℃, the maximum pyrolysis oil production yield reached 58% . Atthe best test temperature 550 ℃, compared the various effects of catalysts on the pyrolysis product composition distribution. Conclusion: catalyst type, content of different have different influence on product.

Key words: tire rubber powder;catalytic pyrolysis;pyrolysis oil

引言

中国作为世界最大的汽车保有国，每年的汽车产销量仍以 10%的速率增长，废旧轮胎也随之增加。到 2014 年，中国废轮胎总量已达到 1100 万吨。废旧轮胎具有很强的抗热、抗机械和抗降解性，难以自然消解，如果丢弃在自然环境中，不仅占用土地，浪费资源，还会形成一种新的“黑色污染”。

冶金生产能耗占我国国民经济总能耗的 20%以上。以炼铁生产过程所产生的副产品高炉渣为例，每生产 1t 生铁要副产 0.3～0.6 吨 1350℃左右的高炉渣，约含有 1.5×106kJ 的显热。

高炉渣不但具有大量的显热，而且还具有比较高的催化活性，对胶粉裂解得到的焦油具有催化裂解能力的同时还能够促进 CH4 等低分子碳氢化合物的催化转化。使得在高炉渣催化作用下轮胎胶粉裂解所得到的裂解物的品质要远远好于单纯轮胎裂所得到的裂解物的品质。

1、实验部分

1.1、实验原料

选取轮胎胶粉作为实验原料，通过高效低能耗破碎系统对轮胎原料进行破碎预处理，破碎后轮胎胶粉粒径可控制在 3-5㎜ 以下（见图 1 和 2）。高炉渣颗粒（如图 3 所示）的制备采用实验室自制的干法离心粒化装置，其粒径分布：粒径<2㎜ 的占 54.21%，2—4㎜ 的占 21.03%，粒径在 4-6㎜ 的含量为 18.36%，在 6-8㎜ 的粉体含量为 2.13%，粒径在 8-10㎜ 的含量为 4.36%。

图 1

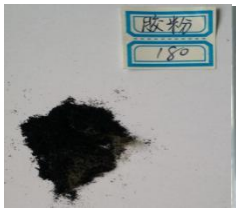
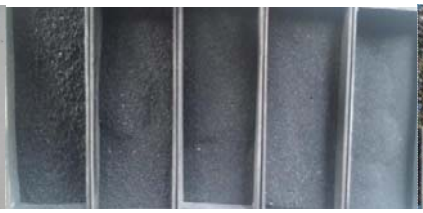


图 2



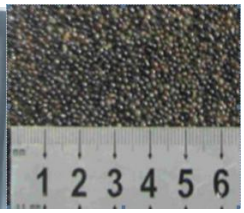
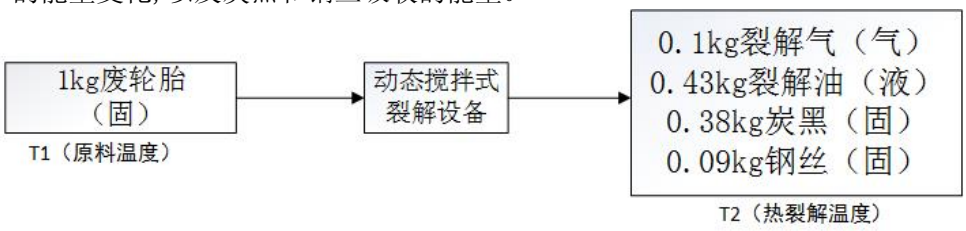


图 3

胶粉经过精细破碎后，可增加颗粒的比表面积，有利于化学反应过程中的传热和传质，降低颗粒内部的温度梯度，提高热解效率。还可以使胶粉给料均匀，裂解油以及其他裂解产物成分保持稳定。热解 1.0kg 废旧轮胎约需 1953.0kJ(理论)的热量,热解过程所需能量仅为所产燃料气发热量的 42%左右，从而证明废旧轮胎热解具有明显的环境效益和经济效益。在废旧轮胎热解过程中,胶质部

分发生了很大变化,即由固态的大分子高聚物变成了气态和液态的小分子烃类化合物,而作为补强剂的炭黑及钢丝骨架的化学组成未变。所以,在讨论废旧轮胎热解过程的能量消耗时,仅考虑胶质部分在该过程中的能量变化,以及炭黑和钢丝吸收的能量。



理论计算结果表明:1.0kg 废旧轮胎热解可得 8%～10%燃料气、41%～45%燃料油、37%～39%炭黑和 8%～10%钢丝。而现在一般单纯的轮胎裂解达不到如此高的裂解油产物产率，但加入合适的催化剂裂解得到的产物高于此分布。所以针对不同的产物需求，添加合适的催化剂，对于提高裂解效率是非常有必要的。

1.2、实验流程图、裂解装置以及产物去向

1.2.1 裂解工艺流程图如图 4 所示

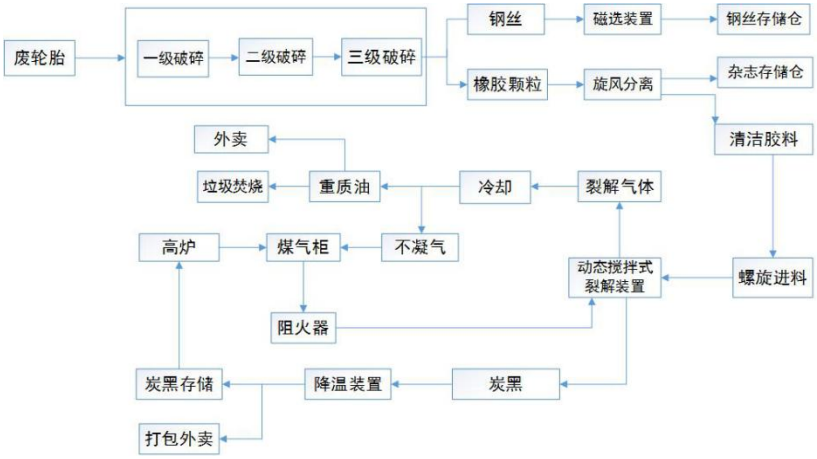


图 4

1.2.2 裂解装置

动态搅拌式裂解反应器（如图 5）可使热量迅速均匀的传递给被裂解物料，物料受热均衡，使得裂解产物充分的到搅拌，不易产生粘结堆渣的现象。裂解反应完全彻底,裂解设备的氧化脱炭现象少，设备寿命长。热解反应器内的温度自动保持恒定，保证了产品产率和品质的稳定。

高温炉渣等催化剂从催化剂入口进入螺旋窑内，而废旧胶粉从轮胎胶粉给料器进入螺旋供料机，经压缩后进入螺旋窑内与催化剂一同进行热裂解，外面的一级回转窑可以喷入助燃气或者进行冷却，进行温度控制，裂解进行到一定时间后，裂解气从裂解气出口进入除尘、冷凝装置。冷凝出裂解油作为他用，不凝的热解气可以用作助燃气或者进行供暖他用。裂解后的炭黑和高炉渣从下方的出口排出，进行回收再利用。

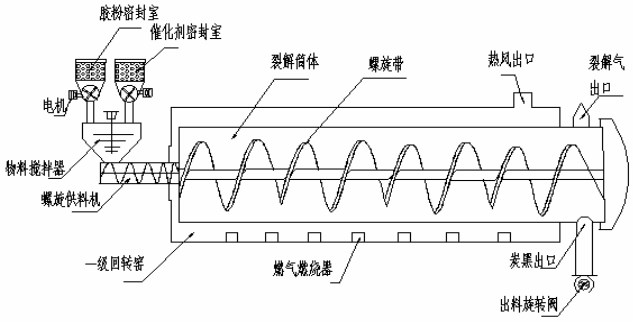


图 5　动态搅拌式胶粉裂解装置

1.2.3 产物去向

1）裂解气

裂解过程产生不凝干气，热值高达 46.2MJ/kg，气体组成中主要为热值高的烃类气体,二氧化碳、氢气和丁二烯也占一定比例。在气体中还有微量的硫化氢,但含硫量都低于国家标准。可直接输送到高炉煤气气柜储存与贫煤气混合，用于燃气发电。

2）轮胎裂解油

轮胎裂解油中含有大量的笨，甲苯等较多芳香烃化合物,具有很高的经济价值；同时，热值高达 40MJ/kg，可直接作为燃料。

3）炭黑

轮胎裂解产物中的炭黑占比较高，达 30%左右，具有极高的商品价值，其产品综合性能明显优于硅铝炭黑、煤粉炭黑及其它热裂解炭黑，碳含量高达 80%，热值为 30MJ/kg 左右，与无烟煤热值相近，其用处十分广泛。

4）轮胎裂解炭黑产物理化特性分析

炭黑热值为 30MJ/kg 左右，与无烟煤热值相近，且其热值随着轮胎裂解温度的升高而降低，这是因为：裂解温度越高，炭黑中的挥发分析出量增加所致。

因此，想要降低热解炭黑吸附的油含量，可对炭黑进行二次加热，温度控制在 550℃时，油含量即可降低到 5%左右，且对其热值降低的负影响较低。

表 1 轮胎热解碳黑的工业分析和元素组成（轮胎热解温度为 450℃）

工业分析	质量分数/%	元素	质量分数/%
热值/（MJ·kg^{-1}）	31.23	C	81.36
水分	3.40	H	2.08
挥发份	16.61	O	-
固定碳	67.47	N	0.53
灰分	12.51	S	2.26

表 2 轮胎热解碳黑的工业分析和元素组成（轮胎热解温度为 550℃）

工业分析	质量分数/%	元素	质量分数/%
热值/（MJ·kg^{-1}）	29.86	C	80.28
水分	0.99	H	1.46
挥发份	6.92	O	-
固定碳	77.22	N	0.53
灰分	14.87	S	2.40

2、结果与讨论

2.1 温度对轮胎胶粉热解产物分布的影响

本组实验对不同温度下轮胎胶粉裂解的产物分布进行对比如图 6 所示。

轮胎胶粉热解过程以吸热反应为主，随着实验温度升高，热解所提供的能量相应增大，轮胎胶粉中有机物的 C-H 键能够在外加热源的驱动下实现快速断裂，便于轮胎胶粉热解反应的进行。裂解温度增加有利于提高反应速率，轮胎胶粉裂解反应将会更加彻底，其结果是降低了固体碳渣含量；同时，伴随反应温度的增加，可冷凝气态产物裂解油也只有少部分会二次裂解，许多中间产物也发生了二次裂解，其中，一定量的可冷凝气通过二次裂解生成小分子气体，分子内桥键断裂等反应生成小分子气态的烷烃类化合物，导致裂解油产率的下降和燃气产量的增加。由图中数据表明在 550℃时裂解油的产率最大为 58%。

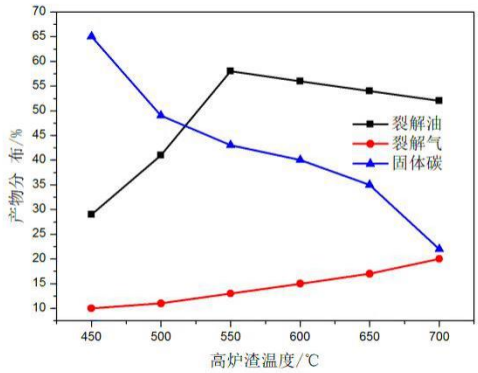


图 6 温度对胶粉热解产物分布的影响

2.2 不同种类催化剂对轮胎胶粉热裂解产物分布的影响

以上研究中已经得出在 550℃时轮胎胶粉裂解油的产率最大，所以，以下实验均在 540℃—560℃范围内进行试验研究。

通过在轮胎胶粉中加入 NaOH、CaO、Fe 粉、Fe_2O_3、C 粉以及高炉渣进行催化共混热裂解，分析其产物分布。如图 7,8 所示为胶粉裂解过程中加入每种催化剂后，裂解产物油、气的质量分布。高炉渣由于含有 CaO、$A1_2O_3$、Fe_2O_3和 MgO 等金属氧化物而具有较高的催化活性，对气化焦油，尤其是其中的重质组分具有一定的催化裂解能力，并能够促进燃气中低分子碳氢化合物的催化转化，有图可见使用高炉渣催化的胶粉裂解油的质量高于 CaO、Fe 粉、Fe_2O_3、C 粉作为催化剂所得到的油的质量，但却明显低于 NaOH 做为催化剂得到的裂解油的质量。高炉渣作为催化剂时气体产物明显增加，加入 C 粉共混裂解得到的气体产物最高。加入 Fe 粉和 CaO 得到的固体产物的分布高于其他催化剂。而 Fe 粉则有效提高了产物固体炭的产率如图 9 所示。

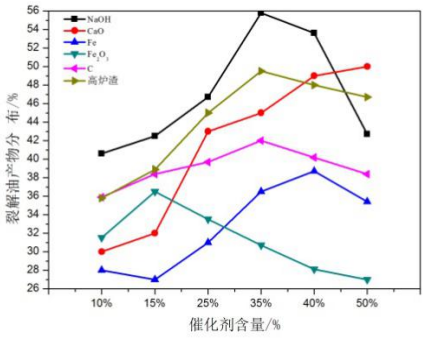


图 7 不同催化剂时裂解油产物分布情况

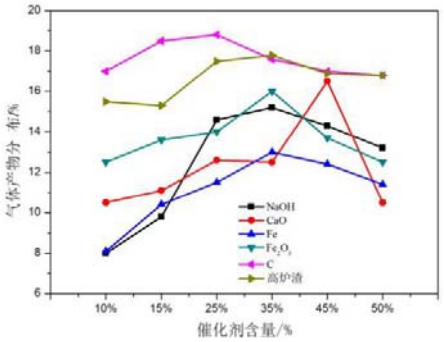


图 8 不同催化剂时裂解气产物分布情况

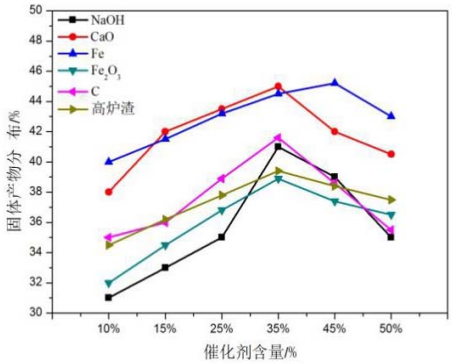


图 9 不同催化剂时固体炭产物分布情况

由以上图示可以看出，试验温度为 550℃在催化剂 NaOH 含量为 35%左右的时候裂解产物油的分布情况最好如图 10 所示。试验温度为 550℃，催化剂 Fe 含量为 45%时固体产量最高如图 11，而在催化剂高炉渣含量为 35%时气体产物产量最高如图 12。

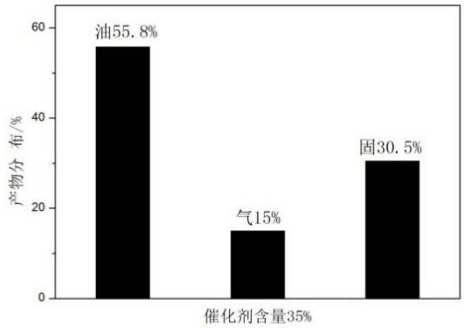


图 10NaOH 催化裂解胶粉产物分布

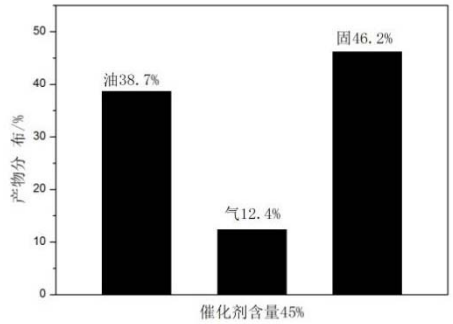


图 11 Fe 粉催化裂解胶粉产物分布

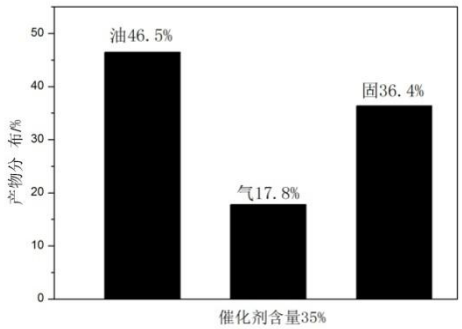


图 12 高炉渣催化裂解胶粉产物分布

利用高炉渣中多种金属矿物对气化焦油中大分子的结构、断键和分解的催化作用，提高气化反应的选择性，提升裂解气及裂解油品质。现有研究发现，当裂解过程中添加某种生物质，与催化剂和废旧轮胎共裂解时，热解油比重和粘度有所降低。所以在胶粉热裂解过程中加入合适的催化剂就会相应增加各产物的含量，

3、结论

1） 裂解油随着温度的升高先增加后减小，当裂解温度达到 550℃左右时，为胶粉热裂解的最佳温度。

2）在本文中所使用的多种催化剂中 NaOH 对产物油的影响最明显，高炉渣作为催化剂时可提高裂解气的产率，而 Fe 粉与 CaO 都对固体炭黑的产率有正催化的作用。本试验证明：550℃，35%的 NaOH 含量得到最高裂解油产率。550℃，45%的 Fe 粉含量，对固体产物分布影响最大。550℃，高炉渣所占比重为 35%时，得到的气体产物最多。

参考文献

[1] 王慧. 废轮胎热解油的化学组成分布. 化工进展，2011，30(3)

[2] 侯斌. 生物质热解产物中焦油的催化裂解. 燃料化学学报，2001

[3] 闫兆民，仪垂杰. 高炉渣综合利用现状及发展趋势. 钢铁研究，2010

[4] 刘阳生，白庆中，李迎霞，等废轮胎的热解及其产物分析[J].环境科学，2000

[5] 王海风，张春霞，齐渊洪.高炉渣处理和热能回收的现状及发展方向[J].中国冶金，2007,17（6）：53—58.

[6] 周扬民，罗思义，李宗刚.移动床内高炉渣热载体与生物质热解液化实验研究.热科学与技术，2014

[7] 刘阳生,白庆中,李迎霞,等废轮胎的热解及其产物分析[J].环境科学,2000,21(6);85—88

[8] Toshitaka Funazukuri, Tetsuya Takanashi, Noriaki Wakao et al. Supercritical and supercritical estraction of oil from used automotive tire samples [J]. Journal of chemical engineering of Japan,2006,18(5): 455-460.

[9] W Kaminsky, H Sinn. Pyrolysis of Plastic Waste and Scrap Tyres Using a Fluidised Bed Process.J L Jones, S B Radding[M],Thermal Conversion of Solid Waste and Biomass, ACS

Publishers,1980: 423.

[10] 王文选,仲兆平,陈小平等.催化剂在轮胎热解中作用的研究[J].东南大学学报,1999,29卷增刊:47-50.

大型硫磺制酸装置低温热能回收系统运行管理

王艳红　龚明
（云南云天化国际化工股份有限公司红磷分公司，云南开远 661600）

摘要：详细介绍红磷分公司 800kt/a 硫磺制酸装置配套 HRS 系统的工艺控制原理及设备运行情况，生产中加强工艺指标监控管理及设备维护管理。同时就低温热能回收系统出现的故障及处理措施进行分析。

关键词：硫磺；硫酸生产；低温热能回收；监控；管理；故障处理

云南云天化国际化工股份有限公司红磷分公司（以下简称红磷分公司）800kt/a 硫酸装置配套 HRS 系统采用美国孟莫克公司专利技术，于 2009 年 9 月 9 日一次性投料试车成功[1]。红磷分公司率先在云南省实现硫磺制酸装置低温热能回收技术的应用，充分合理利用能源，降低生产成本，提高企业的经济效益、减少环境污染，大大提高了硫酸装置热能利用率。

1 HRS 系统工艺流程及原理

红磷分公司800kt/a硫磺制酸装置低温热能回收设备主要由HRS塔（槽）、HRS锅炉、HRS预热器、HRS加热器、HRS稀释器组成[2]。低温热能回收利用的热量来自3个方面：（1）一次转化的部分反应热；（2）SO_3吸收反应热；（3）硫酸稀释热。

HRS 塔分 2 级吸收，第一级吸收烟气中的 SO_3 和回收烟气所带的显热；第二级吸收是除去烟气中残留的 SO_3 和部分酸雾，并除去气液相吸收过程产生的热。HRS 塔采用塔槽一体结构，由 2 部分构成，一级吸收酸部分由进口的特殊材质制造，二级吸收部分使用国产的不锈钢制作。

烟气由底部进入HRS塔，经瓷环填料与一级吸收酸吸收反应并放出热量后进入二级吸收层吸收反应，再经布淋克除沫器去除酸沫离开HRS塔，进入转化系统进行二次转化。一、二级吸收酸共同进入HRS泵槽，此时泵槽酸w(H_2SO_4)达到99.3～99.7%，酸温约为208℃。HRS泵槽内的高温浓硫酸经HRS循环酸泵供往HRS锅炉，与进入HRS锅炉的除氧水进行间接换热，酸温降到190℃以下。HRS锅炉出来的浓硫酸分成两部分，其中一部分流量约为190m^3/h酸经过加热器、预热器换热降温至98℃以下后回到干燥、二吸循环酸槽，另一部分酸进入HRS稀释器与稀释水混合稀释酸w(H_2SO_4)至 99.0～99.3%，进入HRS塔一级循环吸收烟气中的SO_3。

HRS 系统通过提高烟气、酸温来达到最大化产出蒸汽。脱盐水通过预热器首先被加热至 90℃左右，再经除氧器除氧后供 HRS 锅炉。进 HRS 锅炉的除氧水进锅炉之前再次与出 HRS 加热器的硫酸进行换热，水温提至 145℃以上。而出 HRS 锅炉的硫酸通过加热器、预热器 2 次换热后，温度降至 95℃以下后进入干燥、二吸联合酸槽。进入干燥、二吸联合酸槽的酸通过两只气动调节阀并可以调节酸流量的大小来达到控制干燥、二吸酸浓的目的。

2 工艺及设备管理

红磷分公司对 HRS 系统的管理监控分为以下几方面：

a.HRS 系统带有大量仪表，可以全部自动控制其关键指标，对 HRS 系统进行自动保护。

b.所有 HRS 系统工艺指标可由操作工在 DCS 上对其进行监控、调节。

c.由化验分析工对 HRS 一级酸浓、二级酸浓、泵槽酸浓进行分析，1 次/班，操作人员可与 DCS 上的酸浓仪表进行比对校核；取样分析 HRS 塔出口酸雾指标，1 次/d，并由工艺技术人员对 HRS 塔出口酸雾定期进行木棒试验来判断酸雾变化情况。

d.HRS 系统设置有大量工艺联锁回路，当 HRS 系统关键工艺指标出现偏离时 HRS 联锁动作对系统进行保护。

对设备巡检监控管理有以下几点：

a.操作人员每 2h 对 HRS 循环酸泵指定点进行 1 次振动、温度监测。

b.专职巡检人员每天对 HRS 循环酸泵、HRS 锅炉给水泵等传动设备进行 1 次监测，发现问题及时向主管设备的技术人员汇报并及时协调处理。

c.专职设备技术员每天 1 次对全部设备进行巡检，发现问题及时向设备工程师及生产主管汇报

并协调处理。

3 生产中出现的问题及处理措施

HRS 系统从 2009 年 9 月 9 日投用以来，总体运行效果较理想，蒸汽得到了较好的平衡，满足装置配套发电机的需求及下游装置的生产使用。但生产过程中也出现过一些设备、工艺、仪表等故障，后进行了多方的分析调试，积极寻求各种解决措施，使系统得以稳定运行。

3.1 HRS 循环酸泵故障

HRS 系统设备故障主要集中出现在 HRS 循环酸泵上，试车期间 HRS 循环酸泵出口管至稀释器之间管段振动较大，经过加固 HRS 酸管及泵出口管支撑后振动明显减小。从装置投产以来，由于 HRS 循环酸泵问题停车影响较大的有以下几次：2010 年 1 月 8 日因 HRS 酸泵故障停车 140.6h，HRS 循环酸泵拉至昆明嘉和公司进行维修处理[2]；2011 年 11 月 13 日因 HRS 循环酸泵联轴蛇形弹簧脱落损坏系统紧急停车维修 9.82 h；2011 年 12 月因国产 HRS 酸泵泵体受腐蚀，致使泵体振动大，停车 13.85h。

2010 年 1 月 9 日夜班操作工巡检发现泵异常响声明显，且振动很大，在检查过程中，泵振动明显增大，轴承、干气密封位置温度不断升高，后达到了 150℃，轴表面已变成红色，于是紧急停车。经检查发现，轴下沉明显，轴承盒轴承螺母已被磨成粉末，轴明显变细，已看不清螺纹，后来将 HRS 循环酸泵拉至昆明嘉和公司抢修。

经过此次事件红磷分公司与昆明嘉和公司合作，共同探索高温酸泵国产化的应用，利用昆明嘉和公司 2000 m^3/h 酸泵模具，经分析研究使用特殊材质，制作一台高温浓硫酸酸泵在红磷分公司使用，实现了关键设备国产化[3]。

2010 年 5 月 28 日停车检修时，HRS 循环酸泵更换为国产酸泵使用。2010 年 12 月 7 日，对国产高温酸泵进行检查，发现叶轮、轴套、衬套有有轻微腐蚀，但不影响整体的稳定运行。国产高温酸泵的稳定运行，降低了投资成本，减少了装置维护费用。

3.2 HRS 塔出口酸雾高

HRS 塔出口酸雾（ρ）曾出现过高达 100mg/m^3（正常值不大于 45mg/m^3）的情况，经过连续几天取样跟踪分析查找原因，同时对 HRS 塔出口烟气进行木棒试验确认，拿出木棒发现木棒上黑斑较大较密，局部变黑。经化验分析发现二吸塔出口酸雾、SO_2浓度也明显比正常时候偏高。经过多项工艺指标分析查找后，认为 HRS 塔出口酸雾高主要是由 HRS 二级酸浓偏高引起的，此时二级酸 w(H_2SO_4)在 99.1～99.2%。将二级酸 w(H_2SO_4)降低至 98.5%～99.0%（正常的工艺指标控制范围），HRS 塔出口酸雾开始缓缓下降，4～8 h 以后 HRS 塔出口酸雾恢复正常。

3.3 HRS 一级酸流量故障

生产中出现 HRS 一级酸流量变化较大的情况，检查发现 HRS 一级酸流量计（压差式流量计）测酸压管子（φ10mm）漏酸，后来切除联锁后，用带压堵漏处理维持运行，HRS 一级酸流量计暂时停用，到装置大修停车时修复再使用。

3.4 HRS 稀释器无法正常加水

HRS 稀释器无法正常加水，原因是加水气动调节阀压缩空气管漏气，压缩空气压力低无法驱动阀门（阀门自动关闭）。HRS 泵槽酸浓、一级酸浓、二级酸浓快速上升，导致尾气烟囱排放量较大，应急处理方法是：

a.迅速降低装置负荷，使硫磺量减至最小（仅能维持热平衡即可）。

b.加大 HRS 二级酸流量。

c.加大从干燥酸泵出口至 HRS 酸槽的串酸量（新配管线）。

d.同时增大加入尾吸塔内的氨水量，提高尾吸塔循环液的 PH 值，避免尾气排放超标。

e.增大联合酸槽的工艺稀释水，联合酸槽加水阀全开后酸浓仍然上升，于是用两根 DN50 橡胶皮管直接从联合酸槽人孔处加水，酸浓才缓慢下降，直到仪表人员将加水阀处理好能正常使用。整个调节过程中尾气排烟较大，持续时间约 30min 左右，但未对环境造较大影响，也未造成装置停车。

3.5 HRS 一级酸浓仪故障

HRS 一级酸浓仪出现过几次波动，经仪表人员检查发现酸浓仪不通酸。关闭酸浓仪进口阀拆出热电偶检查未发现堵塞，经过几次开、关酸浓仪进、出口阀，其中有一支酸浓仪恢复正常。另一支酸浓仪仍然不过酸，大修时拆下来检查未发现堵塞，原因不明。进塔酸有 2 根上酸管，2 根酸管上分别连 1 支酸浓仪，初步估计为该酸浓仪所连的上酸管内酸压偏小，导致该酸浓仪无法正常通酸。

4 节能措施效果

红磷分公司在选择低温热能回收技术方案时，除考虑成熟可靠的工艺路线外，在项目设计和建设过程中，同时还考虑了原料和能量消耗指标是否先进，在吸收国外先进技术和总结国内同类型装置实践经验的基础上，采取多种节能措施，达到节能控制的目的。主要措施有：

a.选用节能型锅炉辅机。

b.对所用热力系统设备全部选用高效保温材料保温，减少低电能消耗。

c.合理回收利用蒸汽冷凝水，充分回收了冷凝液温度的热量，并且大大减少了脱盐水的补给量。

d.合理分级利用蒸汽，充分利用热能，公司的中压蒸汽全部用于发电或驱动透平机做功后变低压蒸汽供蒸汽使用单位使用。

通过低温位热能回收系统技术的投入及热回收节能措施的逐步控制，红磷分公司 800kt/a 硫磺制酸装置低压蒸汽产汽量 41.7t/h，达到设计目标。总热利用率 93%，大大填补红磷低压蒸汽的需求缺口。每年可回收 370kt 低压蒸汽，实现节能折标煤量 38kt，节能降耗效果显著。

5 结语

红磷分公司 800kt/a 硫磺制酸装置配套 HRS 系统从 2009 年 9 月 9 日一次性投料试车以来，从工艺指标监控管理、设备维护管理角度来看是比较到位的，管理经验较为非富。运行至今 HRS 系统未发生过工艺事故。虽然 HRS 循环酸泵问题引起停车至少 3 次，但均属于泵体与电机配套缺陷有关。该装置充分合理的利用能源，实现了低温热能的高效回收，减少了环境污染，节能降耗效果明显，降低了生产成本，提高了经济效益。

参考文献：

[1] 丁华，RITSCHEL M PATRICK.HRS 在硫磺制酸中的应用[J].硫酸工业，2007（3）：19-23.

[2] 周绍彪，薛毅，白章琪.800kt/a 硫磺制酸 HRS 循环酸泵运行故障分析及修复[J]. 硫酸工业，2011（3）：41-43.

[3] 沈立莹，薛毅，李士德，孙贵兴，唐应生等. 大型硫磺制酸装置先进技术的集成应用[J]. 硫酸工业，2012（1）：25-29.

低品位余热在汽车整车制造过程中冷热联用的技术分析

上汽通用五菱汽车股份有限公司青岛分公司
山东安悦节能技术有限公司
刘敦友　张青峰

摘要：汽车整车制造过程中，各种能源的使用量是巨大的，其中，用于加热及冷却降温的能耗又占其中较大的比重。本文介绍了一种在整车制造过程中，一边用于降温，一边又用于加热的能源使用方式，从而实现能源的综合利用，降低整车制造能耗和污染排放，提高公司产品的竞争力，实现新型工业化发展的目标。

关键词：整车制造　冷热分析　联用设计　运行方式　节能降耗

一、引言

目前，我国汽车年产量已经突破2000万辆大关，成为全球第一汽车生产大国，在汽车行业高速发展的同时，汽车生产过程中的能耗也是巨大的，节能减排，降低生产成本也面临空前的压力。汽车整车制造过程，主要由冲压、焊接、涂装、总装四大工艺组成，而其中的焊接及涂装又是能源消耗最大的环节。焊接过程中产生大量的热量，需要通过不同的途径将热量及时散掉，以保证焊机的正常工作及焊点质量的可靠性；而涂装过程中，又需求大量的热量，来满足涂装工艺要求及保证涂装质量；同时，在冬季，四大工艺也需求大量的热量，来保证工作现场的温度，满足员工的供暖需求。一边大量的热量需及时排放，一边又需求大量的热量来满足工艺及供暖要求，这就造成了不尽合理的能源使用架构。本文介绍了一种利用余热回收再利用技术及高温水源热泵系统，来实现焊接生产过程中的降温需求，同时满足涂装工艺及冬季四大工艺的用热需求，从而实现冷热联用，大大降低整车制造过程中的能耗，实现节能的目的。

二、整车制造过程中的冷热能耗利用现状分析

（一）、放热（废热）分析

1、冲压

主要为压机工作过程中各部件摩擦产生的废热，热量小，温度低，回收困难，通过自然冷却即可实现热量的散发。

2、焊接

主要为焊机焊接过程中产生的热量，热量大，温度相对较高，随着自动化程度的不断提高，机器人焊机的不断增加，对冷却水水温有一定要求，在夏季需采取特殊（如制冷机）措施进行降温。

3、涂装

主要为洪炉加热过程中产生的废热，热量较大，温度高，主要通过自然排放实现降温。

4、总装

基本无废热产生。

（二）、需热分析

1、冲压、焊接、总装

工艺过程基本无热量需求，在冬季需要大量热量进行供暖，目前利用蒸汽进行加热。

2 、涂装

（1）、前处理工艺，全年需要保持一定的工艺温度，需要大量的热量。

（2）、工艺空调，在春、秋、冬季，需保持一定的工艺温度，同时在冬季，公用空调及供暖需要极大的热量。

目前利用蒸汽及天然气进行加热。

三、整车制造过程中的冷热联用可行性分析

（一）、冷热联用原理

1、能量守恒与转化定律：能量既不会凭空消失，也不会凭空产生，它只能从一种形式转化成另一种形式，或者从一个物体转移到另一个物体，而能的总量保持不变。

2、高高温水源热泵利用逆卡诺循环原理。作为自然界的现象，如水由高处流向低处那样，热量也总是从高温区流向低温区。但人们可以创造机器，如同把水从低处提升到高处而采用水泵那样，采用热泵可以把热量从低温抽吸到高温。所以热泵实质上是一种热量提升装置，热泵的作用是从周围环境中吸取热量（实现降温），并把它传递给被加热的对象（实现加热）。

3、高高温水源热泵工作过程中的原理：热泵中的制冷剂通过压缩机驱动，在闭合的管道回路中不断循环。简单地说就是制冷剂通过压缩机的驱动在蒸发器中吸收热量（实现降温，利用冷）后膨胀蒸发,变成高温低压气体,经压缩机加压后变成高温高压气体,然后进入冷凝器放出热量（实现加热，利用热）,成为低温高压液体,又经节流器绝热节流成为低温低压液体,再回到低温热源处进入下一次工作循环。经过制冷剂的循环,高温热源处不断得到热量从而达到制热的目的。在整个过程中,制冷剂只是把从低温热源处吸收到的热量连同压缩机对其所做的功传递给高温热源，从而实现冷热联用，所以其工作过程并未违背能量转化和守恒定律。

4、热泵的热量一部分是从低温热源吸取热量,一般占总供热量的 70%～75%;另一部分由机械功转变而来,一般占总供热量的 25%～30%。

（二）、冷热联用能源分析

1、焊接过程中的废热量及循环水降温需求。

（1）、焊接过程中产生的热量是通过冷却循环水冷却实现降温的，目前，青岛分公司焊接循环水量设计为 1200 立方米/小时，其产生的理论热量大约为 3500KW/小时。

（2） 普通焊机对水温无特殊要求，一般自然冷却降温即可满足。但自动焊机要求水温不高于 28 摄氏度，而随着自动化程度的不断提高，青岛分公司自动焊机在逐步提高，在夏季高温季节，自然冷却循环水系统已经无法满足水温要求。

2、涂装工艺过程对热量的需求。

（1）涂装前处理工艺

所需热量与室外环境温度有较大的关联，冬季最大，设计最大负荷约 2 万 KW/小时，春、夏、秋三季用量较低，据实际统计大约在 1800---2800KW/小时之间。工艺温度各工位最高要求为 55 摄氏度。

（2）涂装工艺及公用空调

在冬季及春秋过渡季时需加热，最大负荷在 20 万 KW/小时以上,用量极大,最高送风温度为 25 摄氏度。

3、四大工艺及办公区域供暖对热量的需求

（1）涂装及总装区域设计用量为 3800KW/小时，供暖方式为暖气片。

（2）冲压及焊接区域设计用量为 3500 KW/小时，供暖方式为暖气片，设计最高供水温度为 50 摄氏度。

（3）办公区域及焊接门盖区域设计用量为 1100KW/小时，供暖方式为暖气片，设计最高供水温度为 50 摄氏度。

（三）、冷热联用匹配分析及运行情况

1、根据焊接循环水余热情况，选用制热量为 3500/小时的热源泵 1 台。根据各系统对温度的要求，参考热源泵选型手册，选用最高供水温度为 68 摄氏度的高高温水源热泵。在最大化利用余热的同时，基本满足焊接循环水对降温的要求。

2、冬季供暖季优先满足办公区域及焊接门盖区域供暖，余量满足冲压及焊接区域供暖。热源泵制热最大负荷运行。

3、在秋冬及冬春过度季，用于涂装部分空调预加热。热源泵制热最大负荷运行。

4、夏季用于涂装前处理。根据涂装用热需求，同时满足焊接降温需求，热源泵自动调节运行负荷。

四、整车制造过程中的一种冷热联用方式设计及运行模式

（一）主要设备选型

本次实施的整车制造过程中的冷热联用，是在现有整车制造系统中的节能改造，因此焊接循环水系统、涂装工艺系统、暖气系统等只需进行相关管道简单改造、对接即可。焊接循环水系统原设计需接入冷冻水（制冷机）系统，本次节能改造实现了冷热联用，即用热源泵蒸发器端替代制冷系统，减少制冷系统的一次性投入。因此，主要设备选型，只针对需增加的与冷热联用相关的主要设备。

1、热源泵主机

根据焊接循环水中的废热量及焊接循环水的降温要求，结合涂装工艺、供暖等的供热要求，同时参考相关用热数据，选用 3428GG 型高高温热源泵 1 台，其在额定工况下制热量为 3432KW/小时，最高供水温度为 68 摄氏度。

2、根据所选主机，结合各用热点的实际情况，选用循环量 330 立方米/小时，扬程 52 米的供热水泵 2 台，1 用 1 备。

3、根据焊接循环水降温需求，同时参考夏季极端天气及涂装生产用热暂时停用情况等因素，选用换热量 3500KW/小时放热换热器 1 台。

4、根据放热量，选用循环量 330 立方米/小时，扬程 20 米的放热水泵 2 台，1 用 1 备。

5、根据放热量，选用散热量 4000KW/小时的冷却塔 1 台。

（二）系统设计

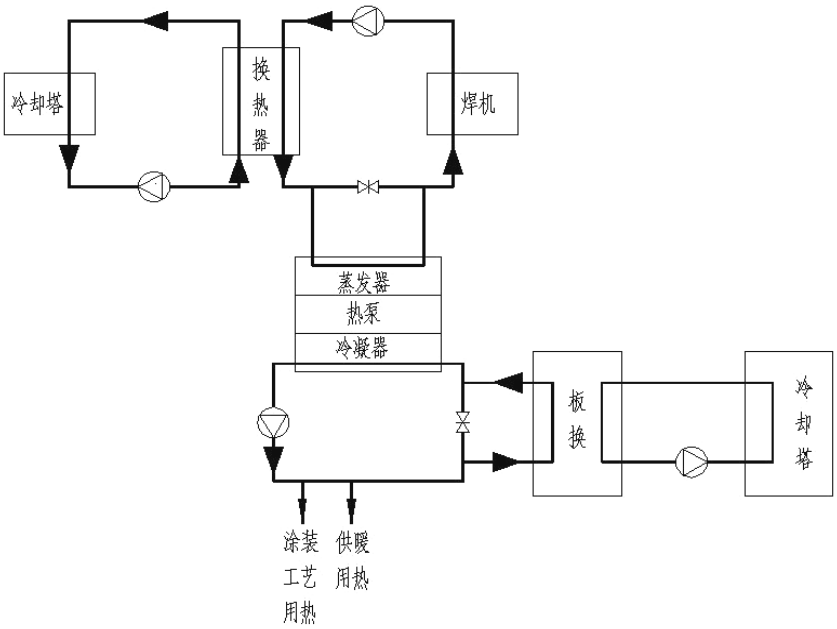
根据所选热源泵相关技术参数，同时按不影响现有焊接循环水系统及各供热系统的正常运行的原则，进行以下设计（设计示意见图）：

1、在原焊接循环水供水管道进入焊机之前，分一支路水引入热泵蒸发器进水口，被热泵吸收热量后再回到供水管道，起到余热回收及冷却焊接循环水的目的。回收的热量通过热泵提升在冷凝器侧制取68℃（根据实际需求进行设定）的高温热水。

2、通过供热泵，将再高温热水输送至用热处，通过板式换热器、空调盘管等方式，将热量传递至原加热系统，替代部分原蒸汽、天然气热源。

3、因本系统为冷热联用，除余热回收外，需同时满足焊接循环水的降温需求。在夏季高温季节，原焊接循环水系统（自然冷却）无法将水温降至28摄氏度以下。因此，为保证循环水温度，需根据焊接循环水的供水温度制取热量，而在夏季高温季，只有涂装前处理工艺用热，其最大负荷又小于焊接过程中产生的热量，为保证焊接循环水的供水温度，需将多制取的热量及时散掉。为此需在供热水泵的出水端加入放热板换，其放热量根据焊接循环水的供水温度自动调节。

4、放热板换将热量通过放热冷却塔，及时将热量散掉。



（三）运行模式

根据实际情况，本系统分为冷热联用以热为主、冷热联用以冷为主、冷热联用冷热兼顾三种模式。

1、冷热联用，以热为主。本模式应用时间段为，整车制造过程需热量远大于焊接过程放热量时，一般在 11 月 15 号（供暖开始）至 4 月 15 号（供暖结束），共 5 个月的时间。

2、冷热联用，以冷为为主。 本模式应用时间段为，整车制造过程需热量远小于焊接过程放热量时，一般在 7 月 1 号至 8 月 31 号的青岛高温季节，共 2 个月的时间。

3、冷热联用，冷热兼顾，以上两种模式的过度阶段，共 5 个月的时间。

五、实施后的理论效益

（一）原焊接循环水系统的理论效益

焊接循环水系统开式端，共有循环水泵 4 台，单台功率为 45KW，3 用 1 备；冷却塔风机 6 台，单台功率为 7.5KW。

1、 冷热联用，以热为主。

开式循环水水泵、冷却塔风机停止运行，能满足焊接循环水降温的要求。节约电费=（45KW/台*3 台*24 小时/天*26 天/月*5 个月*0.8 元/KWH）+（7.5KW/台*6 台*24 小时/天*26 天/月*5 个月*0.8 元/KWH）=449280 元。

2、 冷热联用，冷热兼顾。

平均开式水泵运行 1.5 台，风机运行 3 台，能满足焊接循环水降温的要求。节约电费=（45KW/台*1.5 台*24 小时/天*26 天/月*5 个月*0.8 元/KWH）+（7.5KW/台*3 台*24 小时/天*26 天/月*5 个月*0.8 元/KWH）=224640 元。

3、14 年焊接循环水系统总耗水量大约 4 万吨，因进行冷热联用，水量蒸发及排污将降低，节约水的金额=4 万吨*4.2 元/吨/12 个月*（5 个月+5 个月/2）=105000 元。

总计节约金额大约 80 万元。

（二）余热回收的效益

1、热泵全年的理论供热量

（1）、冷热联用，以热为主

供热热量=（3432KW *20 小时/天*26 天/月*5 个月）=8923200KW。

（2)、冷热联用，冷热兼顾及以冷为主，按涂装 2000KW/小时平均耗量计

供热热量=（2000KW*20 小时/天*26 天/月*7 个月）=7280000KW。

总计供热量：16203200KW。

2、冷热联用，以冷为主时节省的制冷费用（平均需冷量按2000KW/小时计，能效比按4.8）

节省制冷费用=2000KW/小时/4.8*20小时/天*26天/月*2个月*0.8元/KWH=35万元

3、热泵系统运行效益

（1）、热泵系统的能效比为 4.8，供 1KW 热量消耗的电量为：1KW/4.8=0.208KW，价格为：0.208KW*0.8 元/KWH=0.17 元。

（2）、蒸汽 1GJ 费用为 89.3 元，经换算为 0.32 元/KWH。

（3)、理论效益=16203200KW*（0.32-0.17）元/KWH=240 万元。

经以上数据分析，青岛分公司整车制造生产过程按冷热联用的方式运行，全年节约运行成本大约 355 万元。

六、结束语

本应用方式在上汽通用五菱汽车股份有限公司青岛分公司已经进入实施阶段,投入运行后，既可降低焊接冷却循环水的供水温度，满足焊机正常运行的降温需求，又实现了将焊接循环水中的废热进行转换，用于整车制造过程中涂装工艺及冬季供暖用热需求，实现了冷热联用。本应用方式极大降低了蒸汽、天然气、电等能源的使用，同时减少水的蒸发，从而降低在整车制造过程中相关污染物的排放及自来水的使用。本应用方式节能环保、经济高效、控制简单、易于推广，在整个汽车制造及相关类似行业都有极高的应用推广价值。

参考文献

[1] 何满潮.高温水源热泵供暖应用[J].暖通空调,2006(12):87-89..

[2] 刘南希，史琳，韩礼钟，等．高温工质 HTR01 水源热泵机组的研究[J].暖通空调,2004,34(8):48-52

[3] 洪光日. 涂装前处理工艺设备. 汽车工艺与材料

[4] 王锡春. 汽车涂装节能的新工艺技术，现代涂装. 2012 年 4 月第 15 卷第四期。

低温余热资源的回收再利用

哈电发电设备国家工程研究中心有限公司
周保东　武勇　许卫国

摘要：低温余热资源的利用，是涉及到世界未来的可持续性发展的问题，是人类面临的共同课题，在开发新能源的同时，怎样利用原有设备浪费掉的余热资源也是当今世界各国的共同话题，本文着重介绍了炼钢厂、水泥厂、电厂余热资源的利用，通过余热锅炉、闪蒸装置和新研制的低参数混压进汽汽轮机发电技术。

关键词：余热锅炉　闪蒸装置　低参数混压进汽汽轮机

0. 前言：

能源利用技术在人类社会发展中占有举足轻重的地位，是现代社会前进的主要动力之一，在上一个世纪中，煤炭、石油、天然气等化石能源的开发与利用揭开了大工业时代的序幕，人类总的年能源供应量增长了近 10 倍。然而，无节制的资源开发和低效的能源利用造成了大量的资源浪费与日益严重的生态环境污染，人类的生存空间受到了极大威胁。在新世纪里，能源科学不得不同时面对资源短缺与环境污染的双重压力，因此，人们逐渐将目光转向原来浪费掉的及可再生资源和新生能源的利用上。

近年来，世界各国都在开发新能源及一些化石能源的替代产品，主要有核能、风能、太阳能、潮汐能、水力发电等，但短期内，还无法取代传统的、技术比较成熟的火力发电。

火力发电及水泥工业是两个能源消耗大户，仅以水泥工业来看，水泥生产几乎完全依靠煤炭、电力及矿产资源，并产生大量的废气，其中 CO_2 的排放量占到了我国 CO_2 总排放量的 20%，其废气带走的余热能源损失十分可观，目前，虽然新型干法水泥生产线已使单位水泥熟料的热耗大幅下降，但其窑头熟料冷却机和窑尾预热器仍排放了大量 350℃以下的中低温废气，其热量约占水泥熟料烧成系统总热耗量的 30%以上，可见水泥行业的能源和环保的压力是非常大的，回收其中的低温余热从而进一步降低水泥生产能耗是我国新型干法水泥生产企业目前迫切需要解决的节能、提效、环保的新技术课题。而水泥工业纯低温余热发电技术的应用，既可以逐步满足水泥企业自身用电需要，减少外供电量，节约成本，提高新型干法水泥的竞争力，又可以减少对环境的热污染，并达到节能降耗，保护生态环境的目的。

因此，水泥工业纯低温余热发电技术的应用，是解决制约水泥工业可持续发展的有效途径，也是满足水泥工业可持续发展的需要。不论从外部环境到企业内在需求，纯低温余热发电都具备了快速发展的条件，余热发电已成为水泥行业投资的新热点。如何更进一步充分利用中、低品位的余热是目前国内水泥工业需要解决的重要课题之一。

在我国，随着建设资源节约、环境友好型社会目标的提出，可再生性能源开发利用步伐明显加快，尤其是开发利用中、低品位的余热资源已经成为我国能源战略的重要内容。

1. 国内外余热资源的发展趋势：

二十世纪三十年代日本在中国的华北、东北地区建设了十数条带有余热发电系统的干法中空回转窑（又称中空余热发电窑），这十数条窑的余热发电系统为中国后来开发自己的余热发电技术及设备奠定了技术基础。由于战争的原因，这十数条水泥窑及余热发电系统在四十年代及五十年代初基本上处于停产状态，二十世纪五十年代及六十年代初这十几条水泥窑及余热发电系统相继恢复生产运行，至七十年代后期，由于对这十几条水泥窑及余热发电系统进行改造的需要，中国开始自行开发水泥窑及余热发电系统技术及设备，至二十世纪末，中国自己的余热发电技术及设备已经初具规模。

国内针对新型干法窑的余热利用技术早期主要采用带补燃锅炉的余热发电系统，目前已基本上都采用不带补燃的纯低温余热电站方式。纯低温余热利用由于其卓越的环保效果以及适宜的造价、极低的运行费用、超长的运转率，得到了广泛应用，水泥窑纯余热发电已经被国家有关部委、各地政府列为水泥企业余热利用的首选。目前，水泥窑纯低温余热发电技术无论是热力循环系统还是设

备（国产化）都已成熟可靠，尤其是补汽式汽轮机的研制成功，使我国余热发电技术及装备除了汽轮机本体效率比日本略低外，总体上的技术水平已经接近国际先进工业国家水平。

国外水泥窑纯余热发电系统的应用比例是很高的。20 世纪 80 年代以来，先进工业国家发展很快，如日本 70%的水泥企业在新型干法生产线上都设置有余热发电系统，水泥工业余热发电量占自身用电量的比例，在 1995 年就已经达到了 43%以上。

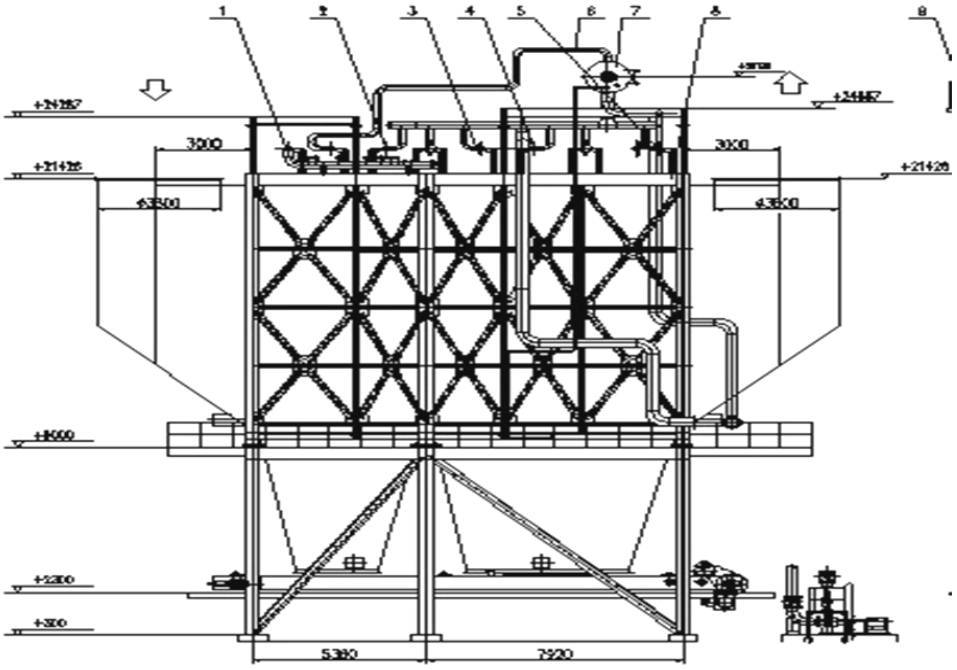
2.水泥工业余热资源的关键技术开发研究：

这部分研究分如下三个部分：

⑴、余热锅炉关键技术开发研究：

从水泥炉窑低温余热发电机组中带补燃的余热发电设备与不带补燃的余热发电设备的技术比较，就锅炉侧而言，因带补燃技术中炉窑排烟余热锅炉与补燃锅炉烟气侧是相互独立的，只是余热锅炉输出饱和蒸汽与补燃锅炉产生的饱和蒸汽相互混合，在补燃锅炉中过热后再进入汽轮机，其主要优点在于利用补燃来提高新蒸汽参数以适应发电用汽轮机的参数要求，同时也可以避免因水泥炉窑排烟量及排烟温度的波动而造成余热炉内工质参数波动影响汽轮机的进汽参数。可见，带补燃余热发电技术中的余热锅炉与“不带补燃锅炉的纯中、低温余热发电技术开发”中的余热锅炉有一定的差别。前者余热锅炉中没有过热器，过热蒸汽参数由补燃锅炉确定；后者余热锅炉中有过热器，过热蒸汽参数由水泥生产中的中、低温余热确定，需要做好系统参数匹配、设备成套工作。

我公司与华效资源公司合作，在充分吸取日本川崎重工、中船重工第 703 研究院、哈尔滨锅炉厂有限责任公司的设计开发经验的基础上，研制开发的水泥窑中低温余热发电设备为“不带补燃的纯中、低温余热发电技术”，在每条水泥生产线上设置两台余热锅炉，分别为设置于窑尾预热器后的 SP 锅炉（见图一）和窑头空气冷却机后的 AQC 锅炉（见图二）。SP 锅炉采用强制循环的卧式结构，烟气废气流经过热器、蒸发器、省煤器后，废气温度降至 92℃左右，然后再进入熟料冷却机原有的电收尘器并经风机排入大气，每级受热面上均设置机械振打除灰装置。 AQC 锅炉采用立式结构，整个锅炉分两个压力单元，1.15MPa 为主汽段，0.13MPa 为补汽段，省煤器出水分别供给 SP 锅炉蒸发器和 AQC 锅炉高、低压蒸发器。锅炉每段受热面为管箱式结构可整体出厂，其受热面采用鳍片管。



图一　　SP 锅炉

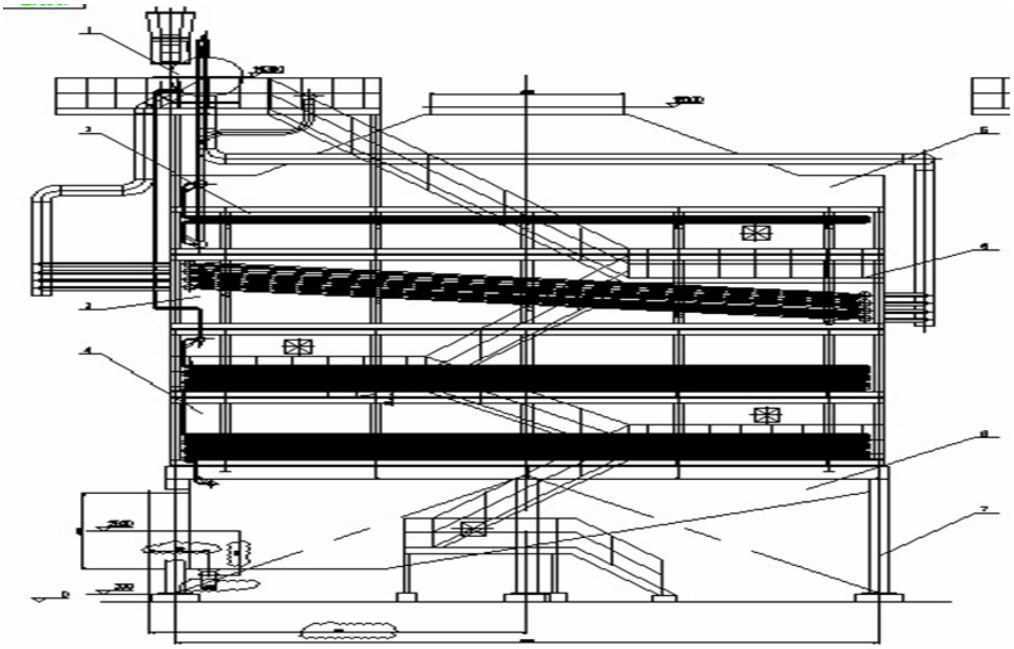
SP 锅炉是应用于水泥窑余热发电系统中回收水泥窑废气余热的关键设备，其安装部位为：水泥窑窑尾预热器废气出口至窑尾高温风机入口的废气管道上，该锅炉设计入口废气温度（水泥窑窑尾预热器出口废气温度）325℃，废气流经过热器和蒸发器后温度降至 210℃左右，然后经窑尾高温风机排出后水泥生产系统再利用其余热。。

SP 锅炉卧式布置，强制循环。由 AQC 炉省煤器分配来的 186℃热水引入锅筒，通过下降管流入蒸发器，在这里被加热后的汽水混合物再引回锅筒，而后从锅筒引出饱和蒸汽进入过热器，在过热器中被加热后生成额定压力的过热蒸汽进入发电系统。

SP 锅炉的热源来自水泥窑窑尾预热器排出的废气，其废气温度较低（325℃），粉尘含量较大（80g/Nm^3），运行中受热面的积灰较严重。为了防止积灰，提高锅炉热效率，实现锅炉安全、稳定运行的目的，锅炉结合实际运行情况及其具体结构特点，采用机械振打装置予以清灰。锅炉炉墙采用轻型护板加外保温结构，为降低锅炉漏风系数，从而不影响水泥生产和稳定发电，炉墙人孔、穿墙管、炉墙护板接缝、炉外集箱处的密封等均进行了精心设计。

AQC 余热锅炉为水泥窑余热发电系统中回收水泥窑废气余热的重要设备，安装于水泥窑熟料冷却机废气出口至收尘器间的管道上，因此其简称“AQC”余热锅炉。该锅炉设计入口废气温度 360℃，废气流经过热器、蒸发器、省煤器后温度降至 92℃左右，然后再进入熟料冷却机原有的电收尘器并经引风机排入大气。

AQC 锅炉立式布置，自然循环。给水（水温 48℃）引入省煤器，工质在省煤器中被加热到 186℃后从出口集箱引出至给水操纵台，由给水操纵台分配热水引入锅筒，然后自锅筒引出，经下降管流入蒸发器，在这里被加热后的汽水混合物再引回锅筒，而后从锅筒引出饱和蒸汽进入过热器，在过热器中被加热后生成额定压力的过热蒸汽。

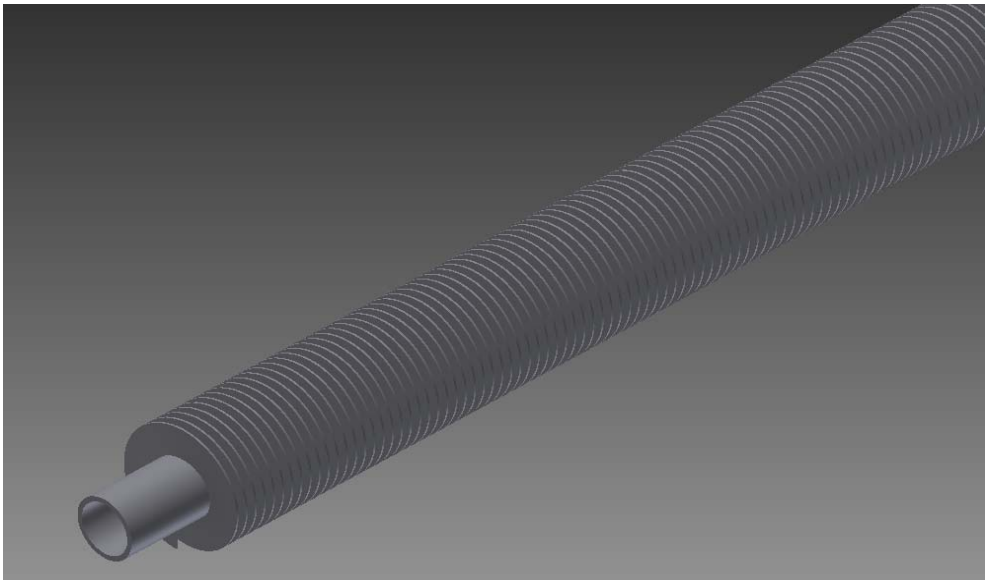


图二 AQC 锅炉

AQC 锅炉的热源来自水泥窑窑头熟料冷却机排出的废气，其废气温度较低（360℃），粉尘含量一般（30g/Nm^3），运行中受热面的磨损较严重。

针对这个矛盾，同时为了提高锅炉热效率，实现锅炉安全、稳定运行的目的，本锅炉结合实际运行情况，及其具体结构特点，在整个布置和设计中采取相应有效措施：锅炉过热器、蒸发器、省煤器受热面采用螺旋翅片管（见图三），从而可以组织起更为有效的废气流场，加强换热，并且能在较大程度上减轻磨损，延长检修周期，保证锅炉有较长的使用年限。受热面全部采用错列布置形式，经计算，合理地安排管组的间距，从而保证有合理的烟气速度，达到所要求的换热效果。

锅炉炉墙采用轻型护板加外保温结构，为降低锅炉漏风系数，从而不影响水泥生产和稳定发电，炉墙人孔、穿墙管、炉墙护板接缝、炉内集箱处的密封等均进行了精心设计。



图三 鳍片管

(2)、多级低参数混压进汽汽轮机关键技术的研究：

对于低参数混压进汽的汽轮机来说，由于副进汽（二次进汽）温度偏低，存在末几级叶片的水蚀问题。应该说现有的汽轮机末两级都采用了较好的除湿措施，尽管汽轮机经常在部分负荷工况下运行，但都没有发生严重的水蚀问题。

近几年来，由于新技术、新材料和新工艺的发展，金属表面有很多的强化技术和工艺，国外有的汽轮机公司其叶片也采用了表面强化技术，使叶片的强度和抗振动性能、耐高温性能和表面耐腐蚀性能都得到大大提高，国内也有了一些金属材料表面处理技术，在叶片强度、耐高温和抗磨蚀等方面已有应用，通过进一步研究，可以用于解决汽轮机后面叶片的抗水蚀问题，而且对于小容量的汽轮机，末级叶片不长，比较容易实现采用新的工艺方法。

纯低温余热发电的汽轮机采用低压、冲动单缸、双汽源凝汽式汽轮机，冲动式设计。整体设计上材质的选用保证能在主汽温度达到 400℃时长期稳定运行。

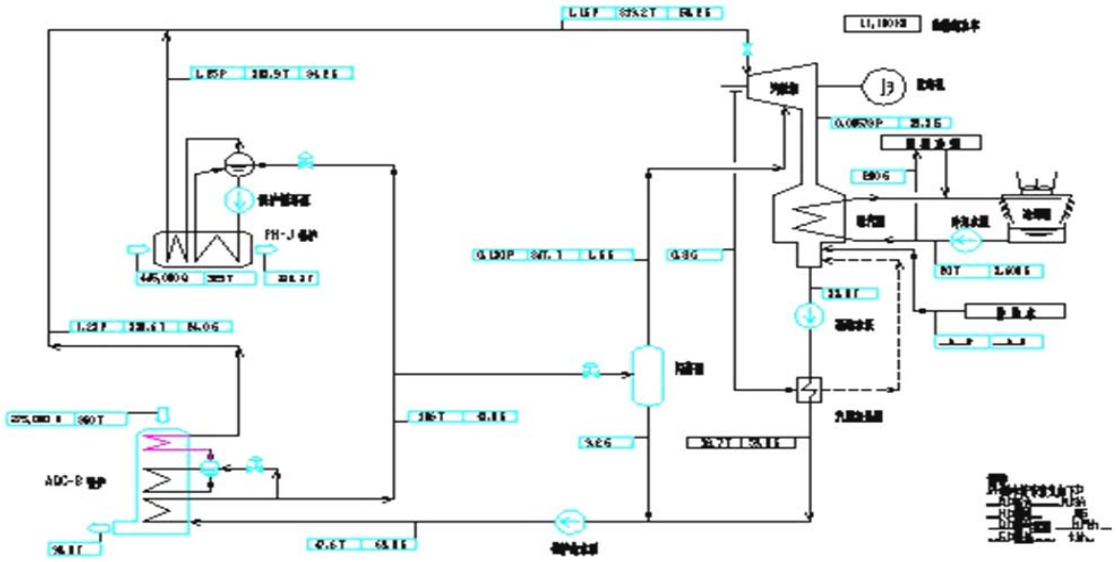
全部叶片采用先进的、现代化的全三维技术设计，其叶片型线全部采用具有万向自由回转度的数控机床加工，保证具有较高加工质量和效率。全部隔板采用焊接式隔板。

末级动叶进汽边焊整条司太利合金片，次末级电火花强化，以便有效地防止水蚀现象。末级叶片根部的反动度控制在 25%左右，以提高机组调峰性能，提高末级的安全性和经济性。

在设计中提高并将特别校核位于低压进汽前、后级的叶栅和动叶的强度及抗振性能。

(3).水泥厂低温余热发电系统整体性能优化研究：

由于水泥厂低温余热发电技术中具有余热锅炉传热温压低、不带补燃余热锅炉排气量与排气参数受炉窑排气状况影响较大、多级低参数混压进汽小型汽轮机需灵活随余热锅炉参数的变动进行调节等特殊的系统匹配问题，因此，不带补燃余热发电技术对机组系统的整体协调性能及专用汽轮机的“机跟炉”运行调节性能将提出更高的要求。需要从余热发电整体系统（见图四）角度来考虑各主机之间的参数匹配及系统整体性能的优化问题。



图四 余热发电系统图

3.技术的创新点：

(1).窑尾余热锅炉的积灰和清灰问题：

水泥窑排烟中所含的粉尘与燃煤锅炉的排烟粉尘相比有其特殊性，这类粉尘粘性较强、磨损性也较强，因此受热面磨损、积灰、沾污等问题比较突出；而设计中考虑到提高传热效率，一般余热锅炉受热面都要采用翅片管，这样堵灰、沾污问题将更为突出，因此有效地吹灰、防堵灰、防磨损或在余热炉前先对烟气进行适当的净化处理是此类余热锅炉技术优化所面临的关键课题。

窑尾余热锅炉的受热面管束采用立式蛇形管结构，受热面在长度方向上柔性比较好，在振打过程中能够消除振打过程中冲击受热面应力变形，保证锅炉受热面管子的寿命。用连续振打清灰的同时避免了瞬间清灰量过大，对窑尾高温引风机的影响。

窑头锅炉按烟气流动方向采用立式布置，设计选用合理的烟速，排烟中所含的粉尘在重力和烟气自吹灰双重作用下，正常情况下一般不会发生堵灰现象。

(2).窑尾余热锅炉的漏风问题：

对主要漏风点的各种门孔、穿墙管束及锅炉清灰振打装置的采取二次焊接密封结构予以处理。

锅炉炉墙采用轻型护板加外保温结构，为降低锅炉漏风系数，不影响水泥生产和稳定发电，炉墙人孔、穿墙管、炉墙护板接缝、炉外集箱处的密封等均进行了精心设计。

(3).锅炉水循环方式：

窑尾余热锅炉采用热水循环泵强制循环，在锅筒和蒸发受热面之间作为循环的动力，采用强制循环能够提高过热蒸汽的品质，水循环安全可靠。

窑头锅炉采用自然循环，循环动力来自汽水之间的密度差，对于低压力参数的热力系统，自然循环运行成本低，水循环能实现安全可靠运行。

(4).闪蒸发电技术：

闪蒸发电技术主要以200℃～500℃的低温废气作为热源，通过余热锅炉将低品位低温热能生产出过热蒸汽和一定量的饱和水，与过热蒸汽一起进入多参数汽轮机作功发电，从而增加余热发电功率，可比常规技术多发电10～30%左右。

增加的闪蒸回路，使得该系统具有平衡和吸收不稳定热源发生的参数变化，保证发电系统安全、稳定、高效的运行。

下面简要介绍一下闪蒸蒸汽工作原理:

A.闪蒸蒸汽产生原理:

水的沸点与压力一一对应，压力越高，对应的沸点越高，压力越低，沸点也越低。高压热水或高压饱和水突然扩容或降压，则有一部分水会汽化成蒸汽，其加热热源来自水中的汽化潜热。

如果以高压水为工质，在余热回收用的换热器内水吸热升温后并不汽化，然后在闪蒸器中扩容

降压，产生一定压力的蒸汽，再让蒸汽通过汽轮机膨胀对外做功，发出电能，这就是“闪蒸发电系统”。

应当注意到：只有保持一定的压降，高压热水才能通过扩容产生蒸汽，并且只有一小部分水可以闪蒸成蒸汽。

闪蒸器的工作及运行参数对热能的利用有直接的影响。扩容压力越低，产生的蒸汽量增加，但低压蒸汽的做功能力却降低了。只有在闪蒸蒸汽量D与闪蒸蒸汽在透平中膨胀做功时的焓降Δh的乘积（DΔh）最大时，热水的利用程度越高，此时，相对应的闪蒸蒸汽参数是最佳蒸汽参数。

闪蒸时必须要降压，因此有一定的㶲损失。因此，就循环而言，闪蒸发电系统的热效率低于一般的蒸汽循环系统。所以，为充分利用高温热水，减少闪蒸不可逆过程造成的㶲损失，提高循环效率，采用多级闪蒸系统，使各级的温差相等，获得最好的热水利用效果。至于闪蒸系统级数的设定需按上述原则进行综合考虑。

闪蒸技术在世界范围内已得到了广泛应用，技术相当成熟可靠。目前已了解到的应用领域包括：

企业冷凝水回收余热利用，通过闪蒸从冷凝水中产生蒸汽用于给水加热和热交换；

锅炉排污余热利用，通过闪蒸从锅炉排污水中产生蒸汽用于给水加热和/或热交换；

冶金、水泥行业排放的中低温废气余热综合利用，通过余热锅炉加热给水，然后通过闪蒸产生蒸汽用于发电；

闪蒸发电厂，利用地热温泉闪蒸产生蒸汽用于发电。

B.闪蒸蒸汽计算公式:

$$D = \phi \frac{D_{in}(\eta h_{IN} - h_2)}{(h_1 - h_2)\chi} \qquad V = \frac{KDv}{r}$$

式中： D 闪蒸蒸汽量，kg/h

φ 富裕系统

Din 入口高温热水/饱和水/冷凝水量，kg/h

η 散热系数

hin 入口高温热水/饱和水/冷凝水的焓，kJ/kg

h1 闪蒸器工作压力下饱和蒸汽焓，kJ/kg

h2 闪蒸器工作压力下饱和水焓，kJ/kg

x 闪蒸蒸汽干度

V 闪蒸器/罐推荐最小容积，m^3

K 闪蒸器/罐容积富裕系数

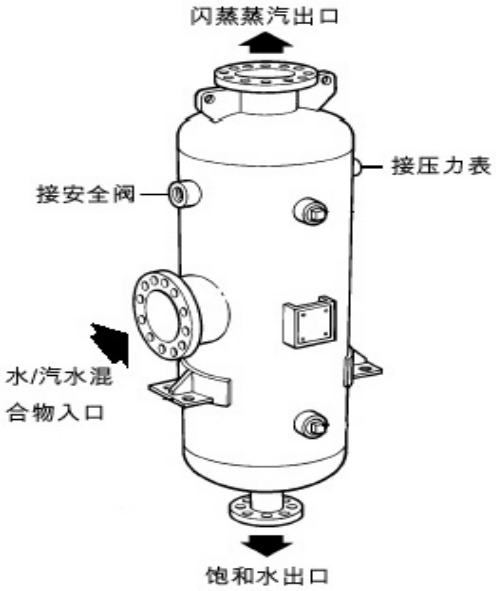
υ 闪蒸器工作压力下饱和蒸汽比容积，m^3/kg

r 蒸汽容积负荷 $m^3/(m^3h)$

C.需进一步研究问题:

闪蒸器/罐的散热损失、闪蒸蒸汽干度、蒸汽容积负荷这几项将影响闪蒸蒸汽的产生量和闪蒸器/罐体的容积，需在实际应用中考核和验证。

闪蒸蒸汽热平衡计算优化及多级闪蒸的设置闪蒸蒸汽量D与闪蒸蒸汽在透平中膨胀做功时的焓降Δh的乘积（DΔh）最大，热水的综合利用率越高。



图五　闪蒸装置

闪蒸技术的应用应尽可能提高热水的综合利用率，提高整个系统的热效率，减少㶲损失，因此应关注多级闪蒸的应用条件。

4.经济效益和社会效益：

(1).经济效益分析：

水泥窑纯低温余热发电的经济效益十分可观，以2500t/d余热发电机组为例：其热损失达2844×10^4×4.187KJ/h；相当于4.06t/h标煤的热值。

窑头和窑尾余热发电能利用的余热两项合计：109.6×4.187 KJ/Kg，用于发电的热量占预热器出口和熟料篦冷机废气带走热的百分比：

$$\frac{109.6\times2500\times1000}{24\times2844\times10000}\times100\%=40.15\%$$ 。

由此推算，2500t/d生产线年余热发电量可折实物煤1.21万吨，价值289.6万元。按其配套的纯余热发电的发电量约3000 KWh～3300 KWh（按3000 KWh计），电价以0.5元/ KWh计，每年（按310天计）的发电收益可达1116万元，经济效益十分可观。

(2).社会效益分析：

水泥窑纯低温余热发电，无需消耗燃料，即可产生相当可观的经济效益。对于水泥生产企业来说，大大降低水泥生产能耗成本、节约能源；并可避免水泥窑废气余热直接排入大气造成的热岛现象； 同时由于减少了其它发电厂的燃料消耗，可减少CO_2等燃烧废物的排放而有利于保护环境。

在已投产运行和新建的新型干法窑生产在线，加设纯低温余热发电装置，充分利用余热发电，回收能源，将会成为我国水泥工业节能的一项重大举措。

积极开发利用水泥窑余热资源已经成为我国能源发展战略的重要内容，在全球低碳经济与新能源革命的大趋势下，水泥窑余热发电极有可能成为我国未来能源结构中份额最重要的补充能源之一。

5.结束语：

在未来的世界，无论是开发核能、风能、太阳能、潮汐能、水力发电等新能源，还是开发一些化石能源的替代产品或可再生资源，都离不开余热资源的回收再利用，因为这不仅关系到环境保护问题，也关系到人类社会的可持续发展问题。因为资源短缺已经制约了人类的文明与进步，在开发出终极能源之前，余热资源的回收再利用是不可或缺的一个重要步骤，它会缓解资源枯竭的提前到来！

钢铁行业余热利用现状及发展趋势

苏亚红
（冶金工业信息标准研究院　北京　100730）

一、前言

2010 年我国一次能源消费量为 32.5 亿吨标准煤，成为全球第一能源消费大国。由于采取了节能措施，能耗强度得到进一步降低，单位产值能源消费量下降 4%，但仍偏高，是美国的 3 倍、日本的 5 倍。

我国钢铁行业“十一五”期间发展迅速，重点大中型钢铁企业从 2006 年 3.4 亿吨增加到了 2010 年的 5.4 亿吨（全国从 4.19 亿吨增加到 6.27 亿吨），增加了 58.8%，全国重点总能耗从 2006 年 2 亿吨标煤增加到了 2010 年的 2.6 亿吨标煤，增长速度低于钢产量增长速度，这说明节能日益引起钢铁企业的重视。

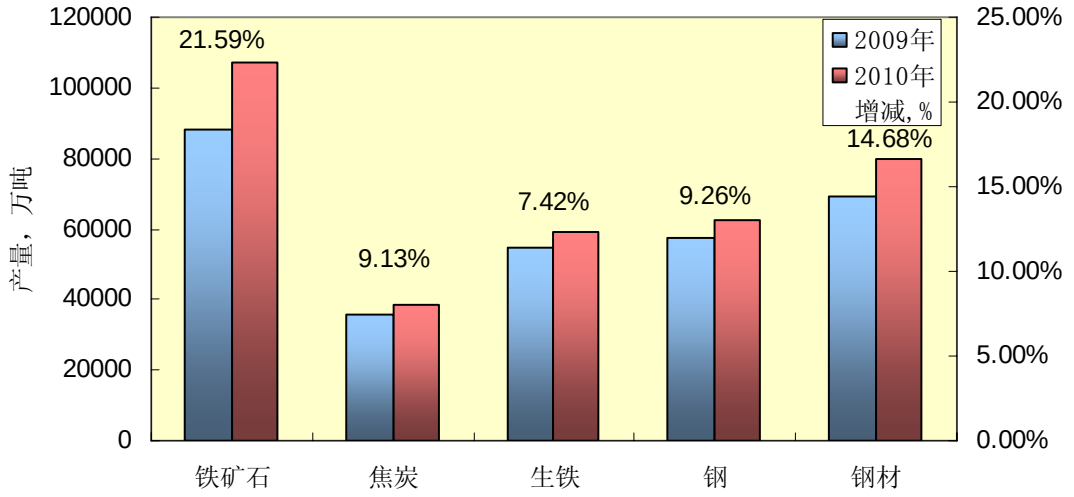


图 1　2010 年我国钢铁行业生产情况

钢铁行业生产过程中产生大量余热能源，据统计，我国大中型企业吨钢产生的余热总量为 8.44GJ，约占吨钢能耗的 37%，其中最终产品或中间产品所携带的显热约占余热总量的 39%，各种熔渣的显热约占 9%，各种废（烟）气占 37%，冷却水携带的物理热约占 15%，余热资源丰富。

近年来，我国大型钢铁联合企业余热、余能资源的回收利用水平有较大提高，利用率约为 30-50%，但与国际先进水平相比仍有很大差距。国外先进钢铁企业余热余能的回收利用率平均达 80%，有的在 90%以上，如日本新日铁高达 92%。

当前，在钢铁行业面临产能过剩、结构调整、资源能源成本和环保代价日益加大，回收余热、余能越来越受到关注，成为钢铁企业节能降耗、降低成本的重点。

二、国家政策大力支持和推广余热利用

1）2010 年 6 月，国务院下发《关于进一步加大节能减排力度加快钢铁工业结构调整的若干意见》（简称《意见》），将钢铁工业列为节能减排潜力最大的行业，在强调淘汰落后产能的同时，提出了鼓励钢铁工业节能的具体措施。其中就包括大力推广高温高压干熄焦、干法除尘、煤气余热余压回收利用、烧结烟气脱硫等循环经济和节能减排新技术新工艺，尽快出台鼓励余热余压发电上网的政策。

2）2009 年 12 月工信部推出《钢铁企业烧结余热发电技术推广实施方案》，计划用 3 年时间投资超过 50 亿元，在全国 37 家重点钢铁企业，对 82 台烧结机推广实施烧结余热发电技术，降低钢铁企业能耗水平。

3）2010 年 4 月 2 日国务院下发《关于加快推行合同能源管理促进节能服务产业发展的意见》，要求加快推行合同能源管理，积极发展节能服务产业，同时加大资金支持力度和实行税收扶持政策。合同能源管理服务有利于进一步推动工业余热利用的推广。

4）钢铁行业“十二五”规划初稿中也提到了着重于两大主线：鼓励兼并重组和优化产业布局，以及淘汰落后产能和节能减排，而淘汰落后产能和节能减排的要求则变得更加严格，标准有所提高。

5）工信部 2010 年 7 月 12－13 日在大连公布《钢铁行业生产经营规划条件》。根据文件，除了从产业规模、生产工艺等钢铁公司的生产进行严格要求外，新的标准还对过去的节能环保标准大幅提高。其中对节能等进行了严格规定。

6）标准的不断提高，新标准对不同工序的能耗要求进行了规定。比如《条件》提出，焦化工序能耗不大于 155 千克标煤/吨，烧结工序能耗不大于 56 千克标煤/吨、高炉工序能耗不大于 446 千克标煤/吨、转炉工序能耗不大于 0 千克标煤/吨、普钢电炉工序能耗不大于 92 千克标煤/吨、特钢电炉工序能耗不大于 171 千克标煤/吨。

三、钢铁行业的余热资源

钢铁业余热主要来自烧结机烟气显热、红焦显热、转炉烟气及加热炉炉底的余热回收等。

1）可燃废气：①焦炉煤气，低位热值 4000-4500 kcal/Nm^3，每吨焦炭约产生 380-430m^3焦炉煤气；②高炉煤气，低位热值 700-800 kcal/Nm^3，每吨铁回收 1700-2000m^3高炉煤气；③转炉煤气，低位热值 1700-2000kcal/Nm^3，每吨钢回收 80-120m^3转炉煤气。

2）烟气余热余压：烧结机废气余热，高炉炉顶炉气余压，热风炉烟气余热、加热炉废气余热、干熄焦烟气余热。

3）废蒸汽：转炉饱和蒸汽。

四、余热回收利用技术现状及发展前景

1）干熄焦(CDQ)技术

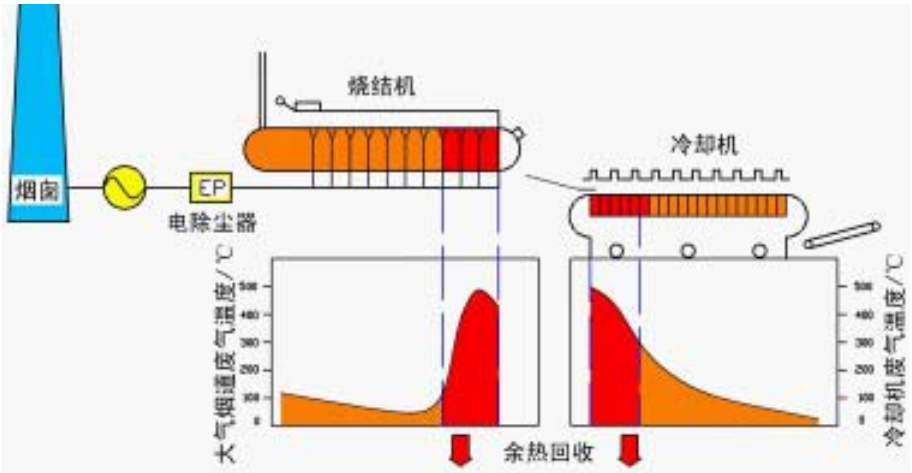
干熄焦技术（循环惰性气体与红焦进行热交换冷却焦炭）可回收红焦显热 83%左右，使炼焦过程的热效率提高 10%以上，是目前国外广泛应用的一项节能技术。

干熄焦发电技术已十分成熟，目前的发展趋势集中在进一步提高余热的回收利用效率上，正逐步由传统的小型中压参数系统向系列化、大型化、高参数发展。目前我国钢铁企业干熄焦率 80%左右，预计未来 5 年我国钢铁企业干熄焦技术推广率将达到 95%。

干熄焦技术对炼焦工序可实现吨焦节能 40 千克标煤，可使吨钢能耗降低 15 千克标准煤。如马钢煤焦化公司，安装中温中压强制循环干熄焦余热锅炉及汽轮发电机组投资约 2 亿元，干熄焦能力 125t/h，年回收热能折标煤 52020t，投资回收期 4 年。沙钢集团安装中温高压强制循环干熄焦余热锅炉及汽轮发电机组投资约 2 亿元，年发电 1.5 亿 kWh，取得经济效益 8000 万元，投资回收期 2.5 年。

2）烧结余热发电技术

烧结工序能耗约占冶金总能耗 12%，而其排放的余热约占总能耗热能的 49%。回收余热主要在成品显热（烧结机尾部烟气显热）及冷却机的排气显热两个方面。



我国 2009 年烧结矿产量 6.2 亿吨，2010 年约 6.5 亿吨。我国不同于欧美国家高炉球团矿比例高。预计我国“十二五”高炉炉料结构变化不大，烧结矿占 70-75%，球团矿占 20-25%，2015 年烧结矿产量将达到 8 亿吨，球团矿 2.2 亿吨。所以烧结工序余热回收是节能的重点。

目前烧结废气余热回收利用率不足 30%。主要有三种方式：

1）直接将废烟气净化后作为点火炉助燃空气或用于余热混合料，简单，利用率低（10%）。

2）废烟气通过热管装置或余热锅炉产生蒸汽，并入蒸汽管网。

3）余热锅炉产生蒸汽用于驱动汽轮机组发电，能源利用率高，循环利用率高。

从实现能源梯级利用的高效性和经济性角度分析，利用余热发电是现今最为有效的余热利用途径。工信部计划用 3 年时间投资超过 50 亿元，在全国 37 家重点钢铁企业对 82 台烧结机推广实施烧结余热发电技术，形成 157.5 万吨标准煤的节能能力。目前该技术普及率为 10%，预计未来 5 年普及率将达到 60%。

目前我国烧结余热利用的难点在于较高漏风率，如何降低漏风率以提高烧结机烟气温度，以及在保证烧结废气除尘所需温度条件下，实现烧结机尾部高温段废气显热回收、烧结余热蒸汽发电核心技术的消化吸收和本土化是烧结余热回收的重点。

经济社会效益：以 360m^2烧结机余热电站为例，总投资为 1.7 亿元，每年可发电 1.4 亿 kWh，产生净经济效益 7000 万元，投资回收期为 2.5 年。

2005 年 9 月，马钢引进日本川崎技术在 2 台 300m^2烧结机上建成了国内第一套 17.5MW 余热发电机组，目前，我国投产和在建烧结余热发电项目占烧结机总数 30%，其中投产的占 10%，投用的烧结余热发电烧结机总面积为 6000m^2。截至 2010 年底，国内钢铁企业共有 38 台烧结机配套建设了余热发电机组，配备余热发电机组约 25 套，总装机容量约 260MW。

烧结余热发电一般产生蒸汽量 30-90kg/t 烧结矿，降低工序能耗 5-10kgce/t 烧结矿，如果“十二五”烧结矿产量 8 亿吨，推广比例达到 60%，则最多可节约能耗约 800 万吨标煤/年（含已建成的）。需要新建发电设施的烧结机面积为 42000m^2，主体设备已国产化，该技术推广前景广泛。

3）高炉炉顶煤气干式余压发电（TRT）技术

高炉鼓风能耗约占炼铁工序能耗 10%~15%，采用 TRT 装置可回收高炉鼓风机能量的 30%左右，可降低炼铁工序能耗 11~18kgce/t。

TRT 发电能力是随炉顶煤气压的变化而变化的，一般每吨生铁可发电 20~40kWh。采用干法除尘，可提高发电量 30%左右。因煤气温度每提高 10℃，发电透平机出力可提高 3%，最高发电量可达 54kWh。

日本的 TRT 系统是在 1970 年川崎重工业公司引进法国索弗来尔公司专利的基础上发展起来的，目前日本高炉 TRT 普及率已达 100%。

我国近 5 年来新建的大中型高炉均采用了干法除尘与全干式 TRT 配套相结合，较少采用湿法除尘系统，目前 2000m^3以上高炉 TRT 配备率达 100%。我国 TRT 平均发电量在 25kWh/t，偏低于设计值 35~45kWh/t。目前，高炉干式 TRT 技术已实现了自主集成创新和设备国产化，如鞍钢鲅鱼圈 4000m^3级高炉所配 25MW 机组、宝钢 5000m^3高炉所配 32MW 机组均已实现国产化。

根据《钢铁产业发展政策》，新建高炉必须同步配套高炉 TRT 装置。工业和信息化部在《钢铁企业干式 TRT 发电技术推广实施方案》中提出至 2011 年底，重点大中型钢铁企业 1000m^3以上高炉干式 TRT 配置率提高到 70%，预期形成 20.3 万吨标准煤的节能能力。目前采用全干法除尘的大型高炉有韶钢、莱钢、包钢、鞍钢、首钢京唐 5500 m^3大型高炉等多家企业。TRT 技术普及率接近 50%，“十二五”期间预计推广比例有望达到 75%。

表 1　2009 年和未来 2015 年 TRT 技术应用对比

年份	2009	2015（按照全国 7 亿吨计算）
配有 TRT 高炉的铁产量（万吨）	32000	50000
吨铁 TRT 发电量（kWh）	28	32
TRT 普及率	58.2%	71%
TRT 年发电量（万 kWh）	896000	1600000
TRT 发电净增量（万 kWh）	704000	
TRT 节能量（万 tce）	59	

4）转炉余热蒸汽发电技术

转炉炼钢过程中产生大量富含可燃气体(CO)的烟气，吨钢可达 200Nm^3，烟气主要含有 CO、CO_2、O_2和基本成分为氧化铁的尘粒，烟气温度为 1550℃~1700℃，CO 含量为 40%~80%，含尘量为 150g/m^3。这部分烟气带出大量潜热和显热，我国转炉冶炼蒸汽回收量 60～90kg/t 钢（日本普遍＞100kg/t 钢），回收的蒸汽压力波动在 0.8～1.2MPa。

在提高转炉烟气余热回收量的基础上，重点开发低压(饱和)蒸汽发电技术。如吨钢发电量按照

15kWh 计算，全国年产转炉钢 5.5 亿吨，则每年可以发电 82.5 亿 kWh，折合 330 万 tce 左右，产生效益 44 多亿元。同时，所发电可以替代从社会电厂购电，从而实现社会减排 $CO_2$690 万吨，减排 $SO_2$6.6 万吨，社会环境效益显著。

我国转炉烟气余热从 20 世纪 70 年代开始由水冷烟罩、烟道改为汽化冷却方式回收利用蒸汽，但大多数以≤12kg/cm^2 的低压饱和蒸汽方式回收，并入企业的动力管网利用。少数钢厂采用 25～45kg/cm^2 的中压回收蒸汽，却要通过减压才能并入公司蒸汽管网回收利用，浪费了大量能源。由于大都属于低品质蒸汽的低用途回收利用，用户源较少，一些企业还经常将回收的蒸汽再放散，造成更大的浪费。20 世纪 90 年代开始，一些钢厂将回收的饱和蒸汽经加热成过热蒸汽，用作本厂 VD、RH 蒸汽喷射泵的汽源，富余部分并入公司管网，取得了可观的经济效益。

近年来，钢厂在研究回收转炉蒸汽直接用来发电，而 VD、RH 则改用电能驱动的机械泵抽真空，理论上可节能 90%以上。转炉蒸汽用于向真空精炼的蒸汽喷射泵供汽已较普遍。重钢长寿新区实践了世界上第一台机械真空泵 RH 装置，将提供最直接的应用效果数据，已受到高度关注。

目前，国内钢铁企业为了有效利用转炉炼钢回收的余热，普遍采用将供热蒸汽与余热回收蒸汽并网，实现转炉回收蒸汽并全部利用，不再由外部锅炉向炼钢厂供蒸汽。济南钢铁集团总公司一炼钢转炉 4.5MW 余热发电站，是我国第一座转炉烟道饱和蒸汽余热发电站，利用转炉汽化冷却产生蒸汽发电，目前电站在建设中。该技术在我国的技术普及率达到 15%。

目前主要的问题是回收水平差距巨大，利用方式的价值评估存在着很大的分歧，低品质转炉蒸汽用于发电如何提高效率，一些技术与装备的优化等问题还处于研发阶段。在“十二五”期间，对以上方面建议开展全面的研究。预计烟气余热回收技术在“十二五”还有 40%推广率。

5）燃气-蒸汽联合循环发电技术（CCPP）

燃气-蒸汽联合循环发电（CCPP）技术充分利用钢铁企业低热值高炉煤气，由燃气轮机循环以及汽轮机循环所组成，煤气的热能既利用了烟气的做功能力发电，又利用了蒸汽的做功能力发电，从而更大限度的提高了能源利用效率。

CCPP 装机容量主要是依据富余煤气资源为基准，该技术应用更适用于①年产 500 万吨钢以上规模的钢铁联合企业；②CCPP 机组单机装机容量不低于 50MW；③已建有燃煤气热电系统作为企业富余煤气的缓冲用户。

低热值 CCPP 技术由于采用了能源的梯级利用，在不外供热时机组的热效率即可达到 40~45%，比常规热电机组转换效率高出近一倍。从煤气利用效率分析，CCPP 机组与锅炉—蒸汽轮机发电机组单位立方米煤气发电量分别为 0.43kW 及 0.23kW，即在相同煤气量情况下，可多发电 70%-90%。同时，由于 CCPP 机组中燃气轮机不需要大量冷却水，因此与常规热电机组相比，可节水 40%~50%。

1995 年，宝钢和日本川崎重工开始在宝钢电厂建造国内第 1 台燃烧低 CCPP 发电机组，装机容量 145MW，100%纯烧高炉煤气，于 1997 年 11 月正式投入运行。随着钢铁行业节能减排力度的不断加强，CCPP 技术的节能环保优势日益彰显，截至 2009 年底，国内钢铁企业已建成低热值 CCPP 发电机组 28 套，总发电装机规模 2622MW，年可利用富余煤气量约 428 亿 m^3，年发电量 184 亿 kWh，总计实现节能 644 万吨标准煤。占国内重点大中型钢铁企业总数的 15%左右。预计“十二五”期间可新增 CCPP 机组装机容量 950MW，年可利用富余煤气量 153 亿 m^3，年发电量 66.5 亿 kWh，总计可实现节能 233 万吨标准煤，在重点大中型钢铁企业的推广比例达到 30%。

6）蓄热式燃烧技术

蓄热式燃烧技术应用首先始于 20 世纪 80 年代英国，随后在加拿大、德国和日本加以应用，直到 90 年代末，我国冶金热工领域的科技工作者通过消化吸收和再创新，率先将高温蓄热燃烧技术应用于钢铁工业的轧钢加热炉，并获得了成功。从 2000 年起，蓄热式燃烧技术在我国大力推广。

国内高效蓄热式加热炉从技术风格上主要有烧嘴式、内置式和外置式三种。总的来说，各种蓄热式加热炉各有优缺点，但总的发展趋势是朝着烧嘴式蓄热加热炉方向发展。

蓄热式工业炉通常使用的燃料有高炉煤气、转炉煤气、发生炉煤气、高炉焦炉混合煤气、焦炉煤气，天然气以及重油等。采用重油做燃料时，只蓄热空气；用高热值煤气（天然气或焦炉煤气）作为燃料时，可以只蓄热空气；用低热值煤气（如高炉煤气）作为燃料时，必须同时蓄热空气和煤气；用中热值煤气（如混合煤气或转炉煤气）作为燃料时，可以单蓄热，也可双蓄热。

轧钢加热炉采用蓄热式燃烧技术后，可将加热炉排放的高温烟气降至 150℃以下，热回收率达 80%以上，节能 30%以上；可将空气和煤气预热到 700℃-1000℃以上；减少氧化烧损，使氧化烧损小于 0.7%；通过组织贫氧燃烧，大大降低了烟气中 NO_X 的排放（NO_X 排放减少 40%以上），同时，由于其

显著的节能效果，也减少了温室气体的排放（CO_2减少 10%-70%）；采用蓄热方式实现加热炉废气余热的极限回收，同时将助燃空气、煤气预热至高温，从而大幅度提高加热炉的热效率，生产效率可提高 10%-15%；另外，低热值的燃料（如高炉煤气、发生炉煤气、低热值固体燃料、低热值的液体燃料等）借助高温预热的空气可获得更高的燃烧温度，从而扩展了低热值燃料的应用范围。

目前，蓄热式燃烧技术已应用于冶金、机械、建材、化工等行业中的各种工业燃料炉，钢铁行业如推钢式连续轧钢加热炉、步进式连续加热炉、室式加热炉、台车炉、钢管连续退火炉、钢包烘烤器、罩式炉等中多有应用。

目前国内太钢、武钢、南钢、天钢、首秦、济钢、唐钢、宝钢、沙钢、攀钢等 500 多座蓄热式加热炉投入运行。

蓄热式燃烧技术具有高效、节能和环保的优势，但因该技术在加热炉上使用，还需在工艺上进一步完善，装置和材料性能、寿命还需提高，这在一定程度上制约了蓄热式燃烧技术在轧钢加热炉上的优势发挥。从目前蓄热式燃烧技术在加热炉上的实际使用情况看，还应视工厂的具体条件和工艺要求，有选择的使用该技术，即：以高炉煤气和天然气为燃料的加热炉，建议采用蓄热式燃烧技术，其综合经济效益明显；以混合煤气和焦炉煤气为燃料的加热炉，因其综合经济效益并不明显，选择时一定要慎重。

目前，国内钢铁企业蓄热式燃烧技术的普及率约为 40%。预计“十二五”期间，随着蓄热装置、换向装置寿命的提高和成本的降低，该技术的推广应用比例有望达到 70%。

7）加热炉和均热炉的余热利用

轧钢连续加热和均热炉是钢铁企业中耗能较多的设备。其热效率一般只有 20%～30%，约有 70%～80%的热量散失于周围环境和被排烟带走。其中烟气带走的热损失约占 30%～35%。加热炉的烟气量根据炉型大小不同，一般在(标准状态)7000～300000m^3/h 的范围内。烟气温度一般为 550～990℃，也有超过 1000℃以上的。

总之，我国钢铁行业产生的大量余热资源正日益引起业内人员的重视，同时余热的回收影响因素较多，与我国设备承受能力、使用寿命和技术推广涉及的设备是否国产化有很大的关系。估计“十二五”我国余热利用率会得到进一步提高，研发和设备投资进一步增大。

论高炉液态炉渣余热回收

邱润强　许征鹏
（山东富伦钢铁有限公司，山东　莱芜 271118）

摘要：文章阐明了高炉冶炼过程中产生的液态炉渣显热回收的必要性，简要阐述了当前高炉炉渣余热回收技术的发展概况，并重点描述了微水淬法高炉炉渣余热回收技术，该技术将绝大部分冷却水蒸发为中压饱和蒸汽进行收集，然后采用风冷工艺获得热循环空气，通过余热锅炉再次回收余热，吨铁可回收热量 257.7 MJ，综合回收率可达到 87%，与传统的水淬工艺相比吨渣可节约耗水 7~9 t。

关键词：高炉渣；余热回收；微水淬法

Theory blast liquid　furnace slag waste heat recovery

Qiurunqiang　xuzhengpeng
（Foulon Shandong Iron and Steel Co., Ltd. Shandong Laiwu 271118）

Summary: Article illustrates liquid blast furnace slag　the sensible heat recover　necessity　, Briefly describes the current development situation of blast furnace slag waste heat recovery technology, And focused described　blast furnace slag waste heat recovery　micro-water quenching method。The technology will majority of cooling water　evaporated into middle pressure saturated steam collection, Then the cooling process for hot air circulating , again through the waste heat boiler waste heat recovery , Recyclable heat 257.7 MJ/ tons of iron, comprehensive recovery rate can reach 87% , compared with the traditional slag water quenching process can save water consumption 7~9 /tons of iron.

Keywords: blast furnace slag　utilization of waste heat　micro-water quenching

1 前言

高炉冶炼过程产生的液态炉渣中带有大量的显热，1 t 生铁平均产出炉渣 300~600 kg 以上，液态高炉渣温度在 1 400 ℃以上，高炉炉渣热焓约为 1 700 MJ/t[1]。目前普遍采用水淬的方式粒化并冷却高温液态高炉渣[2]，主要工艺有：底滤法、因巴法、拉萨发、图拉法、明特克法等，水淬后的高炉渣可用作硅酸盐水泥的部分替代品，生产普通硅酸盐水泥。此类方法不仅高炉渣的显热无法回收利用，且造成水资源的大量浪费，严重污染了大气、水和土壤。

液体高炉炉渣焓热量高，回收利用潜力较大，所以一直备受业界人士的关注，由于高炉液体炉渣的物理性质和高炉出渣不连续性，以及炉渣余热回收处理后的炉渣要具有优良的综合利用价值和性能为前提，导致炉渣余热回收困难。目前全国高炉渣热能利用率极低，所谓的利用就是北方企业冬季用高炉冲渣水取暖，由于受到供热区域、流量等条件的限制，以及冲渣水含有大量碱性物质对泵及管道腐蚀等因素，渣热能利用率极低，且春、夏、秋三个季节不能使用。因此，炉渣热能回收利用是十分重要的课题。

2　高炉炉渣余热回收技术的发展概况

2.1　双内冷却滚筒法[3]

日本钢管公司（NKK）将高炉渣倒在两个反向旋转的滚筒之间，被转筒内部循环的热媒工质冷却，然后从热媒介质中回收余热。该方法的主要缺点是必须用刮渣器去除粘在滚筒上的渣膜，该渣膜形成保温层影响热量的传递，导致传热效率的急剧下降，降低了余热回收效率和设备寿命；冷渣以片状形式排出，给后续处理带来麻烦。

日本住友金属和石川岛播磨重工业公司在 1982 年建立了能力为 24 t/h 的滚筒一沸腾床法熔渣余热回收系统。熔渣从中间包流出冲击到旋转滚筒表面上时，被破碎并抛至捕集罐进行一次热回收，渣粒经分离器进入冷却器二次热回收后排出。冷却用空气可以预热到 500 ℃，进行热交换产生蒸汽并发电，空气循环使用。

2.2 风淬法

日本新日铁在名古屋制铁所进行熔融高炉渣风淬法实验，工艺见图 1。高炉熔渣被倒入换热器（也称为风洞），风洞的造粒部分由高速气流粉态化。粒子的大部分与风洞内配置的分散板及风洞内壁相碰撞，下落并被从下部吹入空气冷却，从风洞排出。渣粒由震动筛筛出大颗粒后，装入热粒储存仓，再经过二次热交换器的多段流动床被冷却。排出渣的质量由风洞内渣的冷却速度加以保证，回收风洞及二次热交换器冷却空气的余热用来生产蒸汽和发电。该风淬法高炉渣热回收系统的热回收率＞70%；但由于这一系统的工艺结构复杂成本高，投资回收时间较长，一般约为 5~6 a，制约了其推广和应用。另外，风淬法在粒化过程中动力消耗很大，冷却速度很慢，粒化渣在固结之前容易粘结在设备表面，得到的渣粒直径分布范围宽不利于后续处理。

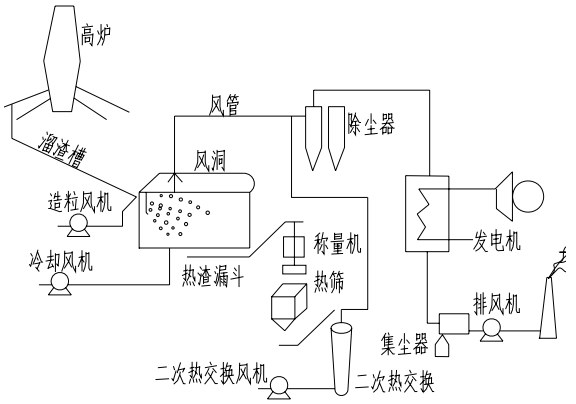


图 1　　风淬法工艺流程示意图

2.3 连铸式余热锅炉熔渣热能回收法

连铸式余热锅炉熔渣热能回收工艺见图2。由渣罐车运来的熔渣倒入渣池，熔渣从供渣嘴连续流到水冷平辊和水冷网辊，然后进入链式输送机；在运输机下部通入冷空气，渣的热量传给冷空气和膜式水冷壁，冷却后的渣在碎渣机中破碎；软化水经轧辊流入水箱，经给水泵压入省煤器，然后进入汽包，饱和水经循环泵压人膜式水冷壁，加热气化后回到汽包；从汽包出来的饱和蒸汽进入过热器，成为过热蒸汽。先固化再粒化的工艺，平板状高温渣的导热率和透气性严重影响渣和空气的换热，影响热回收效率，存在着后续碎渣工序困难、成渣质量差、工序能耗相对加大等问题，因此几乎没有推广应用。

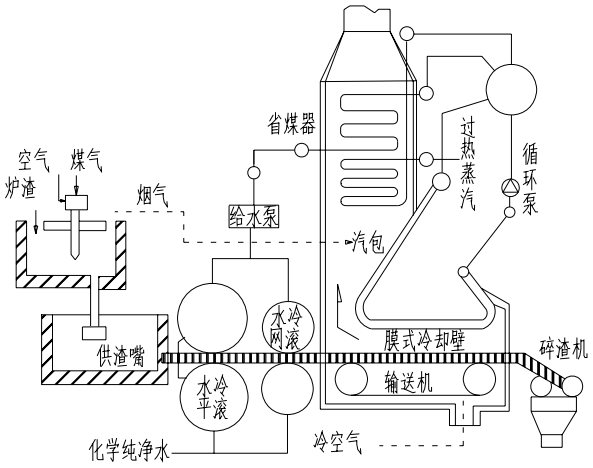


图2　　连铸式工艺流程示意图

2.4 机械搅拌法

川崎制铁将液态渣倒入一个搅拌罐中破碎成＜100 mm的颗粒，通过辐射与围绕搅拌罐的冷却水管换热。渣从初始温度冷却到1 273 K，产生的蒸汽可以达到5×10^6 Pa，723 K，然后用提升机将破碎的渣送人到气一固换热器中，用空气将其进一步冷却到523 K，热空气进入余热锅炉利用。

日本住友金属工业开发的一种机械搅拌造粒装置，熔渣流入造粒装置后，在转动叶片搅拌和挤压的作用下被粒化，并且随着轴的转动被输送到粒化器的外部，水套中的水进行热量的回收。

2.5 离心粒化法[4]

20世纪80年代，英国钢铁公司提赛德实验室和诺丁汉大学机械工程系研制了转杯—流化床（离心粒化）法处理熔渣，见图3。它采用高速旋转的中心略凹的盘子作为粒化器，液渣通过渣槽注入到盘子中心，由转杯破碎成为液滴，液滴在飞行过程中，与空气和床内水管发生导热、对流和辐射，经过冷却成为固态的颗粒。凝固后的炉渣在底部流化床进一步与空气热交换，空气从设备顶部回收。热回收效率达到60％。

Mizuochi等研究了旋转杯用于熔渣粒化的可行性，考察了不同旋转杯形状和不同转速下的熔渣粒化情况。成功地实现了熔渣的干式成粒并显示转杯转速是影响渣粒大小和形态的关键性参数，证明了液态熔渣的干式成粒技术是可行的，但实际应用还存在着操作工艺要求高、机械磨损严重等缺点，为更实际应用带来一定困难。

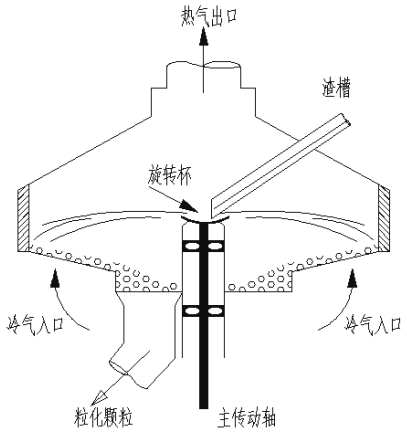


图3　离心粒化法结构示意图

风淬法普遍采用高压、高速的空气作为破碎的介质并提供熔渣破碎的动力，动力消耗很高；机械搅拌法处理熔融炉渣后，渣粒直径大小不均，并且普遍较大，不利于后续的利用，热效率较低；连铸式余热锅炉法是先固化再粒化的工艺，平板状高温渣的导热率和透气性严重影响渣和空气的换热；转筒法处理能力普遍较小，无法和高炉的生产能力相匹配；离心粒化法虽具有单体处理能力大、操作参数少、容易控制等特点，但是占据空间大施工困难，以及同样受到高炉液体炉渣的物理性质困扰。

3　微水淬法渣粒化余热回收技术开发

山东九羊集团有限公司通过总结上述技术的特点，设计出一种新型高炉渣粒化余热回收技术，该技术能够在较大程度上节约水资源的耗用，降低周边环境的污染，能够将绝大多数甚至全部的冷却水变为中压饱和蒸汽得到利用；然后采用风冷工艺获得热循环空气通过余热锅炉再次回收余热。由于继续采用机械破碎和水淬工艺保证了颗粒渣的质量，该技术目前已获得发明专利（专利号为：201210394882.5）和实用新型专利（专利号为：201220525409.1）。

该技术采用的装置（装置结构示意见图 4）主要由溜渣口、液渣斗、速冷腔、星形卸渣轮和风冷腔组成。溜渣口位于该装置的顶部，其进口稍高连接高炉出铁场渣沟，出口稍低位于液渣斗的上方；液渣斗下部连接速冷腔；速冷腔的下部安装星形卸渣轮并连接于底部的风冷腔。速冷腔由上部的粒化轮组部分和下部的水淬部分组成，粒化轮组部分的内部装有两个向外反方向旋转的狼牙棒形滚筒构成的粒化轮，粒化轮的外面为粒化器壁，粒化轮和粒化器壁为空腔水冷结构；粒化轮的传动轴伸出壳体外面连接粒化轮传动组；粒化轮组部分的下方为水淬部分，下部速冷腔外壁两侧正冲粒化轮组部分的落料点方向各安装一排速冷水喷嘴，所有速冷水喷嘴外部均连接于速冷水管，速冷水管通过冷水电控阀连接系统水管。液渣斗的容量根据设备的处理能力及高炉出渣频率确定，要求尽量保证速冷腔的供渣连续性和高炉排渣不能受到制约。喷水量控制在 400 kg/t 铁以内，喷水压力 2~4 MPa，喷水量及喷水压力需根据具体工艺条件作适当调整，其喷水量不宜过多以免影响下一步的热量回收效率，喷水压力根据回收饱和蒸汽压力的 1.15~1.2 倍确定，为确保余热回收效率蒸汽温度一般控制在 200~250 ℃。在速冷腔的两端部设置蒸汽收集口，蒸汽收集口汇集连接到蒸汽管道，由于该蒸汽含有灰尘等微量元素，其蒸汽管道不建议直接连接到蒸汽管网，需要通过蒸汽换热器后加

以利用。

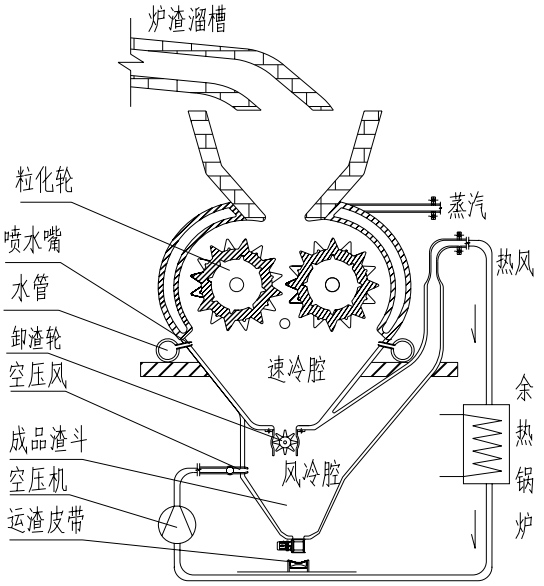


图 4　微水淬法结构示意图

当高炉打开渣沟放渣时，同时开启粒化轮传动组使粒化轮组部分开始工作，经过一段延时后（液体渣流到粒化轮组部分时）喷水电控阀打开。液体渣经过高速旋转的粒化轮传动组进行初步破碎成为颗粒状，沿粒化器壁下落，渣粒被冷却水喷在表面后因渣粒内外温差作用产生爆破而进一步粒化，同时喷在渣粒上的水滴受热后蒸发成为蒸汽，并带走部分焓热。粒化完成的渣粒堆落在速冷腔的底部，此时打开卸渣电机电源，渣粒通过星形卸渣轮进入风冷腔；蒸汽通过速冷腔的两端部蒸汽收集口进入蒸汽管道后连接到蒸汽系统。粒化轮和喷水电磁阀的运行要与液渣进入装置配合，即液渣未进入装置时粒化轮停止转动或降低运转速度，喷水电磁阀关闭，降低运行能耗，避免降低蒸汽温度。渣粒在速冷腔底部作短暂停留后进入风冷腔，此时的渣粒温度在 700~750 ℃，热焓约 863 kJ/kg 渣左右，通过安装在风冷腔腔壁上的压缩风喷嘴对渣粒进行吹风，得到进一步的冷却后的渣粒落入成品渣斗，渣粒在成品渣斗内存放一段时间热量得到充分散发；然后打开卸渣阀，冷却后的成品渣粒通过运渣皮带运往下一道生产工序。风冷腔产生的热风通过风冷腔顶部的锥形管道进入系统热风管道，热风中夹带的细小渣粒在锥形管道中由于重力的作用与管壁碰撞后下落至成品渣斗。热风通过热风管道进入换热器交换热量后返回到空气压缩机加压后再次进入下一道循环程序。空气压缩机的启停与卸渣电机配合，即没有热渣进入风冷腔时，可停止空气压缩机。

该技术回收高炉炉渣热焓分两步进行，首先通过机械破碎及控制给水量水淬产生 250 ℃以内的饱和蒸汽，吨铁可回收热量 335 MJ 左右，在节约新水耗用的同时避免了冲渣水及水蒸气对周边环境污染；其次，通过余热锅炉回收 150 ℃的热量，吨铁可回收热量 258 MJ 左右，综合回收率可达到 87%。如果适当降低回收率，可以第二部余热锅炉的余热回收温度。

4　结语

微水淬法渣粒化余热回收技术具有以下有点：1）与传统的水淬工艺相比吨渣可节约耗水 7~9 t。2）与其他余热回收技术相比，由于速冷部分保留了水淬工艺，其成渣产品用于建材原料与传统工艺生产的成渣产品各种结构成分完全相同，不影响后续加工；3）装置上部的渣斗缓冲了高炉生产中的不连续性。4）通过两次余热回收，吨铁可回收热量 257.7 MJ，综合回收率可达到 87%。5）工艺相对简单，磨损系数减少。虽然该技术目前还处于开发试验阶段，某些细微结构上还有待于进一步推敲改进，操作工艺有待于进一步的掌握，但是由于该技术掌握了高炉炉渣余热回收技术的核心切入点，因此具有广泛推广应用的发展潜力。

参考文献：

[1] 王晓曦 邹汉伟 液态渣显热回收技术现状及前景分析［J］.铁合金，2007（5）：34-36.
[2] 张西鹏、周守航.高炉炉渣显热回收前景分析[C].第七届中国钢铁年会论文集.2009.
[3] 沈成孝.滚筒法渣处理技术的现状及发展［J］.冶金设备,2003(03)：1~3，9

[4] 闫兆民、周扬民、杨志远,等.离心粒化理论与设备[C].第十一届全国 MOCVD 学术会议论文集.2010.

高温空气预热器在高温余热利用领域的应用分析

金延超　崔建波　于国庆
（青岛德固特节能装备股份有限公司，青岛，266300）

摘要：我国有90%的一次能源来自化石能源的燃烧，而现有的燃烧产生的高温烟气往往采用喷水降温或利用在线锅炉等形式将烟气降低到可以接受的温度再进行能量回收利用。本文介绍了高温空气预热器技术，该技术可以将高温烟气中热量回收再利用的产品，其优势直接的体现为节省燃料消耗、提高产品收率、降低后续工艺设备负荷，并将余热回收的温度范围扩大到最大。

关键词：高温余热利用空气预热器高温材料

1. 产业背景

中国是一次能源的消耗大国，居世界第一位。在中国的一次能源消费结构中，煤炭能源占一次能源消费的 67%，石油能源占 17%，天然气占 6%，换言之，我国化石能源消费占一次能源总消费的90%。中国资源状况决定了中国的能源结构，因此，可以肯定在很长一段时间内化石能源在中国能源结构中仍将占据非常重要的地位。然而，化石能源造成的环境污染日益严重、能源利用效率低、大量余热浪费，越来越受到人们的关注，如何改变化石能源燃烧污染严重的现状、如何提高能源利用效率、如何更有效的回收化石能源燃烧产生的余热、如何更加清洁高效的利用化石能源等问题越来越受到人们的重视，我国也将节能环保列入的国家重点发展政策，在这些有利的条件推动下，我们可以清晰的看到节能产业迎来了蓬勃的发展，并且可以预测在至少近十年内政策和资本市场将继续推动该产业的进一步发展。

与此同时，在环保节能政策的刺激下，新型能源诸如垃圾焚烧、污泥焚烧等飞速发展，与化石能源燃烧相同，都提出了高效率燃烧、余热高效回收利用的要求。化石能源以及新型能源燃烧产生的余热的高效回收利用是节能环保的关键，而空气预热器作为提供高温燃烧空气的余热回收设备又是众多余热回收设备中的关键，空气预热器预热燃烧空气温度的高低直接决定了燃烧效率和能源消耗，因此，提高空气预热温度、引入高温或超高温空气预热器的经济效益和环保功能直接而显著。

当前的许多行业缺乏烟气高温段热量回收装置，只能采用喷水降温、加装在线余热锅炉等形式将烟气降低到可以接受的温度再进行能量的回收利用，不利于生产线整体的能量循环回收利用。

另一方面，高温烟气产生的过程中使用的大量工艺空气在反应之初需要吸收大量的热量，如果这个过程在反应炉内进行则势必会增加原料的消耗量，同时，需要的助燃空气量也会增加。如果在工艺空气进入反应炉之前就借助高温烟气的热量将其预热到比较理想的温度则可以节省这部分燃料的消耗。

2. 设备介绍

我公司作为专业的燃烧与传热解决方案供应商，具有丰富的高温换热设备研发生产经验，产品在诸多领域得到广泛应用并取得良好效果。2012 年公司成功研发了世界上首台 950℃超高温列管换热器，并于 2013 年获得国内首台套 950℃超高温列管换热器的荣誉称号。在长期的节能设备生产过程中，我公司积累了大量的高温、高效换热器的设计经验和生产技术，为诸多燃烧产业企业降低生产成本，给企业带来可观的经济效益的同时更符合了节能减排的大趋势。

2.1 伸缩结构吸收热变形膨胀

对于高温设备在设计制造之初就必须考虑的一个问题就是当运行工况发生变化时，如何保证设备的各部件的热膨胀变化可以有效的被分解吸收而不会产生有害形变对设备造成损伤。对于高温、超高温空气预热器由于大幅度的提高了热媒气体的入口温度，使得换热管和壳体间产生了更大的温差从而导致热形变差增大，同时，当设备开停车时，换热结构的热膨胀变化也更加巨大，所以要添加适当的结构来消化分解这些热力形变，这也是制约当前换热设备运行温度的一个重要因素。

为了应对这一难题，我公司研发制造的高温空气预热器通过在每根换热管上加装单管补偿器的

方式来分解、吸收、存储以及释放因工况变化带来的热力形变以及管壳间的热力膨胀差，避免了这些形变因得不到释放而产生不同方向的应力而最终发生有害形变对设备造成损伤。对于高温换热设备还需要特别的注意各部分受热的均匀，为此我们还设计了环隙进出风结构，在优化换热的同时有效的避免设备临近结构受热不均的问题，减少了高温状态下设备损坏的可能，提高了设备运行的稳定性和可靠性。（见图 2.1）

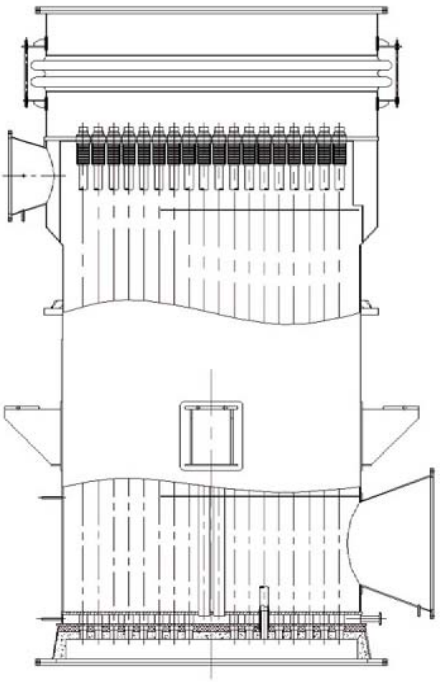


图 2.1 空气预热器单管补偿器及环向进出风结构示意图

2.2 冷风保护系统防止设备的高温损害

对于高温空气预热器为了取得更好的换热效果往往采用换热介质逆流换热的形式，这样一来热气体入口和空气出口两个高温部位恰好临近，因而会导致高温热应力的叠加，这将对高温气体入口处的管板结构将造成极大的考验。

为了应对这一问题，我公司生产的高温空气预热器在保证较好换热效果的同时研发设计了冷风保护系统（见图 2.2），从需要预热的空气中分流出一部分冷空气引入到高温管板结构处对其进行冷却，有效降低管板结构的温度从而形成对管板结构的保护。同时，为了进一步提高管板结构的稳定性，我们还设计了双管板结构，防止设备垂直使用时热应力和重力的叠加对管板结构造成损害。

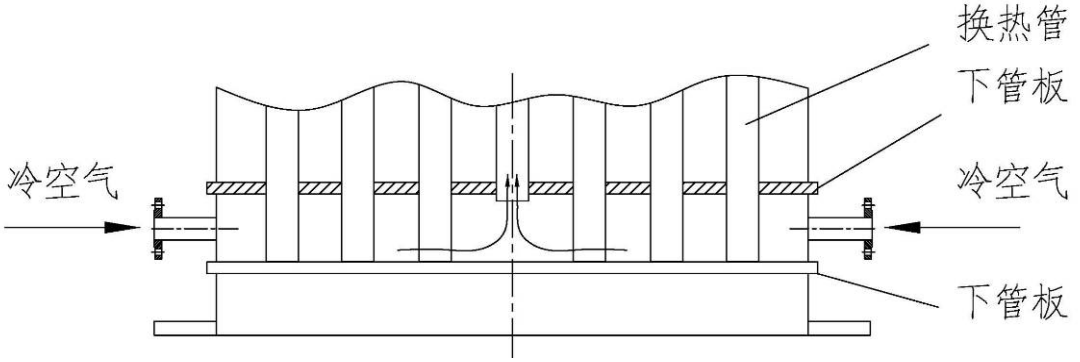


图 2.2 冷风保护系统结构示意图

2.3 新材料，换热温度新极限

在较高温度下，温度的进一步提高将会对材料的相关性能有越来越严苛的要求，对设备的稳定性等方面带来更多的不可控因素，因而这也成为制约换热设备工作温度的主要原因。

长期以来，我公司致力于高温高效换热设备的研发制造，生产的产品在诸多领域等到的广泛的实践应用，通过对客户使用情况的持续跟踪分析，形成了一整套的高温换热设备研制、生产、应用

经验，这其中很宝贵的一部分就是耐高温材料的特性和使用经验。为了保证空气预热器在高温工况下可以稳定运行，我公司尝试使用了大量的新型耐高温材料，并根据实际应用效果不断的改进、调整设计，经过长时间的积累对耐高温材料的相关使用性能逐渐形成了比较清晰的认识，因而可以在高温换热器的研发制造过程中选用合适的耐高温材料，在保证运行可靠性的同时不断突破换热温度新极限。

3. 效益分析

高温空气预热器技术突破了传统空气预热器仅能将空气加热到 200~300℃的限制，可以广泛的应用于炭黑生产、工业窑炉、煤气发生炉、各类燃烧炉等存在燃烧反应的工业生产过程特别是需要在燃烧过程中生产产品的相关产业。

高温空气预热器扩大了余热利用的温度范围，优化热量回收利用的结构，提供能量综合利用率。随着燃烧空气温度的提高，可以在相同的燃料消耗率下获得更高的反应温度，优化炉内反应，提高产品的产量和出率。在相同的反应温度时，由于输入的燃烧空气携带的热量更高，其消耗的燃料就会越少，有空气携带入的氮气等无用气体的量也相应的减少，有效的提高了烟气中有用的成分含量。

相比较于传统的以急冷水或在线余热锅炉回收余热的方法，采用高温空气预热器进行余热回收可以节省大量的水资源，也有效的避免了加入急冷水后因烟气中加入大量的水分而增加了下游设备的处理负荷。相较而言，采用空气回收的热量直接输入到工艺系统中，而使用在线余热锅炉的方式收集余热在能量转换过程中会有大量的热量散失，造成不必要的浪费。

以煤制气工艺空气预热器为例，使用高温空气预热器回收高温煤气中的显热，提高了生产线能量的利用率，降低了煤气生产的成本。而且，提高工艺空气的预热温度还会对煤气品质有较大的提升。具体体现在煤气的热值高、碳转化效率高。

通过提高工艺空气的预热温度，进而提高工艺空气的热携带量，提高反应炉的温度，加速燃烧反应速率，提高反应的气化温度，促进碳与气化剂的气化反应，使得煤气化过程得到改善，增加煤的气化效率和碳转化率（见图 3.1）。

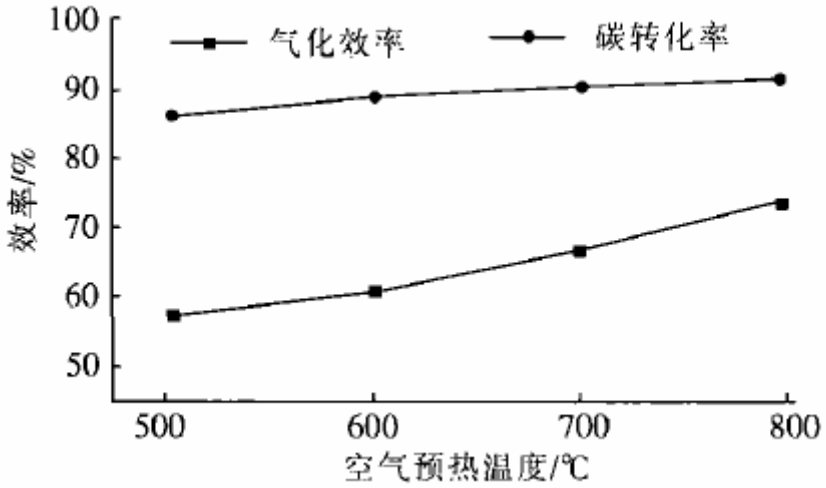


图 3.1 空气预热温度对气化效率和碳转化率的影响

同时，在不改变气化温度的条件下来分析，由于工艺空气预热温度增加，带入反应炉更多的热量，减少了加热过程所需的热量，减少了该过程需要消耗的煤炭量和助燃空气量，从而减少了空气消耗量，使空气煤比下降，进而减少了氮气的带入量，使得煤气中可燃组分的相对含量增加（见图 3.2），有效提高产气的热值和品质。

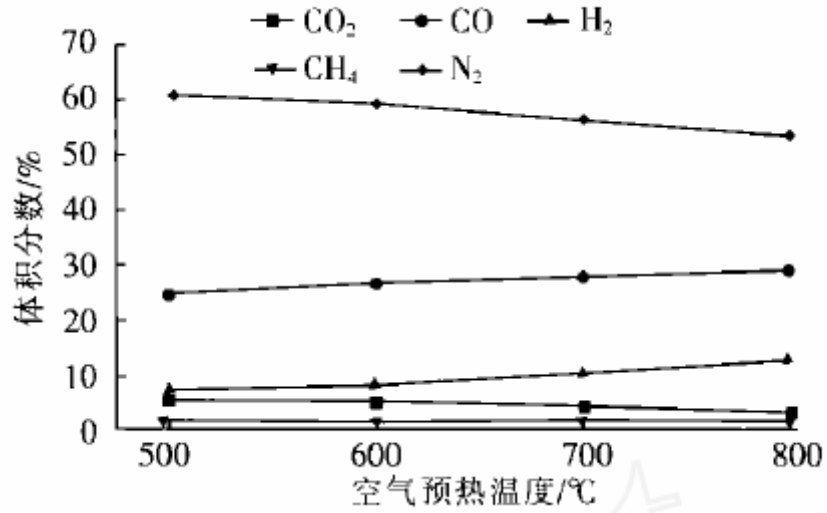


图 3.2 空气预热温度对煤气组成的影响

4. 结论

高温空气预热器为诸多行业提供了余热回收利用的新思路和新效益前景，在能源日趋紧张，企业竞争愈演愈烈的今天，谁率先突破了现有工艺余热回收利用的制约，谁就抢占了竞争力的制高点。作为高温余热利用领域关键设备的高温空气预热器，其不断的技术革新也将不断助推能源余热利用的不断变革，余热综合利用效率的不断提升，为企业为行业创造更多的价值。

河钢邯钢 5、6#焦炉荒煤气余热回收技术的应用总结

韩培　马庆磊　邵有辉
（常州江南冶金科技有限公司　江苏　常州　213125）

摘要：河钢邯钢焦化厂 5、6#焦炉荒煤气余热利用工程由常州江南冶金科技有限公司研发制造、河钢邯钢焦化厂和河钢邯钢设计院共同完成，具有完全的自主知识产权，5、6#炉上升管余热利用系统分别于 2015 年 11 月 15 日、12 月 15 日一次性投产成功，投产后，项目的各项技术经济指标均达到了设计要求，吨焦回收饱和蒸汽约 100Kg，经济效益、环境效益和社会效益显著，这是荒煤气上升管技术在大型焦炉上的首次工业化应用，具有里程碑意义。

关键词：上升管　余热利用　节能　荒煤气

1、前言

从炼焦生产过程热平衡分布看，热损失由 4 部分组成：

从焦炉炭化室推出的 950～1050℃红焦带出的显热（高温余热），占焦炉支出热的 37%；

650～750℃焦炉荒煤气带出热（中温显热），占焦炉支出热的 36%；

180～230℃焦炉烟道废气带出热（低温余热），占焦炉支出热的 17%；

炉体表面热损失占焦炉支出热的 10%。

红焦显热的高温余热，从上世纪末期就已通过干熄焦技术“CDQ”予以回收利用；

废气余热是低温余热，通过热管技术、煤调湿或煤干燥加以回收，是近十年来的事；

炉体表面散热；炉体用海泡石保温、炉顶装煤孔盖节能炉盖，减少散热。

中温显热的余热利用技术一直没有得到应用，常州江南冶金科技有限公司经过多年研发和试验，找到突破口，并在三钢 4.3 米焦炉初步应用的基础上，进一步改进，并申请了多项国家发明和实用新型专利，在邯钢焦化 6 米大型焦炉上的首次工业化应用成功。

2、项目简介

河钢邯钢焦化厂现有焦炉六座，其中，58 型 42 孔焦炉 1 座，JN43-80 型 42 孔焦炉两座、45 孔焦炉一座，5、6#焦炉为 JN60-6 型 45 孔焦炉。为降低焦化厂能耗，2015 年在 5、6#焦炉建设了上升管余热利用装置一套，5、6#炉上升管余热利用系统，共将原有 90 个上升管全部更换成常州江南冶金科技研发的上升管换热器，同时建立一套汽水系统和电气控制系统，整个系统监控全部纳入 2#干熄焦中控室集中监控。设计改造后达到产生 0.6MPa 的饱和蒸汽，90-100KG/吨焦，同时环保达到达标要求。两座焦炉分别于 2015 年 11 月 15 日、12 月 15 日一次性投产成功，蒸汽并入河钢邯钢蒸汽管网供用户使用。

3、关键技术

3.1 上升管换热器装置

作为余热系统的核心设备，上升管余热回收换热装置由内、中、外三部分组成，由内至外分别是内壁、套管换热器、外壁，如图 1 所示。

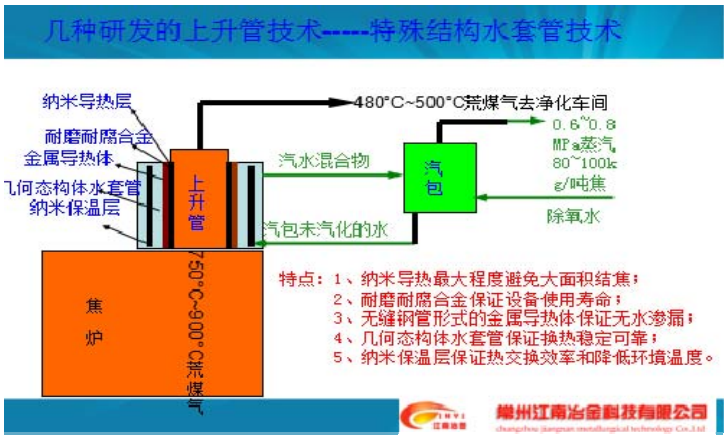


图 1 上升管余热回收换热装置结构图

换热器内壁由从内到外分别为纳米导热层、耐高温耐腐蚀合金、金属导热体三部分组成，纳米导热层既可以保证上升管筒体内壁表面的光滑平整，又能将热量快速的向外传递，防止内壁温度持续偏高导致大面积结焦现象的发生；纳米导热层是喷涂在一种耐高温耐腐蚀合金上面，这种合金采用高温抗腐蚀材质，具有较好的抗氧化、渗碳、渗氮特性，可以很好的适应上升管内部这种长期高温及复杂物理化学腐蚀环境，从而有效延长换热器的使用寿命；内壁最外一层为金属导热体，这种导热体的特点就是无缝钢管结构，可以将荒煤气的热量快速传递给中间层的水套管换热器，最大限度的降低内壁温度负荷，减轻设备腐蚀，同时其无缝结构，最大限度的保证了水的泄露。

处于套筒中间层位置的套管换热器是余热换热系统的关键部件，是常州江南冶金科技有限公司自身研发的特殊几何态构体结构，除氧水在通过中间夹层过程中与高温荒煤气进行热交换，荒煤气温度由 750℃被冷却至 450-500℃左右，除氧水最后以气液混合物的形式进入汽包进行分离。

热交换器外壁从内到外由换热器套筒外壁、纳米保温层及不锈钢保护套三部分构成，纳米保温层采用特殊保温材料，不但可以提高热交换效率，而且可以有效控制热量向外扩散，从而显著改善原有上升管存在的表面温度过高的问题；最外一层采用的是不锈钢保护套，起到对中间层核心换热装置保护的作用。延长设备的使用寿命。

此种换热器结构形式不同以往任何换热装置，克服了以往换热装置的弊病。换热装置的专利结构形式消除了周期性热应力破坏情况，并且充分考虑了焦炉生产过程中的热量急剧变化所带来的热振现象，中间层和外层保护层的膨胀节结构最大限度的消除了热振应力。

3.2、上升管换热器装置防漏防堵问题的解决方案

上升管换热器装置针对上升管套筒可能发生漏水、内壁结挂大量焦油、使用寿命及换热效果等关键问题进行了技术上的改进与创新，主要有以下几个方面：

3.2.1 上升管筒体漏水问题的解决方案

a、 整个换热器为一个整体结构的无缝钢管，内筒内壁为纳米导热层，耐腐蚀耐热，是防止漏水的第一层保护。

b、在纳米导热层的外侧是耐腐蚀耐高温的合金材料，采用自有专利技术的特殊材料，经过 2600℃以上高温熔化成型的一种无缝管结构型式，是防止漏水的第二层保护。

c、在合金材料层的外侧是金属导热体材料，也就是无缝钢管，采用自有专利技术的几何态构体的特殊结构，是防止漏水的第三层保护。

水-汽换热在封闭空间内进行，封闭空间在上升管内筒外侧，经过三层保护，水汽不会渗漏至炭化室。

3.2.2、上升管内筒过量结焦问题的解决方案

a、新上升管换热器的内壁采用耐高温进口纳米导热材料，耐热温度为 1800℃，经过 500℃的高温后内表面形成均匀光滑而又坚固的釉面，无死角，不易造成结焦，即使结焦也不易附着，易于清除。

b、通过进水流量的控制，一定程度上控制了上升管的进出口温度差，从而尽可能的减少了内壁的结焦。采用科学的换热选型和设计，合理的导热系数的选择，减缓石墨的形成、焦油及其他成分的附积。

C、对荒煤气出口温度的调节控制（大量荒煤气存在的情况下出口温度不小于 450° C），防止了焦油的凝析和附吸。

1、改造应用效果

三钢焦化的上升管荒煤气余热利用改造从2014年3月到现在超过2年半的时间，安全可靠，没有出现漏水或者结焦等问题，产汽量以及运行的各种数据均达到预期设计要求，得到了业主的认可与好评。

河钢邯钢焦化厂5、6#焦炉荒煤气余热利用工程分别于2015年11月15日、12月15日一次性投产成功运行将近1年，蒸汽并入河钢邯钢蒸汽管网供用户使用。投产后，项目的各项技术经济指标达到了设计要求，吨焦回收饱和蒸汽约100Kg，经折算，该项目运行每年可回收压力0.6MPa的饱和蒸汽9.08万t，扣除自耗电外，折合节约标煤0.857万吨，年减排CO22.26万吨，环境效益和社会效益显著，这是焦炉上升管余热回收技术在大型焦炉上的首次工业化应用，具有里程碑意义。

为摸清新上升管的换热情况，使用测温枪对新旧上升管的外壁进行了测量，测量温度情况见表1。

表1：上升管温度情况对比表

上升管类型	炉号	上段	下段
新上升管	1	40	51
	6	57	71
	11	54	76
	16	55	75
旧上升管	36	243	276
	41	244	263
	46	279	295
	51	270	294
	56	229	329

此次测量，测温点均在上升管上下两截筒体的中间位置，旧上升管筒体外壁的温度均在200℃以上，新筒体外壁温度由上升管下段底部的100℃左右向上逐渐降低至上段顶部40-50℃，从外壁温度对比看，换热效果良好。

通过上升管余热回收装置对荒煤气的“预冷却”，有效降低了气态焦油及轻苯等化产品的裂解，提高化产品产率，2016年焦油、轻苯及硫酸铵收率与2015年对比见表。

表2：2015年和2016年1-6月份同期化产品收率比照表

项目		化产品名称											
		焦油						轻苯					
月份		1月	2月	3月	4月	5月	6月	1月	2月	3月	4月	5月	6月
2015年		3.11	3.08	3.02	3.19	3.19	3.11	0.77	0.81	0.70	0.75	0.78	0.75
2016年		3.06	3.33	3.17	3.31	3.25	3.13	0.77	0.85	0.80	0.76	0.8	0.77
收率变化	月度	-0.05	0.25	0.15	0.12	0.06	0.02	0	0.04	0.10	0.01	0.02	0.02
	平均	0.09						0.03					

由上表可见自余热系统投用以来，焦油、轻苯化产品同期收率均有较大提升，其中焦油收率提升明显，2月份收率提高0.25%，平均收率提高0.09%。

另外，由于上升管余热系统对荒煤气的“预冷却”作用，循环氨水喷洒量可减少10-20%，循环氨水泵电机节约功率减少约20-30%。

2016年6月底，邯钢集团和常州江南冶金公司在邯钢现场召开专家鉴定会，来自国内数十家钢铁、焦化企业和科研院所的代表参加了会议。与会代表一致认为，邯钢现场应用的焦炉上升管余热回收技术具有取热充分、可靠性高、安全性强等优点，代表了国内领先水平，在焦化行业具有广阔的推广前景。

2016年3月至5，常州江南冶金科技有限公司利用新研发的第五代的上升管换热器在邯钢邯宝焦化7米焦炉进行试验，并取得了成功。

4、前景展望

邯钢5、6#焦炉上升管余热回收项目作为全国焦化行业第一家大规模正式投入使用的荒煤气回

收系统，是焦化行业在绿色环保、节能减排工作方面的一次大胆尝试，也体现了邯钢集团对环保工作的高度重视和职责担当，在焦化行业值得推广。此后，常州江南冶金科技有限公司分别与安阳钢铁股份有限公司签订了 7、8#6 米焦炉的荒煤气余热改造合同，并正在执行中。同时常州江南冶金科技有限公司分别与邯钢邯宝焦化签订了 1、2、3、4#7 米焦炉的荒煤气余热改造合同，并正在执行中。

炼焦荒煤气余热回收利用的经济效益十分显著，理论中试数据和三钢、邯钢实际使用数据表明：每生产 1 吨红焦的高温荒煤气余热回收后能产生 0.075-0.11 吨 0.6 兆帕蒸汽（焦炉型号不同，产汽量不同）。到 2020 年，以 2015 年全国机焦产量为 4.48 亿吨基数，如果有 50%的焦炉进行了上升管余热回收利用的话，即 2.24 亿吨焦炭产量，平均按照吨焦产生 0.089 吨 0.6MPa 的饱和蒸汽，扣除自耗电后，折合标煤约 185 万吨，年减排 CO2 488 万吨。

5、结语

现全国焦化行业共有焦化厂约 603 家，全国共有大约 1409 台焦炉需要改造。按照 2015 年全国焦炭产能 4.48 亿吨计算，按照每 100 万吨产能的焦炉平均改造费用 2000 万-2500 万元计，市场规模约 90 亿-110 亿元，由此可见，该项目的发展前景是非常好的，值得在行业内推广使用，而且系列延伸产品也是值得期待的。

基于智慧城市的供热系统余热利用优化研究

李金霞　任继德　张培华
（山西大学 自动化系[1]，山西 太原 030013；山西平朔煤矸石发电有限公司[2]，山西 朔州 036800）

摘要：随着自动化技术、计算机技术、互联网技术的不断发展，智慧城市供热系统余热利用优化研究将成为集中供热系统的重要研究方向。本文针对某 300MW 直接空冷发电机组进行了低真空循环水供热技术优化设计，省去中间换热站直接将热源加热的热网供水送至各个用热区域，并在其供水管路上安装增压水泵和节流阀并设置温度、流量和压力测点等。引入智慧城市物联网技术对整个供热系统进行全面感知，通过智能控制算法对供热管路上的水泵和节流阀进行快速精确的控制，提高供热系统的一次换热效率，使得余热利用更加充分，实现节能降耗。

关键词：智慧城市；余热利用；物联网；节能降耗

Optimization of waste heat utilization in heating system based on Smart City

LIjin-xia　RENji-de　ZHANG Pei hua
（Department of Automation, Shanxi University[1], Taiyuan 030013,China; Shanxi Pingshuo Coal Gangue Power Generation Co. Ltd. [2],Shanxi Shuozhou 036800)

Abstract: With the continuous development of automation technology, computer technology, Internet technology, the smart city heating system waste heat utilization optimization research will become an important research direction of the central heating system. In this paper, a 300MW direct air cooling unit was carried out to optimize the technology of low vacuum circulating water heating technology,eliminating the intermediate heat exchanger station directly to the heating network water source heating with heat to send to each region,and the water supply pipeline installed in the booster pump and throttle valve and set the temperature, flow and pressure measurement points, etc.The introduction of smart city Internet of things technology to conduct a comprehensive perception of the entire heating system,through the intelligent control algorithm for the heating pipe on the water pump and throttle valve for rapid and accurate control,Increase the heat transfer efficiency of the heating system,make use of waste heat more fully and achieve energy saving and consumption reduction.

Key words:smart city; surplus heat utilization; the Internet of things; Energy Saving

1 引言

对于北方地区城市冬季供热需求的不断增加，对热源供热能力和供热量的要求也不断增加。在当前不可再生能源紧张，节约能源，降低供热成本，提高经济效益是摆在供热机组面前的一项重要任务[1-3]。为了解决由于城市化建设进程加快带来的集中供热剧增的问题，城市需要在多层面实现可持续性，发展智慧城市，以应对多方挑战。针对以上原因，深入研究智慧城市的供热机组余热利用尤为重要，不仅为实现城市可持续发展具有重要意义也对建设智慧城市做出巨大贡献。汽轮机运行过程中产生的热量和汽轮机排汽中的热量靠循环水带到空冷岛散热，大量余热白白浪费，其中凝汽器的冷源损失最大，约占总热损失的 60%。本文针对某 300MW 直接空冷发电机组进行了低真空循环水供热技术优化设计，更加充分的利用汽轮机的排汽余热，提高经济效益，实现节能降耗。

2 电厂城市供热余热利用技术简述

直接空冷发电机组由于其适应的背压范围广，最高允许运行背压可达 60kPa，完全涵盖了低真空供热要求的运行背压。低真空循环水供热系统如图 2.1 所示。

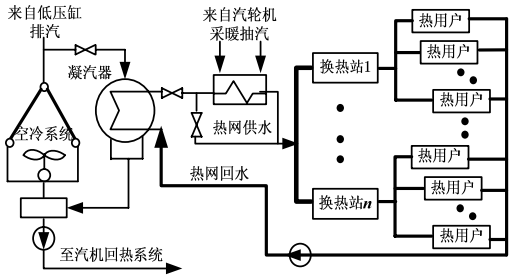


图 2.1 直接空冷发电机组低真空供热系统图

汽轮机低真空供热技术就是，降低汽轮机凝汽器的真空度，提高汽轮机的排汽温度，在初寒和末寒供热期，外界所需的供热温度不高，一般供水温度不超过 70℃，此期间完全由汽轮机排出的乏汽对热网循环水进行加热到所需的供热温度，送至热网完成对外供热。在深冬供热期，外界热负荷增加，所需的供热温度升高，当供热温度超过汽轮机排汽所能加热到的最高供热温度之后，还须采用采暖抽汽对其进行二次加热，达到外界所需的供热温度，满足供热要求。目前，采用该技术凝汽式汽轮机组的真空度最低约为-0.05MP，排汽温度一般为 80℃，该工况下循环水温度为 50～60℃，符合供热所需要的温度。在采暖期，采用高背压运行的方式，并增设热网循环水管道切换系统。非供暖期将汽轮机低压转子及相应部件更换为纯凝转子，使汽轮机在原设计背压下运行。

3 智慧城市供热系统余热利用优化技术研究

智慧城市以信息技术的人工智能和人的智慧为重要手段，它可以被认为是城市信息化的高级阶段。物联网是智慧城市的重要标志，它的核心和基础仍然是互联网，把任何物体与互联网相连接，进行信息交换和通信，以实现对物体的智能化识别、定位、跟踪、监控和管理。

通过互联网把智慧城市供热系统中的供回水温度、供回水压力流量、室外和室内温度以及热用户各供水管道泵、压力计、流量计和温度表等智能化传感器连接起来，形成物联网，实现对整个供暖系统的全面感知，利用云计算等技术对感知信息进行智能处理和分析，实现网上“智慧城市”与物联网的融合，并发出指令，对供热各个分支上的管道泵及节流阀作出智能化的响应和决策，使城市供热系统变成真正拥有智慧的系统。

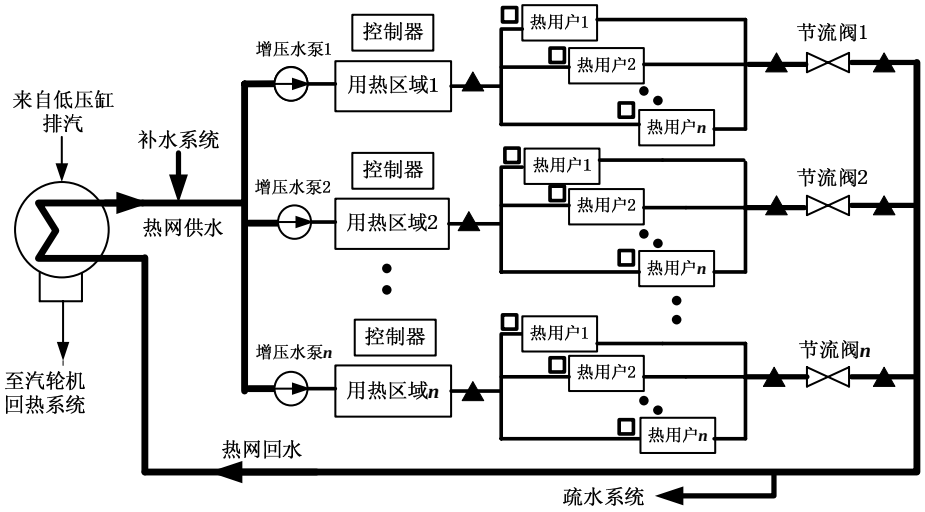


图 3.1 改造后的供热方案

3.1 改造后供热方案技术简介

通过对机组及供热机理研究，决定对传统供热机组余热利用的供热方案进行优化改造。改造后的供热方案如图 3.1 所示。

利用汽轮机排汽余热加热的热网水，不经中间各个换热站直接送往各个用热区域及各个热用户，以减少在换热站的热量损失，提高热效率。在各个用热区域和热用户的管路上均安装有增压水泵和节流阀，使得热网水能够安全可靠的送达。为了能够更精确的控制到达各个热用户的供热水的温度、流量和压力等，引入智慧城市物联网技术，将各个管道泵、管路上的压力、流量和温度等测点接入

物联网再送入监控管理中心，使得工作人员可以随时对各个水泵进行监测和控制，做到更加快速、精确地控制，提高一次换热效率，使得余热更加充分的利用。

3.2 供热系统智能控制研究

本次供热机组余热优化研究方案的主要创新点是，将智慧城市物联网技术即新一代 IT 技术充分运用于汽轮机余热供热自控系统中，把各类感应器嵌入和装备到温度表、压力表、流量表、管道泵及节流阀等物体中，然后将“物联网”与现有的互联网整合起来，实现社会资源与物理系统的整合，在这个整合的网络当中，存在能力超级强大的中心计算机群，能够对整合网络内的人员、机器、设备和基础设施实施实时的管理和控制，在此基础上，人们可以以更加精细和动态的方式管理生产和生活，达到“智慧”状态，提高能源利用率。

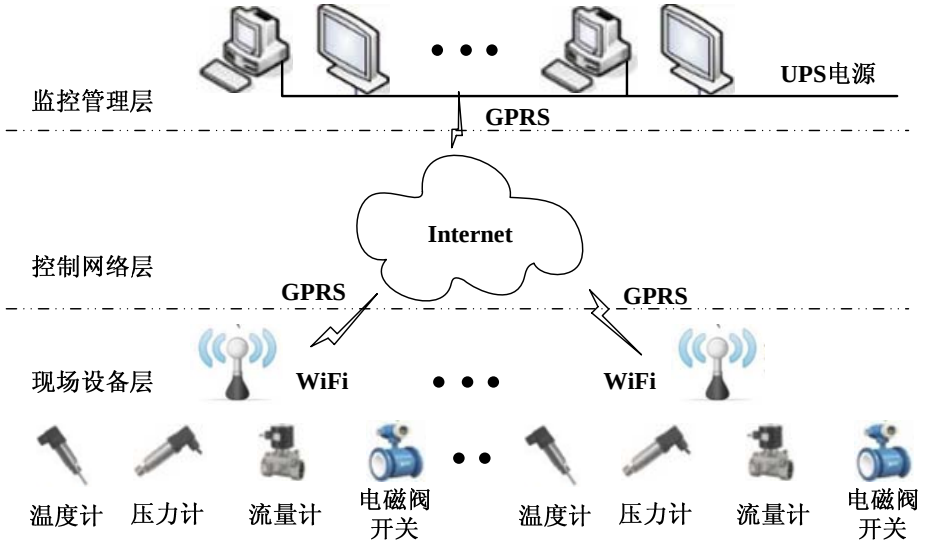


图 3.2 智慧城市物联网智能控制系统图

（1）现场设备层。在供热系统中的现场设备级中，在各个分支管路上加装温度、压力、流量、及管道泵电磁阀开关等测点通过温度计、压力表和流量表等进行监测，并将特有的感应器嵌入这些仪表中，并实现上传至物联网系统中。安装 WiFi 收发器，使得电量表、压力表、水流量和温度计等均能与智慧城市物联网智能控制系统通过 Internet 网络实现通讯。

（2）控制网络层。现场设备和监控中心之间的通讯依靠控制网络层的 Internet，它可以将现场设备的信息输送至监控管理中心，也能将监控管理中心下达的控制指令输

出到现场设备中，实现远程访问。例如，在供热系统中，在各个分支路上的温度表、压力表及流量计中采集温度、压力及流量反馈信号，在控制系统中根据相对应的智能控制策略发出调节指令，调节各个分支路上的管路泵和节流阀。其中管路泵和节流阀相互协调动作，使得供水和回水压力达到或接近最佳值，即使在热用户为三十米高的楼层的情况下，也能实现安全可靠的供热。

（3）监控管理层。供热控制系统配置有工控机、UPS 电源和显示屏等，在工控机上对整个供热系统进行硬件、软件和监控画面等的组态，编写运行程序并进行调试。所有需要监控的仪表信息均组态至监控画面中，该系统每隔一秒自动刷新一次，工作人员可以通过监控画面来对各个分支管路上的温度、压力及流量等进行在线实时的监控。

（4）智慧城市智能控制系统。物联网系统将充分应用于各家各户，每个热用户均有一个小型触摸屏控制器，用来调节室内温度。温度感应器能够准确识别外界和室内的环境温度并能快速的反应至监控系统中，控制系统迅速发出调节指令，实现最优控制，使得余热充分利用。人们也可以通过手机连入 WiFi 之后，对室内温度进行调节。例如，用户客厅需要的温度为 20℃，储物间需要的温度为 10℃等均可使用手机来进行设定温度并发出调节指令，使得人们生活更加智能与便捷。同时，智慧城市物联网技术也有检测功能，人们可以通过手机随时随地检测并显示各个房间的温度，以便进行实时提前调节。在回家洗澡之前能够先用手机将浴室温度设定至 30℃，回到家之后可立即进入浴室。

（5）故障诊断及安全保护系统。智慧城市物联网能够按约定的协议，把任何物体与互联网相连接，进行信息交换和通信，以实现对物体的智能化识别、监控和管理。在整个智能化供热控制系统中，系统安全尤为重要。除了系统固有的旁路供热系统即主管路出现故障时，切换至旁路继续供热，

还需在主管路上安装测量装置。例如，系统监测到供热区域主管路上增压水泵的电流发生变化，可能出现管路漏水情况，应立即切换至旁路供热将该管路泵进行停泵检修。

另外，智慧城市物联网还有 GPRS 全球定位功能，能够准确定位测量检测仪表的具体位置。将引入智慧城市物联网控制系统中的各个测点均设置有故障诊断信号，如果某一设备发生故障，监控管理控制中心不仅能够接受到此故障信号并进行处理，而且能够准确定位到该设备的具体位置，处于哪个区域的哪个热用户，并及时对该测量仪器进行检修处理。

3.3 供热方案能耗对比

以某 300MW 直接空冷凝汽式机组，供热面积 700 万 ㎡ 为例，当利用高背压排汽作为一级供热，将热网循环水温度由 35℃加热到 70℃时，传统供热方案与改造后供热方案的能耗计算及对比分析如下：

（1）背压改变后，通过末级的蒸汽流量会发生变化，导致汽轮机做功减少，减小的做功量

$$\Delta P_i = \frac{\left[D_p(h_{c1}^0 - h_c^0)\eta_i - D_{fw}\Delta\tau_n\eta_1'\right]\eta_m\eta_g}{3.6}$$

式中：

h_c^0、h_{c1}^0—额定、变工况下的滞止排汽焓；

D_{wf}、D_p—凝结水、排汽流量；

η_i—末级的相对内效率；

η_m、η_g—汽轮机的机械效率、发电机效率。

（2）背压变化后余速损失的改变量

$$\Delta P_2 = \frac{\omega_{2c}}{2}\left[\left(\frac{\omega_2^2}{\omega_{2c}^2}-1\right) - \frac{2}{\omega_{2c}^2}\left(\frac{\omega_2^2}{\omega_{2c}^2}-1\right)\mu\cos\beta_2\right]$$

式中：

ω_2、ω_{2c}—排汽压力是 8kPa、35kPa 时

末级动叶片出口相对速度；

（3）背压升高使得利用高背压供热的同时，未被利用的排汽进入空冷凝汽器浪费的能量

$\Delta P_3 = D_{pw}(h_g - h_d)/3600$

式中：

D_{pw}—未被利用的排汽量，kg/h；

h_d、h_g—正常、高背压下汽轮机排汽焓；

（4）当机组排汽量减少时，空冷风机转速下降，从而带来的结果是风机耗电量下降。由耗电量与风量之间的关系，可以求得空冷凝汽器进汽量减少而降低的耗电量。

因此，高背压供热时，系统能耗量

$\Delta P = \Delta P_1 - \Delta P_2 + \Delta P_3 - \Delta P_4$

查各个参数对应的焓值和运行数据，并带入式中，经仿真可求得原始供热方案与改进供热方案的总能耗量，并进行对比分析，机组的部分热力参数和能耗计算量如表 3.1。

表 3.1 能耗分析表

项目名称	单位	原始方案	改进方案
汽轮机排汽压力	KPa	35	35
汽轮机排汽量	t·h^{-1}	646.6	689.7
汽轮机排汽温度	℃	72.68	76.95
末级抽汽温度	℃	99.43	116.72
末级抽汽压力	MPa	0.0831	0.1093
末级抽汽凝结水温度	℃	60.63	64.27
供热回水温度	℃	35	32
供热用排汽量	t·h^{-1}	268.2	284.6
汽轮机做功减少量	kW	16390	17274

余速损失改变量	kW	99.09	99.08
排汽损失能量	kW	18460.66	11271.78
风机耗电减少量	kW	68.86	94.73
系统总能耗量	kW	34682.71	28351.97

3.4 数据对比及节能原因分析

1）通过表 3.1 中各项能量变化及能耗量对比分析可得，经过改造之后供热方案的总能耗量相比传统供热系统的总能耗量减少了 6330.74kW。

2）与传统的供热方案相比较，改进后的供热方案不使用中间的各级换热站，将汽轮机排汽余热加热的热网水直接输送至各个用热区域和热用户，减少了换热站环节的热量损失，提高了热量利用效率。

3）采用远程监控系统与智能区域供热控制器结合，取消了中间换热站但在分往各个用热区域的各个管路上安装增加水泵、节流阀和压力测点、温度测点和流量测点设备等，能够对其进行实时监测和控制，实现更加快速和准确的调节控制。智慧城市物联网应用于供热系统中，将增加水泵、压力测点、温度测点和流量测点等均接入物联网中，进行智能处理和分析，提高了供热系统的一次换热效率，使得余热更多的利用。

4 总结与展望

供热系统新技术、新方法在工程实践中的大力推广与应用，提高供热系统的运行管理水平，使有限的资源尽可能得到充分的利用，是我国集中供热事业发展的方向。

本文利用汽轮机排汽余热直接加热热网水，不经中间换热站直接送往各个用热单元，使得一次换热更加充分。在通往各个用热区域及热用户的管路上安装增压水泵和节流阀，使热网水能够安全可靠的送至各个用热单元，为了能够更精确的控制到达各个热用户的供热水的温度、流量和压力等，引入智慧城市物联网技术。

智慧城市的物联网系统中，各类感应器能够准确快速的将各个水泵、管路上的压力、温度、流量、室内外温度及各个传感器的故障信号通过互联网反映至监控系统并能够让工作人员在线实时监控，不仅可以及时发现设备故障以停泵检修，而且能够迅速调节各个循环水泵及节流阀等，实现系统的最有效控制，提高余热利用，节能降耗。

参考文献

[1] 邹晓辉,徐厚达,张刚,郭栋,王莉莉.电厂城市供热循环水余热利用技术方案探讨[J].应用能源技术,2014,12:41-45.

[2] 包伟伟，任伟，张启林．大型空冷机组低真空供热特性分析[J]．区域供热,2015,04:73-202.

[3] 周崇波,郭栋,任怀民,王晓霞．某电厂 300MW 机组循环水余热利用项目节能效益分析[J].发电与空调,2014,01:21-34.

[4] 何晓红,舒斌．火电厂低温余热利用技术应用分析[J]．节能,2012,12:31-37.

[5] 孔祥强,马殿群,李瑛．循环冷却水余热回收供热节能分析[J]．热力发电,2013,06:9-38.

[6] 商跃鹏．智能网络供暖系统的研究[D].沈阳航空工业学院,2009.

[7] 倪卓娴等．欧洲智慧城市中的物联网与参与式感知[J]．中兴通讯技术,2015,06:.

焦炉煤气制甲醇余热的利用

牛鑫　张洪恩　陈同瑶　孙自可　郭明明　郝瑛轩　朱斌
（河南中鸿集团煤化有限公司，河南平顶山 467000）

摘要：文章介绍了焦炉煤气制甲醇生产工艺中，精馏工序利用转化气的低位余热为能源，进行粗甲醇的精制，生产高纯度的精甲醇。并有效利用转化汽提塔汽提后转化废水余热作为粗甲醇入精馏塔预热器的热源，从而起到转化气余热的综合利用，并分离出高纯度的精甲醇产品。

关键词：转化气；低位余热；再沸器；精馏

The use of waste heat of coke oven gas to methanol

Niu Xin　Zhang Hongen　Chen Tongyao　Sun Zike　Guo Mingming　Hao Yingxuan　Zhu Bin
(Henan Zhonghong Group Coal Chemical Co.Ltd,Pingdingshan Henan 467000)

Abstract: This paper introduces the coke oven gas to methanol production process, the use of low distillation process gas waste heat into energy, crude methanol refining, production of high-purity refined methanol. After the conversion and the effective use of stripper stripping crude methanol conversion of waste heat as a heat source for the distillation column preheater, which play a converted gas waste heat utilization, and isolated high-purity refined methanol product.

Key words: converted gas; low-heat; reboiler; distillation

中鸿煤化公司建有目前国内最大的 2×60 孔固定站式 6 米捣固焦炉并拥有对应的自主产权。公司积极响应国家环保政策，大力发展循环经济，提升企业综合效益；后续延伸年产 10 万吨甲醇装置以及 5 万吨配套合成氨系统。甲醇生产利用焦炉气为原料采用纯氧转化和低压合成工艺，精馏装置一般采用低压蒸汽提供热源，每处理 1t 精甲醇约需 600kg 的蒸汽，是高能耗的化工单元，降低甲醇精馏能耗已成为化工企业普遍关注的问题。

1. 甲醇精馏装置生产特点及存在问题

精馏工序生产特点就是将来自合成工序的粗甲醇送至精馏，经过多次的汽化和冷凝脱除其中的二甲醚等轻组分及水等重组分，生产出合格的精甲醇产品，经中间罐区的中间贮罐计量后送往成品罐区甲醇储罐，同时副产杂醇油、回收汽提冷凝液热值。其整个精馏过程习惯称为粗甲醇的精制。

本工序采用节能型三塔精馏流程，粗甲醇经预精馏塔、加压精馏塔、常压精馏塔，经过多次汽化和冷凝生产出 99.95%以上的高纯度无水甲醇，甲醇回收率可达 99%以上。同时用加压塔塔顶蒸汽冷凝热作常压塔塔底再沸器热源，实现常压塔不需外供热源，从而可减少蒸汽消耗。

尽管如此，粗甲醇的精制能耗依然较高。而纯氧转化工序出来的 980℃转化气在废热锅炉回收热能产生中压蒸汽后，再进入中压锅炉给水加热器温度降至 170℃左右，仍需要用大量的循环水进行冷却至 40℃进入合成工序。经研究将可用该转化气余热完全替代精馏所需低压蒸汽。

2. 转化气低位余热利用工艺原理

甲醇转化气余热利用是化工行业有效的节能减排技术，根据能量转换计算，可利用甲醇转化气余热直接对加压精馏塔底部再沸器供热，同时减少了转化气冷却所需的工艺循环水量。

一般甲醇三塔精馏中，加压精馏塔塔底温度 128~135℃，塔顶 115~120℃；预精馏塔塔底温度 83~86℃，塔顶温度 78~81℃；常压精馏塔塔底温度 105~110℃，塔顶 60~64℃。经废热锅炉后的低位转化气温度在 170℃左右，并且总量达到精馏所需热量。转化气首先进入加压精馏塔塔底再沸器与粗甲醇换热后，进入预精馏塔再沸器加热，转化气温度降至 80~90℃用于锅炉脱盐水预热。从而有效的利用了转化气低位余热，降低了原精馏能量的输入。

经过逐次降温的转化气在每次降温后都进入汽水分离器，分离出来的废水进入汽提塔分离出碳氢化合物，塔底废水用于预热粗甲醇后送至脱盐水站原水箱。

3. 精馏工序工艺流程

从合成工序来的粗甲醇进入粗甲醇贮槽，然后通过粗甲醇泵送入精馏工序，与经碱液泵来的一定量的碱液中和后一起进入粗甲醇预热器。若合成工序来的粗甲醇流量稳定，也可不经过粗甲醇贮槽而直接进入粗甲醇预热器。

在粗甲醇预热器中，甲醇被预热到 65℃左右进入预精馏塔。在预精馏塔顶部的蒸气中，除含有轻组分、不凝气体外，还含有大量的甲醇。为了脱除轻组分，同时尽量减少甲醇损失，塔顶采用两级冷凝。一级、二级冷凝器冷凝下来的甲醇液体都进入预塔回流槽，再经预塔回流泵打回预精馏塔作为回流。在预精馏塔釜，用转化气余热作为热源加热预塔再沸器，将温度控制在 85℃左右。同时通过调节加碱量控制釜液的 PH 值在 7 左右，其目的是为了促使胺类及羰基化合物分解，并且防止粗甲醇中有机酸对设备的腐蚀。

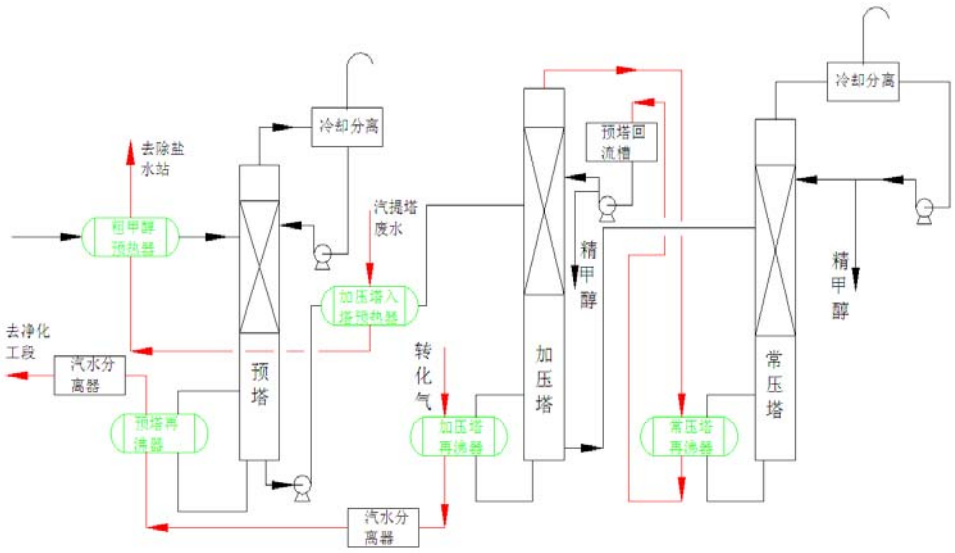
除掉轻组分的粗甲醇，通过预精馏塔后甲醇泵打入加压塔入塔预热器，用汽提塔釜液将其加热至 110～130℃后进入加压塔。在加压塔内经过分离，塔顶得到温度约为 118℃甲醇蒸气。将甲醇蒸气作为热源进入常压塔再沸器加热常压塔釜液，冷凝后的甲醇进入到加压塔回流槽，一部分通过加压塔回流泵打回加压塔作为回流，另一部分经过加压塔产品冷却器冷却至 40℃作为产品送往精甲醇计量槽。在加压塔塔釜，用转化气余热加热加压塔再沸器，将温度控制在 130℃左右，塔底约为 72%甲醇溶液在压差作用下进入常压塔继续分离。

甲醇溶液在常压塔内经过分离，塔顶得到温度约为 64℃甲醇蒸汽。甲醇蒸汽进入常压塔冷凝器冷凝，冷凝后的甲醇进入常压塔回流槽，再经常压塔回流泵，一部分打回塔顶作为回流，另一部分采出经常压塔产品冷却器冷却后作为产品送往精甲醇计量槽。常压塔中还有一部分沸点介于甲醇与水之间的杂质，如乙醇、丙醇、丁醇等，一般聚集在塔中部或下部，定期采出并经杂醇冷却器冷却后送往杂醇贮槽。常压塔釜液为含少量甲醇的水，经釜液泵送往转化工序汽提塔分离。常压塔再沸器由加压塔塔顶蒸汽加热，维持塔釜温度在 105～110℃。

4. 转化气余热利用流程

本工序充分利用转化气中的低位余热，将来自中压锅炉给水加热器 170℃的转化气先送入加压精馏塔再沸器加热釜液，冷凝后的气液混合物经加压精馏塔水分离器分离掉水，降温至 130℃的转化气再送入预精馏塔再沸器继续加热预精馏塔釜液，冷凝后的气液混合物进入预精馏塔水分离器再次将水分离。转化气经精馏工序换热降温至 80~90℃，送回锅炉脱盐水加热器继续换热降温，将温度降至 40℃的转化气送至合成压缩机。

将逐次降温分离出来的冷凝水送回转化工序汽提塔汽提，汽提后的废水还有一部分热量可利用，为了回收这部分热量，达到节能的目的，精馏工序将其用来加热入塔原料。来自汽提塔底的废水约 140℃，先进入加压精馏塔入塔预热器加热预后甲醇，再进入粗甲醇预热器加热粗甲醇，进入汽提水冷却器冷却至 40℃后，送往脱盐水站作原水。



利用转化气余热进行甲醇精馏工艺流程图

5.总结

本工艺利用转化气的低位余热为加压精馏塔、预精馏塔提供热源；利用转化气冷凝下来的废水作为加压精馏塔入塔预热器和预精馏塔入塔预热器的热源；利用加压精馏塔的塔顶热气作为常压精馏塔再沸器的热源，充分利用了转化气低位余热作为精馏甲醇的热能，该工艺流程虽然在操作上有一定难度，但通过精细化管理和优化操作，精甲醇产品优等率可达 99%以上，同时粗甲醇精馏总体节约蒸汽约 7.5t/h，节约转化气降温所需的循环水量约 1400Nm³/h。

可回收汽轮机排汽余热资源的燃气蒸汽联合循环与低温多效海水淡化耦合式生产在钢铁行业中的应用探讨

王涛　王铁民　陈素君　陈赞华
（首钢京唐钢铁联合有限责任公司，河北，063200）

摘要：借鉴25MW汽轮发电机组后置低温多效海水淡化装置开发运营经验，在充分利用钢铁厂高、焦炉煤气的基础上，发挥CCPP发电机组高效率的同时，建设CCPP后置低温多效海水淡化装置，进一步回收汽轮机排汽余热资源，降低热法海水淡化生产成本至4.55元/吨，测算整体装置年综合效益为5419.6万元。

关键词：高炉煤气；CCPP；低温多效；海水淡化；余热

Discussion on Application of coupled type production of gas - steam combined cycle and low temperature multi-effect seawater desalination with recoverable steam turbine exhaust heat resource in Iron&Steel Industry

Wang tao　Wang tie min　Chen su jun　Chen zan hua
(He Bei Shougang jingtang Iron&Steel CO,LTD. He Bei Tang shan , 063200,)

Abstract: Based on the development and operation experiences of 25MW steam turbine generator set with low temperature and multi effect seawater desalination plant, and on the basis of full use of BFG and COG in steel plant as well as the high efficiency of CCPP generator unit, construction of CCPP with LT-MED seawater desalination plant was implemented, resulted In the further recycling of steam turbine exhaust heat resources. The production cost of hot water desalination was decreased to ￥4.55 / t, and the annual comprehensive benefit of the whole plant reaches￥54196000.

Key words: BFG(Blast Furnace Gas);CCPP; LT-MED; Seawater Desalination; waste heat

1 前言

大型钢铁联合企业是典型的铁-煤化工过程，含铁原料经过一系列复杂的物理化学变化从天然资源冶炼成钢铁产品，含碳能源经高炉、焦炉等能源转换装置转变为高炉煤气、焦炉煤气等二次能源，其中煤气资源占企业总能耗的比例达40%左右。

近年来，中国钢铁工业迅猛发展，钢铁冶金技术不断进步，使得钢铁厂副产煤气资源量越来越多。实现煤气的充分回收、合理利用，对于钢铁厂降低成本、发挥其能源转换作用具有重要的意义。目前，回收的煤气资源主要作为燃料供焦炉、热风炉、加热炉等工业炉窑加热使用，这部分占煤气资源量的50%一80%，剩余部分供企业自备电厂发电，方式有全烧(或掺烧)煤气锅炉发电和燃气-蒸汽联合循环发电(CCPP)两种主要方式[1][3]。

自备发电厂燃用公司富余煤气，提高钢铁厂供电的可靠性，降低用电成本，对节能、环保、提高全厂经济效益都起到良好的作用，首钢京唐钢铁联合有限责任公司建设有国内首套煤粉-煤气混烧发电机组，机组容量300MW，煤气混烧率在20%以上（热量比），最高达到30%，做为煤气系统的缓冲用户，其极大的降低了公司煤气放散率水平。但其还是采用常规的锅炉、汽轮发电机组模式，将蒸汽参数提高至亚临界水平（16.7Mpa，540℃），热电转换效率能达到38%左右。

燃气蒸汽联合循环(Combined Cycle Power Plant)发电机组，简称CCPP。电力工业采用的CCPP常用天然气、重油等高热值燃料,钢铁厂CCPP以燃高炉煤气为主,有的工厂有可能掺入少量焦炉煤气,用于稳定发电的煤气热值。

燃烧低热值高炉煤气的燃气一蒸汽联合循环发电技术(CCPP)一般由高炉煤气供给系统、燃气轮机系统、余热锅炉系统、蒸汽轮机系统和发电轮机系统组成。主要设备有空气压缩机、高炉煤气压缩机、燃气轮机、余热锅炉、发电机和励磁机等。一般分为单轴和多轴布置形式。经除尘加压的高

炉煤气与加压的空气混合后进入燃烧室进行燃烧，所产生的高温、高压燃气进入燃气透平机组膨胀做功，燃气轮机带动发电机组发电，同时燃气轮机做功后的排气进入余热锅炉，产生蒸汽后进入蒸汽轮机做功，蒸汽轮机带动发电机组发电。从而形成燃气轮机—蒸汽轮机联合循环发电，发电效率可以达到 58%～60%，一些大型机组甚至可以超过 60%。因为燃气轮机为旋转持续做功，可以利用热值比较低的燃料气体，同时，还具有开、停机快，运行负荷调节幅度大速度快等特点[4]。

随着环保压力的增大及降低大宗物料运输成本的需求，一些大型钢铁企业开始外迁并沿海布局。首钢京唐公司就是国内第一个从首都北京搬迁至唐山曹妃甸沿海的大型钢铁企业。随后的宝钢湛江项目及武钢防城港项目也都是沿海布局的案例。但沿海布局的一个弊端就是工业用水的供应。一般钢铁行业布局沿海地区，都是选择无人居住的滩涂地区，本就没有淡水资源，再加上钢铁工业用水量巨大，水资源的保供是一个难题。目前，解决的措施就是铺设长距离输送管线供给工业水，导致水价升高，并且存在断供的风险。首钢京唐公司结合沿海优势，独创了采用汽轮机排汽直供热法海水淡化的“汽轮发电机组与低温多效海水淡化耦合技术”，能同时生产电能及高品质除盐水，并降低除盐水生产成本至 6 元/吨，有效的保证了工厂的用水安全。目前日产水量 5 万吨，占全公司用水量的 50%以上。双轴布置的 CCPP 发电机组汽轮机排汽量约 240 吨/小时，常规做法为进入凝汽器与循环冷却水换热，凝结水送回余热锅炉进行循环。根据首钢京唐公司一期工程汽轮发电机组与低温多效海水淡化耦合技术”，将建设 CCPP 与低温多效海水淡化相耦合的水电共生技术，进一步增大除盐水产量。

2、可行分析

目前，首钢京唐公司成功运营两套 25MW 汽轮发电机组后置低温多效海水淡化装置。整套装置自 2011 年 10 月份投产至今，每年满负荷运行小时数都在 7920 小时以上，每年向公司电网供电 3.2 亿 kWh，向公司水管网供水 800 万吨，整个系统的热效率为 82.23%。

表 1、25MW 汽轮发电机组后置海水淡化装置运行参数表

年份	2012	2013	2014
年运行时间（h）	8390	8242	8200
年发电量（万 kWh）	32310	32419	33552
年产水量（万吨）	807.8	804.7	802.3

3 主要设备及工艺流程

燃气蒸汽联合循环与低温多效海水淡化联合生产系统主要包括燃机系统和海水淡化系统。

3.1 燃机系统

目前，可以利用钢铁厂低热值煤气资源的大型燃机生产厂商主要有两个流派，一个是以 GE 公司为代表的 9E 系列燃机，另一个则是以日本三菱公司为代表的 M251 及 M701DA 系列燃机。两者各有所长。GE 公司燃机以皮实耐用，对燃气品质适应性强做为主打口号，其通过离心式煤气压缩机来进行性能保证，不过是以牺牲效率为前提的。日本三菱公司燃机以对煤气热值适应性见长，M701DA 及 M701DAX 燃机不但可以保证在 1050 大卡热值下的高效率运行，并且能够在纯高炉煤气工况（850 大卡）下高效持续运行，增加了实际运行调整的灵活性。

表 2、GE 与三菱燃机主要指标对比表

供应商		三菱(M701DAX)	GE(9E)
出力		180MW	168
入口温度		1250℃	1150℃
排气温度		556℃	508℃
配置		分轴	分轴
联合循环热效率		47%	43.5%
热耗		7659.6	8275.8
热值	设计点	1050kcal/Nm3	1050kcal/Nm3
	适用范围	800-1100kcal/Nm3	900-1300kcal/Nm3
煤压机	型式	单缸，轴流，静叶可调	双缸，离心式,
煤压机煤气冷却器	中间冷却器	无	有

	回流冷却器	直接冷却	直接冷却
除尘型式		EP	EP
汽轮机		无抽汽	可抽汽
余热锅炉		产汽量：240 吨 高压 7.6Mpa,540 度 低压 0.8Mpa 260℃	产汽量：260 吨 高压 8.0Mpa 472 度 低压 0.7Mpa 260 度
启动	方式	发电机+可控硅整流	发电机+可控硅整流
	启动燃料	高热值混合煤气	柴油

3.2 海水淡化系统

海水淡化主体设备主要包括由 7 个相同的效和 1 个末效冷凝器，主要结构均为换热管束。辅助系统主要由海水补给、浓盐水排放、蒸汽减温减压输入、冷凝水输回和产品水排出等分系统。进入系统的海水首先进入末效冷凝器，经预热后由泵送入蒸发器，用于补给蒸发；从蒸汽管网进入的压力在 0.4Mpa 以上的蒸汽经减温减压后进入主体第一效，将补给的海水蒸发，加热蒸汽冷凝放热为常压温度约 40℃的冷凝水后由泵抽出等量送回蒸汽发生源。同时，海水蒸发产生的蒸汽作为二次热源使下一效海水蒸发，同时冷凝成蒸馏水，同样的过程在每效中进行，从而实现每引入 1 吨蒸汽产生近 10 吨的蒸馏水的高造水比（造水比为 1 吨蒸汽能够产生的淡化海水量）。而海水部分蒸发后浓度升高，称之为浓盐水，由泵排出。

热法海水淡化具备三种运行模式：

纯 TVC 模式：仅使用 0.4Mpa，250℃低压蒸汽，造水比 9.8。

部分 TVC 模式：使用 0.4Mpa，250℃蒸汽及 0.035Mpa，73℃蒸汽，造水比 6~9.8。

纯 MED 模式：仅使用 0.035Mpa，73℃蒸汽（汽轮机排汽）造水比 6。

正是由于低温多效海水淡化装置具备纯 MED 模式，才实现 CCPP 与海水淡化耦合。

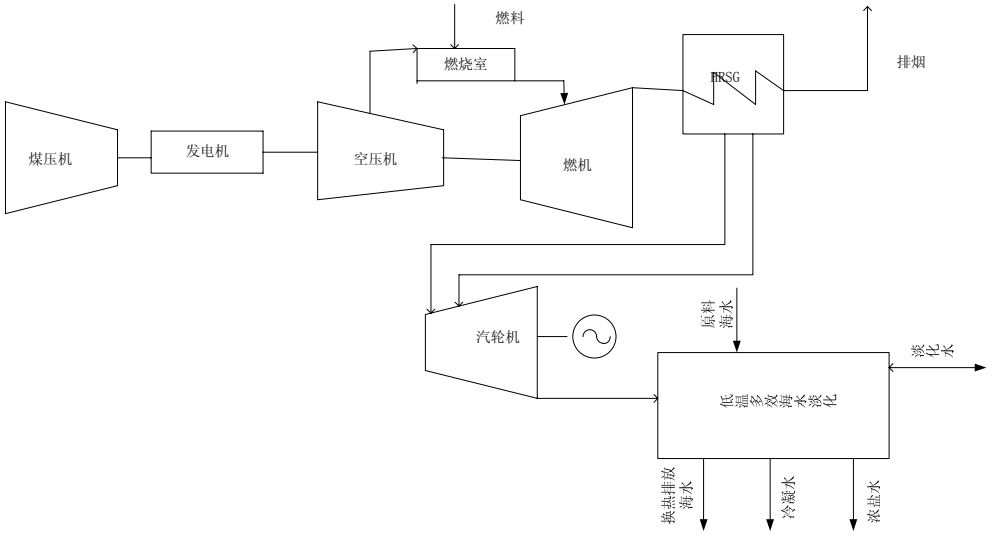


图 1、CCPP 发电机组与海水淡化耦合式生产系统图

4 CCPP 发电机组及海水淡化成本测算

由于分轴式 CCPP 发电机组汽轮机后置海水淡化，需要将汽轮机排汽参数由纯凝工况的 4.5kPa、31℃提高至 35kpa、73℃，实现海水淡化纯 MED 模式运行。与纯凝工况相比，汽轮机背压提高，CCPP 整体发电量减少，减少的发电量与纯凝工况下汽轮机排汽携带的热量共同转移至热法海水淡化内部放热，最终冷凝成 40℃的冷凝水。所以，海水淡化的蒸汽成本将由减少的发电量及电价共同决定（纯凝工况下汽轮机排汽携带的热量价值为零，利用循环冷却水系统排放至大气中，在低温多效海水淡化装置中得到回收利用），而发电价格为 CCPP 纯凝工况下运行的发电电价。

$$w_{fd}=\frac{(h_{fq}-h_{cn})\times\eta_{qjri}\times\eta_{jx}\times\eta_{dj}}{3.6} \quad (1)$$

$$p_{sj}=w_{fd}\times p_{dj}\div\alpha\times 2 \quad (2)$$

w_{fd}—由于排汽压力升高每吨汽轮机排汽减少的发电量，kWh/吨；

h_{fq}—30kpa，70℃时，汽轮机排汽的焓值（2625），kj/kg；

h_{cn}—4.5kpa，31.5℃时，汽轮机排汽的焓值（2413.3），kj/kg；

η_{qjri}—汽轮机相对内效率 0.88；

η_{jx}—机械效率,0.98；

η_{dj}—发电机效率，0.99；

p_{sj}—每吨淡化水的全价格，元/吨；

p_{dj}—CCPP 发电机组纯凝工况下的电价，元/kWh；

α—纯 MED 模式下海水淡化的造水比;(根据统计,蒸汽成本占热法海水淡化全成本的 50%以上)；按表 1 中 CCPP 发电价格，计算海水淡化全成本为 4.55 元/吨。

表 3 CCPP 发电机组主要经济技术指标

成本项目	计量单位			
		单价	单耗	单位成本
产量	KWH		1,188,000,000	
单价	元			0.273
一、动力费				0.170
高炉煤气	kM³	56.2	1.5	0.087
焦炉煤气	kM³	407	0.16	0.064
自用电	kwh	0.42	0.04	0.017
除盐水	M³	6.9	0.00	0.000
工业水	M³	7.3	0.00	0.000
成品压缩空气	M³			0.000
二、制造费用	元			0.103
职工薪酬	元			0.002
折旧	元			0.047
修理费	元			0.034
机物料消耗	元			0.020

（注：表中单价仅供参考）

5 系统综合效益分析

由于 CCPP 机组后置与海水淡化装置后，汽轮机排汽参数提高，直接导致汽轮发电机组的发电量降低，根据公式(1)得出每吨蒸汽减少发电量为 50kWh。外购电价为 0.435 元/kWh，发电成本为 0.27 元/kWh，CCPP 机组汽轮机排汽量为 240 吨/小时，则发电侧经济损失为 1568.16 万元。

海水淡化产水水质为 TDS≤5ppm，由渤海湾海水加工至此等级水质，采用膜法工艺制水成本约 10 元/吨[2]，采用 0.4Mpa 以上等级蒸汽的成本为 11.2 元/吨，取两者的平均值 10.6 元/吨做为膜法海水淡化成本，测算系统中海水淡化侧的效益为 6987.75 万元/吨。综合比较，整个系统的经济收益为 5419.6 万元。

6 结论

1、燃气-蒸汽联合循环（CCPP）后置低温多效海水淡化装置可以回收利用汽轮机排汽余热资源，工艺路线上完全可行。

2、燃气-蒸汽联合循环（CCPP）后置低温多效海水淡化装置系统有效降低热法海水淡化产水成

本，综合经济效益较单体分别运行提高 5419.6 万元。

参考文献：

[1] 彭艺辉.燃气蒸汽联合循环（CCPP）发电技术[J]. 柳钢科技，2011，1:57.

[2] 华维国.膜法热法海水淡化技术经济分析[D]. 大连海水淡化工程研究中心，2007.5

[3] 杨若仪.刘文和.低热值煤气燃气轮机联合循环发电技术在钢铁厂的应用[D]. 钢铁技术，2004.2.

[4] 张琦.蔡九菊.钢铁厂煤气资源的回收与利用[D].钢铁,2009,12.

利用工业余热的闪蒸-双工质联合发电系统的㶲经济分析与优化

陈桂兵　赵军　安青松　王永真　骆超　陈玉涛　张明蕊
（a 天津大学机械工程学院，中低温热能高效利用教育部重点实验室，天津 300350
b 中国科学院广州能源研究所，广州 510640）

摘要：工业生产中大量中低品位余热的直接排放造成能量利用水平低和城市热岛效应等环境问题，本文提出利用闪蒸-双工质联合发电系统对工业生产过程中的热水型余热进行回收利用。首先对联合系统进行了热力学和经济学分析，对系统闪蒸压力、蒸发温度等关键参数进行优化，得出当余热水温度为 135℃时，以单位发电成本最佳时对应的闪蒸压力和蒸发温度分别为 195kPa 和 85℃。同时，在最优工况下，分析比较系统关键设备的㶲损失、㶲损失成本、㶲经济系数，对设备进行优化。最后，对应不同的工业工艺，对单位热水㶲成本对联合系统的火用经济性能存在较大的影响。

关键词：工业余热；㶲经济学；闪蒸-双工质联合发电系统；发电

Abstract: In order to solve the problem of energy waste and environmental damage caused by the direct emission of medium and low grade waste heat in industrial production, Flash-binary combined power generation system is used for waste heat recovery of hot water in industrial process in this paper. From the view of thermal-economics, the thermodynamic and economic analysis of the combined system is carried out, and also the key parameters flashing pressure and evaporating temperature are optimized. When the hot water temperature is 135℃, the optimal flashing pressure and evaporating temperature are 195kPa and 85℃, respectively. At the same time, under the optimal operating condition, exergy destruction, exergy destruction cost ratio and the exergoeconomic factor of the key equipment are analyzed for the equipment optimization. Finally, the sharp influence of cost per exergy unit of hot water on different industrial system is found for different industrial processes.

Key words: industrial waste heat; exergoeconomics; Flash-binary combined power generation system; power generation

1 引言

余热回收利用是提高能源利用效率、减少 CO_2 排放、提高空气品质的有效措施。我国工业能耗占总能耗 70%以上，其中至少 50%转化为工业余热，而目前我国工业余热资源回收率仅约为 30%，能源利用效率偏低[1]。在工业生产中，蒸汽释放出部分热能后生成的凝结水拥有的热量一般占蒸汽总热量的 20%-30%，某些设备可高达 40%[2]。当前，中国多数工业企业对蒸汽凝结水不够重视，大多不能被处理回用，有的企业甚至直接排放，水资源和热量大大浪费，并且由于水温高，给水处理装置带来一定的操作难度。同时，余热热水直接排放到环境中，造成热污染，因此有必要对余热热水进行有效的回收利用。杨宇程等[3]对凝结水高温回收利用技术进行了探讨，指出凝结水回收利用的必要性，并总结凝结水处理技术和发展历程；张留霞等[4]结合某医院蒸汽凝结水，提出其热回收利用方法，将凝结水作为生活热水的预热热源，并设计该医院供水系统；王洪昌等[2]中提出将蒸汽凝结水闪蒸获得蒸汽后，将这部分蒸汽为溴化锂制冷机组发生器提供热量的方案，并对其能耗和经济效益进行分析，节能效果显著。多数学者对蒸汽凝结水的回收利用研究集中在作为生活热水和补水利用，发电研究鲜有报道。而热水发电在地热领域已经得以应用，地热发电循环中最基本的两种方式为闪蒸发电循环和双工质循环。闪蒸发电系统具有运行维护方便、系统简单、造价低的优点，但其地热水利用率较低。双工质发电系统具有机组紧凑、易于安装发电、设备不腐蚀以及地水利用率高的优点，适用于中低温地热田发电。进而，根据能量梯级利用的原则，耦合上述两个循环形成的闪蒸-双工质的地热发电循环能够扩大地热水的利用率和系统输出功，但是系统的经济性能缺有所降低。

因此有必要针对余热热水闪蒸-双工质发电系统进行优化分析。A. D. Pasek 等[5]针对 170 ℃地热水从热力学角度对闪蒸-双工质联合系统进行了研究，并分析了闪蒸压力、蒸发温度、夹点温差等参数对最大净功的影响规律，并指出异戊烷能产生最大净功，但未对经济性进行分析，忽略了系统成本的影响。C. Yilmaz 等[6]分析了利用闪蒸-双工质中高温地热发电制氢系统的㶲成本进行了评估，

通过㶲分析和经济计算，得到系统发电㶲效率为 46.6%，单位发电成本为 0.0400$/kWh，制氢成本为 3.14$/kg H_2，但未分析系统运行参数对系统㶲效率和经济性的影响。但是在工业余热的资源品位和经济成本不同于地热水，尚没有学者展开闪蒸-双工质联合发电系统对工业热水型余热的适用性分析。

本文从闪蒸-双工质联合系统的热力学性能和经济学性能两方面出发，对联合系统进行分析，针对闪蒸压力、蒸发温度等参数对系统循环性能进行优化，并对蒸汽凝结水成本对联合系统㶲经济性能的影响作敏感性分析。

2 热力学模型

2.1 系统介绍

图 1 中为闪蒸-双工质联合发电系统图，图 2 中为闪蒸循环和双工质循环发电循环 T-S 图。余热热水闪蒸-双工质联合发电循环包括闪蒸循环和双工质循环，按照能量对口、梯级利用的原则，充分利用闪蒸循环和双工质循环的优势，增大余热的利用率和系统产出。流程如下，余热热水 1 经膨胀阀降压后进入闪蒸罐，形成两相流 2，后在闪蒸分离器分离，进而分离后的水蒸气 3 进入膨胀机中膨胀做功，膨胀后的低压水蒸汽 5 在冷却塔中冷凝为液体。同时，闪蒸分离器中的饱和热水 4 依次进入蒸发器和预热器，将有机工质加热。有机工质 o5 在预热器和蒸发器中吸收饱和热水 4 的热量后成为有机蒸汽 o1，在膨胀机中膨胀做功进而带动膨胀机发电。膨胀做功后的低压有机蒸汽 o2 经冷凝器冷凝为有机液体 o4，经工质泵增压后流入预热器中进行下一个循环。

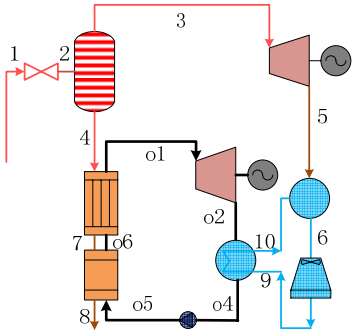


图 1 闪蒸-双工质联合发电系统工作原理图

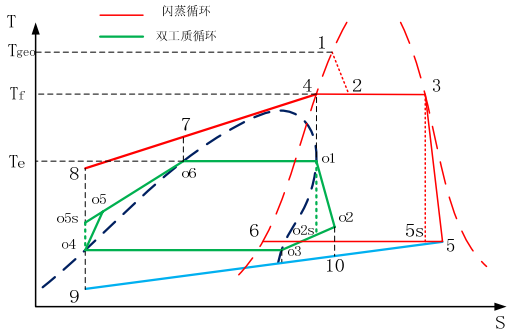


图 2 闪蒸-双工质联合发电系统 T-S 图

2.2 热力学模型

基于热力计算对联合循环做出如下假设：

(1) 忽略工质的动能势能以及工质泵功消耗，系统处于稳态；

(2) 系统中各热力设备绝热，环境温度为 20℃；

(3) 忽略设备和管道系统中的压力损失；

(4) 双工质系统，冷凝器出口为饱和液，膨胀机入口为饱和气；

(5) 忽略余热热水中的不凝气体和其他杂质的影响，物性按纯水处理。

根据能量守恒方程和㶲平衡方程，得到联合系统各设备的热力学模型如表 1 所示。

表 1 系统各设备的热力学模型

设备	能量方程	㶲方程
膨胀阀		
闪蒸器		
膨胀机 1		
冷凝器 1		
预热器		
蒸发器		
膨胀机 2		
冷凝器 2		
工资泵		

2.3 热力学性能指标

建立热力学性能指标，以分析各运行参数对系统热力学性能的影响规律。

表 2 热力学性能指标

热力学性能指标	计算公式
系统循环净功	
系统热效率	
㶲效率	

3 㶲经济学模型

㶲分析方法在能量有效利用和节能分析工作中发挥很大的作用，对系统能量和品位进行评价，提供技术支持，但是常常存在节能但不省钱的问题，也就是收到经济的制约而难以实现，因此在进行㶲分析和优化时，有必要考虑经济因素对系统运行的影响。

因此，将热力学分析和经济分析相结合，利用㶲经济分析方法，以系统所得产品的单位成本最小、经济效益最佳为目标，对系统进行优化设计和运行参数优化。

运用㶲经济分析方法时，必然涉及各种㶲和㶲的单价或价值，因此在除了质量守恒方程和、能量守恒方程和㶲平衡方程外还需要㶲成本方程，如公式(1)所示[7]。

(1)

成本方程

(2)

3.1 各个设备的经济学模型

闪蒸-双工质联合发电系统投资成本包括换热器（预热器、蒸发器）、膨胀机、工质泵以及冷凝器、闪蒸器等设备投资成本。本文利用系统的投资评价方程，计算系统各设备投资成本，见表 3。

表 3 各设备成本计算公式[7]

部件	投资计算公式
换热器	
膨胀机	
冷凝器	
闪蒸器[8]	
工质泵	

表 4 闪蒸器成本公式中的相关系数[8]

系数						
数值	2.25	1.82	1.0	3.4974	0.4485	0.1074

其中表示换热器换热面积，表示闪蒸器体积。

将投资成本转化为成本率[7]：

(3)

其中，N 是年运行小时数，是维护系数，CFR 指投资回收系数，可用式(4)求解[7]。

(4)

其中，为利率，取 10%，为系统寿命年限，取 20 年。

3.2 系统㶲经济方程

当系统中有多个产品时，产品成本就不是唯一的，需要对成本花费进行分摊。根据成本分摊方法可找出各㶲流的㶲单价之间的关系，从而得到成本计算的辅助方程，使成本计算方程封闭。常用的成本分摊方法有蒸汽成本等价法、产品等价法、蒸汽作为副产品法。本系统所列出的辅助方程见表 5。

(1) 蒸汽成本等价法：若膨胀机组生产的唯一目的是产生轴功带动负载，则轴功应承担全部费用（包括全部固定投资和运行费用）及耗费的蒸汽费用。此时可认为膨胀机进口处于出口处的蒸汽的㶲单价相等，这种方法确定的轴功单价偏高。

(2) 产品等价法：将年度化的设备费用和运行费用按产品㶲值大小平均分摊的方法，认为各种

产品的㶲单价相等。

(3) 蒸汽作为副产品法将蒸汽视为可有可无的产品，因而，轴功的单价按照凝汽式透平机组提供的轴功计算。

表 5 系统经济成本方程和辅助方程

设备	经济成本方程	辅助方程
膨胀阀		已知
闪蒸器		
膨胀机 1		
冷凝器 1		
预热器		
蒸发器		
膨胀机 2		
冷凝器 2		
工质泵		

3.3 㶲经济性能指标

在进行㶲经济分析时，使用㶲经济指标对系统循环性能进行评价。主要㶲经济指标见表 6。

表 6 㶲经济性能指标

㶲经济性能指标	计算公式[7]
单位燃料㶲成本	
单位产品㶲成本	
㶲损失成本率	
㶲经济系数	

4 结果与分析

出于工质的热力学性能、环保性以及安全性的考虑，本文双工质循环中选用的有机工质为 R245fa，双工质循环处于亚临界，保证循环的安全性。联合系统已知参数见表 7。

表 7 系统输入参数

系统参数	数值	系统参数	数值
余热热水出口温度	135℃	冷却水进口温度	20℃
发电机效率	95%	工质泵等熵效率	78%
膨胀机等熵效率	80%	冷凝器夹点温差	5℃
蒸发器夹点温差	10℃	冷却水压力	100kPa
闪蒸循环冷凝压力	30kPa	双工质循环冷凝温度	40℃
系统年运行小时数	7500h	系统寿命	20 年

4.1 参数优化

系统运行参数对系统热经济性能和㶲经济性能有明显影响，因此本文针对闪蒸压力和蒸发温度两个参数对联合系统运行性能进行优化，闪蒸压力变化范围为 90-300kPa、蒸发温度变化范围为 50-90℃。

4.1.1 闪蒸压力变化对联合系统性能的影响

图 3 显示了当双工质循环蒸发温度恒定时，闪蒸-双工质联合发电系统热力学和㶲经济性能随闪蒸压力变化关系。

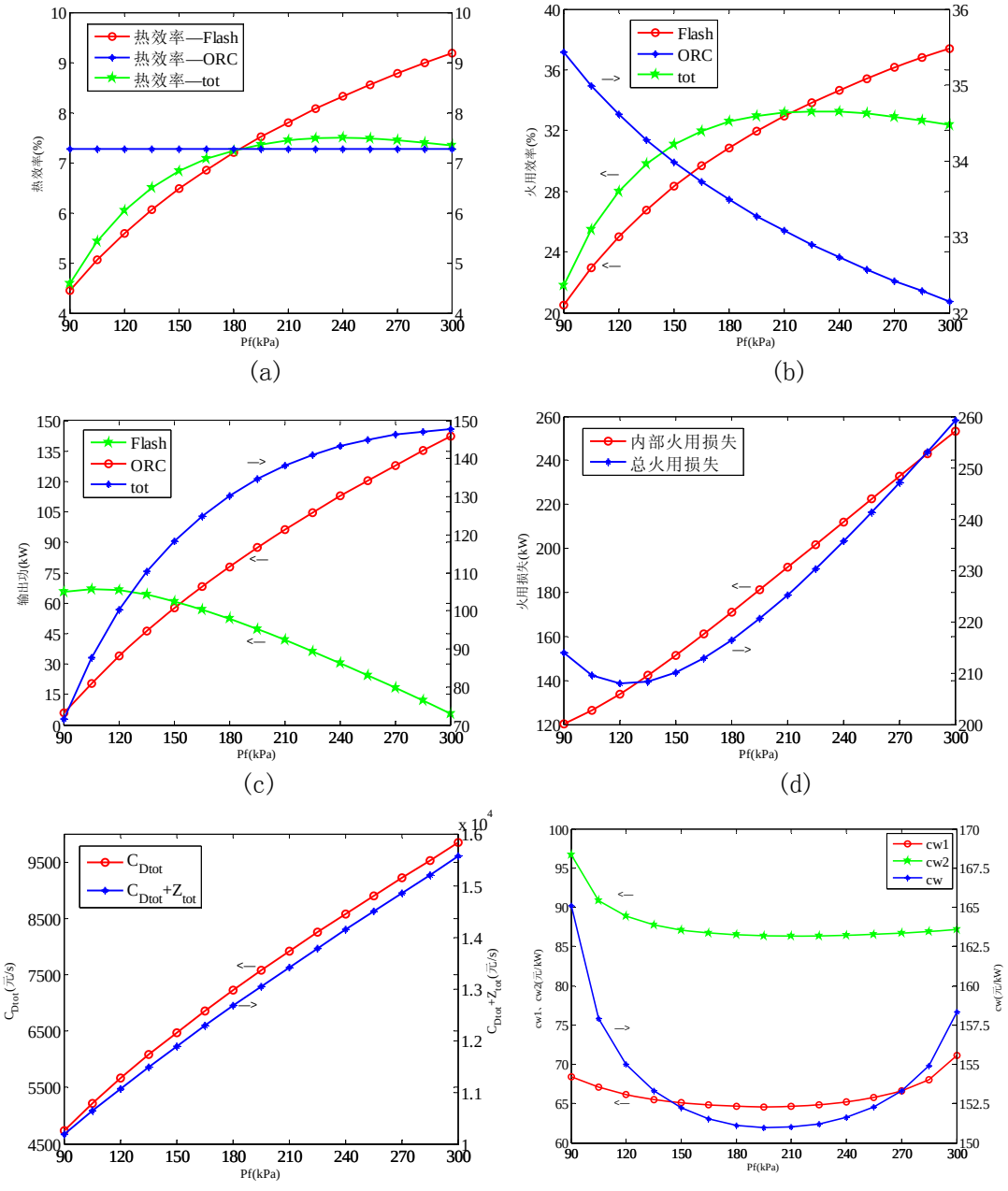


图 3 闪蒸压力对循环性能的影响

由 3-a 图可以看出，在双工质循环确定下，当闪蒸压力从 90kPa 增加到 300kPa 时，闪蒸循环热效率持续增加，但增加速率减小；双工质循环的蒸发温度不变，循环热效率保持不变，为 7.29%；而联合系统热效率出现先增加，后又减小的趋势；同时，可以发现在闪蒸压力约为 185kPa 时，以上三个循环的热效率相等，均为 7.24%。由 3-b 图可以看出，闪蒸循环㶲效率与联合系统总㶲效率变化规律与对应热效率变化规律相似，但双工质循环㶲效率随闪蒸压力的增大有明显的下降。3-c 图显示了各循环输出功随闪蒸压力的变化规律，闪蒸循环输出功随闪蒸压力的增加而减小，主要是因为闪蒸压力升高，闪蒸蒸汽流量减小，循环输出功减小；双工质循环输出功增加；联合系统总输出功增加，但增加趋势逐渐减小。由 3-d 图可以看出，内部㶲损失随着闪蒸压力的增加而基本呈线性增加，系统总㶲损失先减小后增大。由 3-e 图可以看出，随着闪蒸压力的增加，联合系统总㶲损失成本率与都增大。由 3-f 图可以看出，随着闪蒸压力增加，闪蒸循环单位输出功成本先减小后增大，但整体变化不大，在 10 元/kW 范围内变化；双工质循环单位输出功成本开始时有较为明显的减小，后趋于平稳；联合系统单位输出功成本先减小后增加，当闪蒸压力为 195kPa 时，有最小值为 150.95 元/GJ。

当蒸发温度不变、闪蒸压力变化时，对各个循环的热力学性能和经济学性能有明显影响。从㶲

经济学角度分析，在本联合系统运行条件下，闪蒸压力为 195kPa 时达到最佳工况。

4.1.2 蒸发温度变化对联合系统性能的影响

图 4 显示了当闪蒸压力不变，闪蒸-双工质联合发电系统热力学和㶲经济学参数随蒸发温度变化曲线。

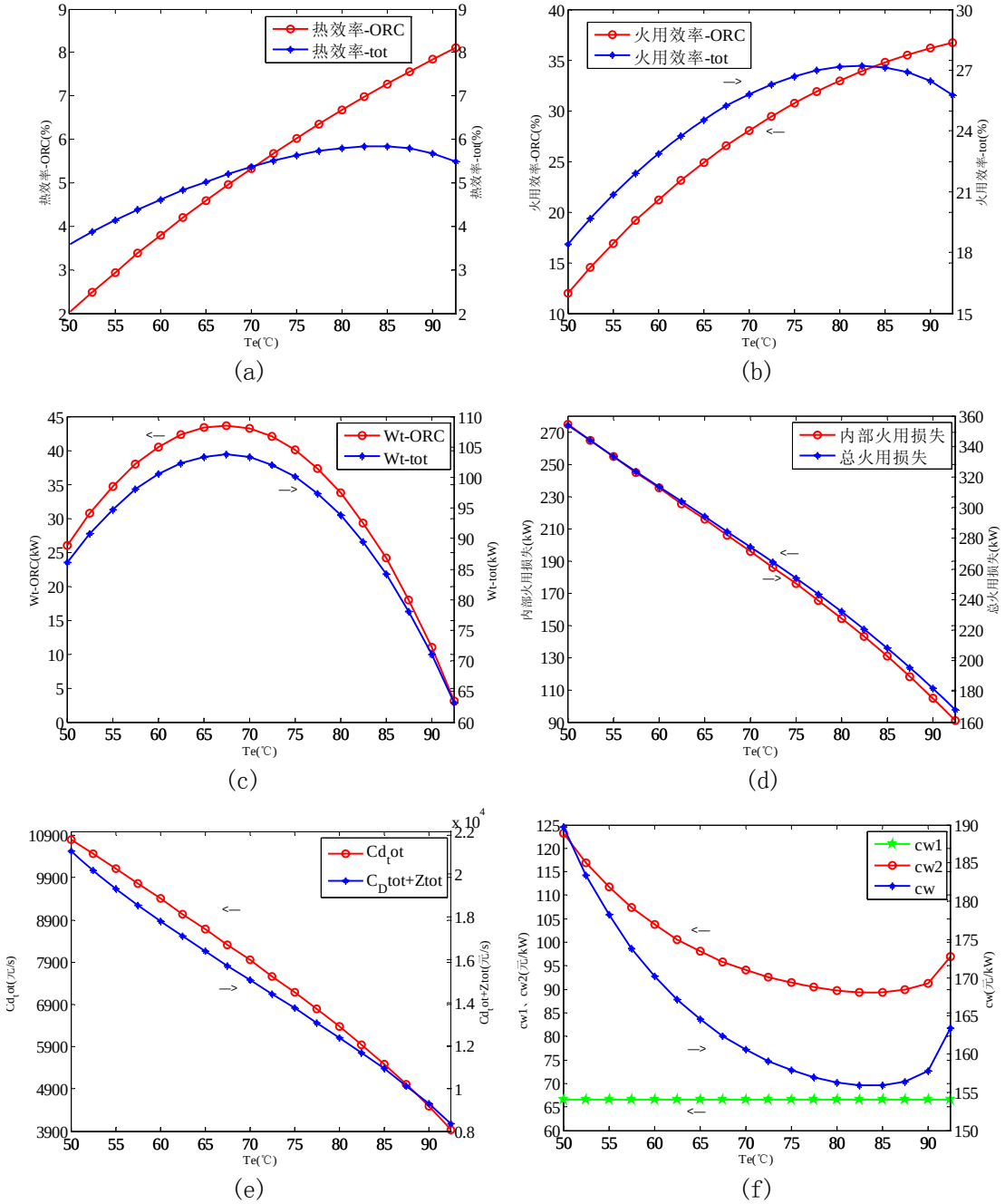


图 4 蒸发温度对循环性能的影响

由 4-a 图可以看出，在闪蒸压力确定下，当蒸发温度从 50℃增加到 92.5℃时，联合系统热效率出现先增加后减小的趋势，在蒸发温度为 82.5℃时，联合系统热效率达到最大，为 5.84%。4-b 图可以看出，以上三个循环㶲效率变化规律与热效率变化规律相似，同时，发现当蒸发温度为 82.5℃时，联合系统㶲效率有最大值，为 27.23%，闪蒸循环㶲效率保持不变，为 24.29%。由 4-c 图可以看出，联合系统与双工质循环的净输出功随蒸发温度的变化趋势相同，随蒸发温度的增加，先增大后减小，当蒸发温度为 67.5℃时，联合系统总输出净功有最大值，为 111.24kW，其中闪蒸循环净输出功保持不变，为 66.74kW。4-d 图显示了系统内部㶲损失和总㶲损失随蒸发温度的变化规律，两者都随蒸发温度的增加而减小。由 4-e 图可以看出，随着蒸发温度的增加，联合系统总㶲损失成本率与

都增大。由 4-f 图可以看出，随着蒸发温度增加，闪蒸循环单位输出功成本不变，为 66.47 元/kW，双工质循环和联合系统的单位输出功成本和随蒸发温度的升高，先增加后减小，当蒸发温度为 85℃时，和同时拥有最小值，分别为 89.43 元/kW 和 155.90 元/kW。

当闪蒸压力不变，蒸发温度变化时，闪蒸循环的热力学性能和经济学性能几乎不受影响，但对双工质循环的热力学性能和经济学性能有明显影响。从㶲经济学角度分析，在本联合系统运行条件下，蒸发温度为 85℃时达到最佳工况。

对联合系统闪蒸压力和蒸发温度两个参数进行优化，当闪蒸温度为 195kPa、蒸发温度为 85℃时为最佳运行参数，此时，联合系统的单位输出功成本最小。

4.2 系统优化分析

在参数优化中，对系统闪蒸压力、蒸发温度等关键参数进行优化，得出最优工况。在闪蒸压力为 195kPa、蒸发温度为 85℃工况下，通过分析比较系统关键设备的㶲损失、㶲损失成本、㶲经济系数，可对设备进行优化设计。

表 8 系统各状态点的热力学参数

状态点	T(oC)	h(kJ/kg)	s(kJ/(kg·K))	(kJ/kg)		P(kPa)
1	135.00	567.74	1.6872	76.05	528.09	320
2	119.41	567.74	1.6908	74.99	520.78	195
3	119.41	2705.07	7.1353	616.24	129.01	195
4	119.41	501.31	1.5216	58.17	391.78	195
5	69.10	2467.58	7.3088	327.90	68.64	30
6	69.10	289.27	0.9441	15.42	3.23	30
7	95.00	398.09	1.2504	34.44	231.94	320
8	84.44	353.88	1.1286	25.92	174.58	320
o1	85.00	465.02	1.7827	39.80	186.59	892.78
o2	52.60	446.38	1.7971	16.94	79.41	250.46
o4	40.00	252.57	1.1790	4.33	20.30	250.46
o5	40.25	253.19	1.1809	4.37	20.50	892.78
o6	85.00	316.71	1.3686	12.89	60.41	892.78

根据系统热力学模型和㶲经济学模型计算系统内各个状态点热力学参数，具体参数值见表 8，图 5 为系统各状态点的㶲经济参数。

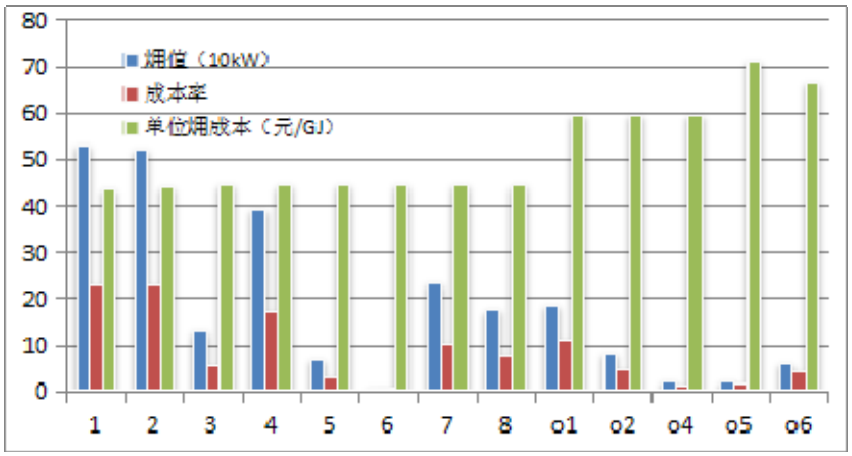


图 5 系统各状态点的主要㶲经济参数柱状图

为分析联合系统中各重要设备内热力学性能和㶲经济性能，其性能参数如图 6 所示。

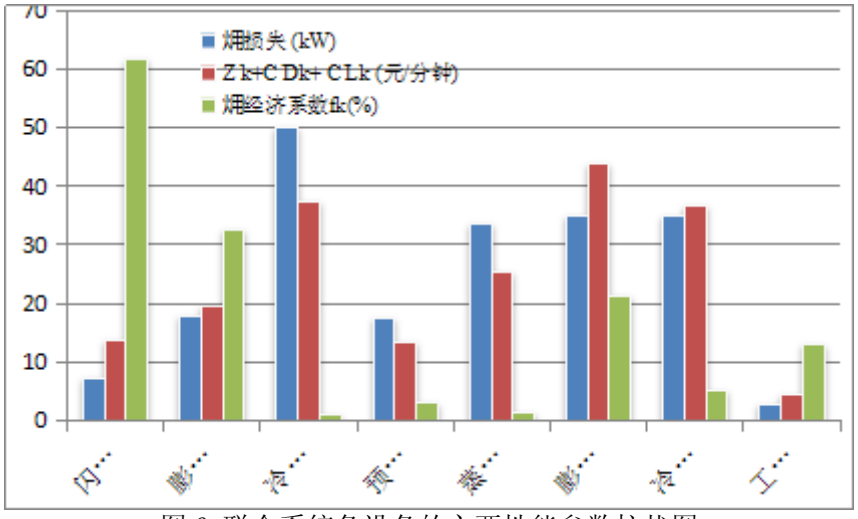


图 6 联合系统各设备的主要性能参数柱状图

在循环中，是重要的㶲经济参数，其中在冷凝器和膨胀机 2（双工质循环膨胀机）中数值较大，因此这些设备要考虑对其进行优化设计，以减少其成本。工质泵的值最低，所以工质泵的参数变化对系统㶲经济性能影响较小。冷凝器和蒸发器的㶲经济系数较小，但其㶲损失率较其他设备偏高，说明设备投资成本较低，系统运行㶲损失较大，可增加设备投资成本，比如增加换热面积，降低系统运行成本投资。而闪蒸器和膨胀机的㶲经济系数较大，说明设备成本投资占主要比重，可从设备投资成本角度进行优化设计。

4.3 敏感性分析

在工业生产过程中，生产工艺不同，蒸汽冷凝水的成本不同，因此有必要分析单位热水㶲成本对系统的影响。针对单位余热水㶲成本对单位输出成本的敏感性分析，分析这一不确定因素对㶲经济性能的影响。

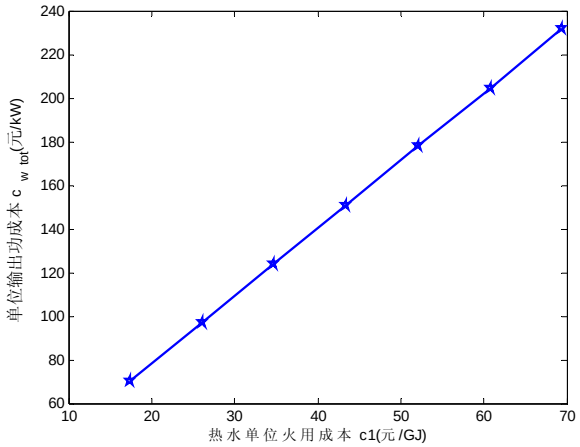


图 7 热水单位㶲成本对单位输出功成本的敏感性曲线

图 7 为热水单位㶲成本对单位输出功成本的敏感性分析曲线，从图中可以看出，随着给定余热单位㶲成本的增加，单位输出功成本呈线性增加。可见，发电成本对余热单位㶲成本的变化较为敏感，因此在使用不同生产工艺的余热热水时，要对其成本作准确估量。

5 结论

本文利用闪蒸-双工质联合发电循环回收工业过程热水型余热，通过㶲经济方法对联合发电循环进行参数优化与分析形成结论如下：

（1）在热水进口温度为 135℃、闪蒸循环冷凝压力为 30kPa、双工质循环冷凝温度 40℃工况下，随着闪蒸压力的增加，单位输出功成本先减小后增大，在 195kPa 时存在最小值。随着蒸发温度的升高，单位输出功成本先减小后增加，在 85℃时存在最小值。当闪蒸压力为 195kPa，最佳蒸发温度为 85℃时，联合系统单位输出功成本最低。

(2)在联合发电系统中冷凝器和双工质循环膨胀机中火用经济投资较大,可对其进行优化设计。冷凝器和蒸发器的㶲经济系数较小，但其㶲损失率较其他设备高，可优化冷凝器和蒸发器结构，提高系统热力性能。不同工业工艺余热单位成本对联合发电系统火用经济性能的影响较大，近似成线性关系。

致谢

感谢国家自然科学基金（No.51406212）和天津市科技支撑项目 (No. 14ZCDGSF00035)的资助。

参考文献

[1] 何雅玲. 工业余热高效综合利用的重大共性基础问题研究[J]. 科学通报, 2016, 61(17): 1856-1857.

[2] 王洪昌, 杨向东. 蒸汽凝结水的回收利用[J]. 山东化工, 2016, 45(9): 142-145.

[3] 杨宇程, 吴冬蕾. 凝结水高温回收利用技术深探讨[J]. 化工进展, 2011, 30, 增刊: 836-843.

[4] 张留霞, 李鸿奎. 某医院蒸汽凝结水热回收利用设计探讨[J]. 给水排水, 2011, 37(4): 73-76.

[5] A. D. Pasek, T. A. Fauzi Soelaiman, C. Gunawan, Thermodynamics study of flash–binary cycle in geothermal power plant. Renewable and Sustainable Energy Reviews [J]. 2011, 15: 5218–5223.

[6] Exergetic cost evaluation of hydrogen production flash-binary geothermal power plant[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40: 14021-14030.

[7] A. Baghernejad, M. Yaghoubi. Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52: 2193–2203.

[8] Yajing Zhao, Jiangfeng Wang. Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system[J]. Applied Energy, 2016, 179: 159-170.

喷淋换热在低温余热回收中的应用

刘晨
（斯普瑞喷雾系统上海有限公司）

1、概述

低温烟气通常是指 200° C 以下的烟气，由于烟气量大、含量一定量的水分和潜热，回收低温烟气余热是当前节能减排的重点领域。现有多种回收低温余热的技术，比如低温省煤器、氟塑料换热器、高效换热器等，但通常都只能回收到 80° C，深度回收到 30° C 技术上可行、较难兼顾经济性。

本文介绍一种喷淋换热器的原理，分享其在热电锅炉烟气余热深度回收和净化系统的应用案例，探讨在钢铁和煤焦化等一些领域应用的可行性。

2、原理及功能

直接喷换热器如图 2 所示，包括烟气进口管、冲击洗涤蓄水池或水箱、循环水泵及过滤器、除湿脱白、放散烟囱等部分组成，烟气进口管内安装细雾喷淋和水喷淋两级直接喷淋换热系统，主要功能除了直接全热换热外，还有精除尘、脱硫脱酸、除二噁英、除重金属、除湿脱白等，属于一种投资省、低成本的低温全热回收、除尘和多污染物协同净化设备，与湿电等精除尘设备相比，最主要的优势是投资省，能去除饱和水蒸汽节水和回收低温余热。

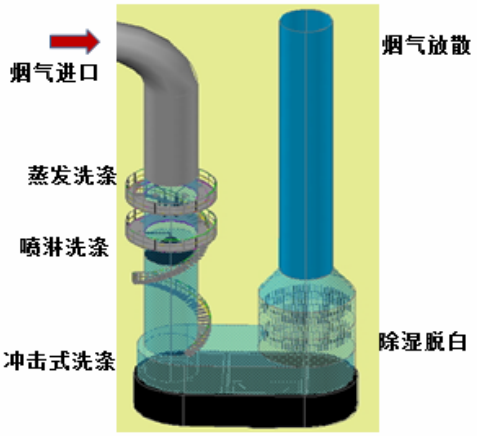


图 2 直接喷淋换热器原理示意图

换热原理：进口含尘、饱和温度以上的烟气首先通过细雾洗涤，气体雾化喷嘴或高压细雾喷嘴产生的平均颗粒度在 80-100 微米的细水雾与烟气接触后，瞬间蒸发为水蒸汽，使烟气达到饱和。每吨水变成水蒸汽时，其体积膨胀超过 1200 倍，对烟气中的细颗粒粉尘产生挤压、碰撞、凝聚长大作用，便于分离，可以实现 10mg/m3 以下的除尘水平。烟气饱和后，所含的二氧化硫等酸性成分会被液化和高温氧化，有利用深度脱硫除酸。

紧接着通过大水量喷淋洗涤使烟气过饱和，喷水量是烟气中饱和水量的 5-8 倍，烟气中的水蒸汽冷凝收缩、粉尘颗粒进一步润湿，同时引射烟气，干烟气、水蒸汽、粉尘颗粒、其它污染物与喷水的混合物一起，以烟道出口速度下的混合动能，冲击进入下面的蓄水池或水箱，烟气的温度被冷却到与水温接近的温度，从而使烟气中的大部分水蒸汽冷凝，连同烟气中的细颗粒粉尘被蓄水吸收，理论上只有不溶于水的干烟气能离开蓄水池。

与高效动力波洗涤器不同，增加细雾蒸发洗涤、喷淋洗涤喷嘴采用顺喷，因此气液比很低，只有动力波洗涤器的五分之一，阻损~200 帕，也只有动力波洗涤器的十分之一，在达到相同、甚至更高效的换热、除尘、净化效率下，具有显著的节能效果。与烟气出口直接插入液面下的冲击式洗涤器比较，在效率相同、甚至更高的情况下，阻损小得多。洗涤水采用现场自循环方式，循环洗涤到水中的粉尘和其它污染物定期排除。

实践证明，这种高效喷淋换热洗涤器可以在~200 帕的阻损、气液比~2L/m3 的操作条件下，确保出口烟气粉尘浓度降低到 10mg/m3 以下。

3、案例分享

应用案例之一：热电厂 130 吨、220 吨锅炉湿法脱硫后烟气全热回收

做为直接喷淋直接换热的成功示范案例，在热力蒸汽锅炉上进行了湿法脱硫后湿烟气直接喷淋余热回收、深度净化示范项目的建设，项目在两台 130 吨+1 台 220 吨锅炉的湿法脱硫系统进行，在两台 130 吨锅炉共用的湿法脱硫塔后、烟囱之间增加 1 套立式直接喷淋换热深度洗涤系统，在 1 台 220 吨锅炉脱硫塔后、烟囱之间增加 1 台卧式直接喷淋换热深度洗涤系统，深度净化后的烟气通过共用的烟囱排放。示范项目的主要数据和结果如下：

处理烟气量：120 万 m3/h

入口烟气温度：~50℃

出口烟气温度：~40℃

入口烟气湿度（查表）：114g/Nm3

出口烟气湿度（查表）：63g/Nm3

除湿量和冷凝水回收量：45%

循环水温：供水≤30℃、排水~40℃

出口粉尘浓度： ≤10mg/Nm3

出口 SO2 浓度：17mg/Nm3

出口 NOx 浓度：55mg/Nm3

运行结果表明，通过烟气直接喷淋冷凝除湿低成本实现了烟气的超低排放，同时通过回收烟气全热和冷凝水，企业增加供热能力15%，提高锅炉燃煤综合效率7%，一个采暖季净增效益760万元，投资回收期不超过四年。企业还对循环水冷却的余热进行了回收利用，均采用特殊设计的高温热泵回收循环水的余热，外供80-130℃热水直接用于供热，烟气的低温余热则通过直接喷淋换热转移到循环水中。这是中国节能协会在大力推广的技术。

应用案例之二： 210 平米烧结机尾烟气除尘

烧结机尾除尘多采用干式静电除尘，由于原设计标准低，要达到新的 20mg/Nm3 以下排放标准必须进行改造，多选择电改袋、或增加电场改造，投资多、改造施工时间长。山东一烧结用户共有三台 210 平烧结机，决定其中的两台采用直接喷淋换热洗涤器改造，改造方案是在原电除尘器后引风机与烟囱之间，拆除消音器，新安装高效直接喷淋换热洗涤器，包括进风管、弯管、细雾喷雾、喷射管、洗涤池、过滤器、洗涤喷雾、出口管道等部分组成。入口烟气粉尘浓度 80-150mg/Nm3 时，系统在线烟气检测仪显示和取样检测粉尘浓度平均值分别为 5.1 和 9.1mg/ Nm3。本方案与传统的布袋除尘器、或电袋复合除尘器比较的主要优点：

投资少：只有其它方案的~50%，因为电除尘器、风机、烟囱等设备都保留利用。

运行成本低：高效喷淋洗涤器系统阻损不超过 1kPa，比原消音器阻损还低，系统总阻损不仅没有增加，还有所降低，风机运行电费少。

改造时间短：新设备可以在烧结机生产期间施工安装，只有前后管道对接需要停产，仅需 2 天时间。

岗位卫生状况好：由于系统阻损有所降低，在风机转速不变的情况下，车间内吸风口的负压增大。

泥浆回收利用：由于已经通过电除尘器净化，烟气中的粉尘量极少，每天只需输出少量沉淀过滤产生的泥浆回原料，不需要循环水处理，没有二次污染。

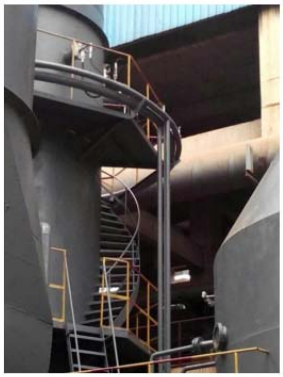


图 3 210 平米烧结机尾高效喷淋洗涤器

系统的更多参数信息：

处理烟气量：500，000 m3/h（工况）

入口烟气粉尘浓度：100-150 mg/Nm3

出口烟气浓度：≤20mg/Nm3

系统阻损：0.8kPa

外排泥浆：10t/d（送原料系统利用）

应用案例之三：烧结原料除尘

唐山一烧结用户烧结矿返矿上料系统，原设计在 50 米高的厂房顶采用布袋除尘器除尘，运行一定时间后布袋粘灰堵塞，没有除尘作用，又没有及时更换，导致作业现场粉尘污染严重，有时还会冒出厂房，导致产生环保问题。为此在布袋除尘器进口烟道处，通过旁通方式，将含尘烟气引到接近地面，通过高效喷淋洗涤器，同时增加湿式除尘风机提高动力，并进一步精除尘，经洗涤除尘后的烟气含尘量可低于 5 mg/m³。设备的相关数据：

1、风量 21000m3/h

2、配套风机功率 30KW，循环泵 7.5KW，两者之和只有布袋风机功率的 50%

4、循环水供水量 20-30 m3/h，实际耗量为 0.2 m3/h（最大值）

5、除尘系统入口烟尘含量 21g/m3，环保检测结果：出口低于 5 mg/m³

6、设备占地空间：长*宽*高=2*4*5m

喷淋洗涤前岗位粉尘

喷淋洗涤后

喷淋前排烟

喷淋洗涤后

图 4 高效喷洗涤器用于原料除尘

应用案例之四：92 平米烧结机头烟气除尘

唐山烧结用户 92 ㎡烧结机机头湿法脱硫烟气粉尘浓度需要达到当地地方标准小于 20mg/m3，经过综合比较湿电、管束式除尘后，确定采用在脱硫塔出口增加高效喷淋洗涤器，工艺流程如图 5 所示。

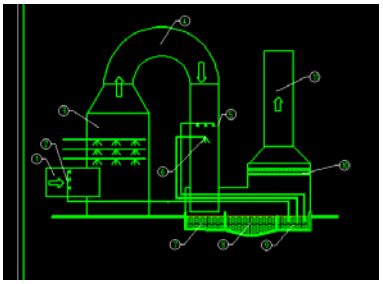


图 5 烧结机头湿法脱硫后烟气深度净化工艺

v6 脱硫塔进口管道 ②气雾喷枪 ③脱硫塔 ④喷淋洗涤器进口管道 ⑤雾化喷枪 ⑥水喷枪 ⑦混合池 ⑧沉淀池 ⑨净水池 ⑩除雾器 ⑪烟囱

脱硫塔进口段增加细雾喷淋洗涤，烟气经蒸发洗涤使未饱烟气饱和，烟气降温，相变凝聚使细颗粒粉尘长大，进入脱硫塔脱硫、除尘、除酸、收集重金属，捕集微细粉尘，烟气初步冷凝降温。脱硫后烟气进入高效喷淋洗涤器，经过深度洗涤后捕集吸收水蒸汽，通过喷雾、降温、除尘、除酸、除重金属、除雾后，烟气慢速通过除雾器、烟囱直接排放，从而解决“拖尾”现象，使烟气排放达标。增加喷淋洗涤前后主要参数：

1、风机风量：480000 m³/h

2、脱硫塔入口烟气含尘浓度：≤120mg/Nm³
3、脱硫后烟气温度：~60℃
4、脱硫后烟气湿度：0.198kg/m3（查表）
5、高效喷淋洗涤器出口烟气温度：~40℃
6、高效喷淋洗涤器出口烟气湿度：0.063kg/m3（查表）
7、新烟囱出口烟气含尘浓度：≤20mg/Nm³
8、本设备阻力：≤150Pa

应用案例之五：10㎡竖炉脱硫烟气除尘

唐山烧结用户 10㎡竖炉湿法脱硫后烟气粉尘浓度要求达到 20mg/m3，经过综合比较湿电、管束式除尘后，确定采用在脱硫塔出口增加高效喷淋洗涤器，工艺流程与图 5 类似。增加喷淋洗涤前后主要参数：

1、风机风量：250000 ㎥/h
2、脱硫塔入口烟气含尘浓度：≤120mg/Nm³
3、脱硫后烟气温度：~58℃
4、脱硫后烟气湿度：0.198kg/m3（查表）
5、高效喷淋洗涤器出口烟气温度：~40℃
6、高效喷淋洗涤器出口烟气湿度：0.063kg/m3（查表）
7、新烟囱出口烟气含尘浓度：≤20mg/Nm³
8、 本设备阻力：≤150Pa

4、其它主要潜在应用

事实上，只要在大气平均温度以上的各种烟气，特别是饱和湿烟气、含容易粘结成分的烟气，都可以选择直接喷淋换热技术回收余热。钢铁行业的主要潜在应用依次包括：

高炉水冲渣尾汽
烧结球团湿法脱硫系统出口烟气
转炉湿法除尘烟气
连铸二冷蒸汽
湿熄焦蒸汽
循环水冷却塔排汽
冷轧酸再生排放烟气，等等，这些湿烟气排放的水份平均吨钢可达 1.5t/t。

5、问题与升级提高

直接喷淋换热洗涤器的精除尘脱硫、脱硝、二噁英、氟化物、重金属等其它污染成分的协同净化和节水、回收低温余热功能已经得到初步验证，还有些问题和升级提高内容分别探讨如下：

5.1 烟气冷却和余热回收方式

目前 80° C 以上采用间接换热是经济的，80° C 到水饱和温度~50° C、甚至更低到 35° C，采用间接+直接混合换热方式更经济，以减少制冷系统能耗。35° C 以下通常只能采用直接喷淋换热，也期望各种烟气源热泵技术。也就是说，烟气低温余热回收的极限温度是大气温度，但如何回收更经济还有待综合比较确定。

5.2 循环水净化

市场上虽然有各种污水源热泵和换热设备，但可以说循环水还是充分进行净化后再直接喷淋循环更经济。循环水净化首先是去悬浮物，采用低压超滤膜可以一起净化到澄清的水平，最好在考虑经济可行除盐系统将循环水中的溶解盐去除，并进行提处，对系统的经济性和可靠性有利。

5.3 余热的用途

低温余热的热量巨大，在采暖季回升余热产生热水供居民采暖的余热暖民工程是一个非常有意义的用途。在非采暖季，应以工艺本身需要为主，比如焦炉预热焦煤、烧结预热烧结矿等，余热的回收利用路径短效率高，最后才考虑低温余热制冷供空调和工艺使用，余热发电也是一个选项，尽管发电效率不高，但比放散好。

5.4 节电

直接喷淋换热洗涤器的进口烟气目前是接自除尘风机后、脱硫塔后，下步计划接自风机前、甚至布袋除尘器前，后步增加湿式风机，由于烟气温度、湿度降低，工况烟气量减少，系统阻损降低，还有脱硫要求的气液比降低，整个烟气除尘净化系统总电耗预计可以减少 50%，具有显著的节能减碳经济效益。

5.5 除湿脱白与余热回收

烧结机头、球团等烟气量大，含 10%水蒸汽，所含的低温余热量也大。在大烟道内采用热管余热锅炉回收蒸汽发电是一个选项，问题是会出现低温结露风险，通过采用高效喷淋换热洗涤，采用混合式、或直接喷淋冷凝降低排放烟气的水分，再进行适当过热，可以适当节能性除湿脱白，也有条件从循环水系统回收余热。

6、参考文献（略）

陕西锌业饱和蒸汽发电和余热利用技术进展

岳凤洲　姚强　马会新
（陕西锌业有限公司，陕西　商州　726007）

摘要：简要介绍陕西锌业饱和蒸汽发电和余热利用技术在“十二•五”期间的进展情况。
关键词：发电　蒸汽透平　饱和蒸汽　锌精矿

陕西锌业有限公司（以下简称“陕西锌业”）筹建于1986年，设计电锌产能8kt/a,副产工业硫酸13kt/a,是陕西省最早从事湿法炼锌的国有企业。陕西锌业从2004年7月加入陕西有色金属控股集团有限责任公司（以下简称“有色集团”），目前已经发展成为有色集团的骨干企业之一。在“十二•五”期间，陕西锌业经过内部挖潜和技术改造，到2015年底，主产品锌锭实际产量达到204kt/a,比2010年提高51%，锌冶炼综合能耗711kgce/t,比2010年下降61%，副产品硫酸产量达到272kt/a，比2010年提高42%，形成具有企业自身特色的技术及产品24项，荣获政府科技成果奖30余项，2013年被陕西省国资委授予科技创新先进集体，被省工信厅授予陕西省首批科技创新示范企业。陕西锌业在行业具有较高的知名度和美誉度，企业在市场经济环境中的生存和发展能力进一步提高。

本文就陕西锌业本部在“十二•五”期间利用余热资源的进展情况做一简要介绍。

1.饱和蒸汽发电机组配置及主要特点

1.1 机组配置

目前，陕西锌业配置有一套容量为6040kVA的抽凝式饱和蒸汽发电机组，型号为B5S-3+B7S-3，由德国DRESSER-RAND（德兰赛兰）公司制造并提供技术服务。该机组实际利用了两台锌精矿焙烧烟气余热锅炉所产饱和蒸汽，余热锅炉设计蒸发量分别为28t/h,13.5t/h。B5S-3+B7S-3型饱和蒸汽透平发电机组包括蒸汽透平机、齿轮箱、发电机、联轴器、润滑油系统、控制系统、底座、并网柜和汽水分离器等。透平机采用多级串联设计和独立齿轮箱，由五轴联动数控机床加工而成。同步交流发电机具有自励磁、自调节(电压调节范围为±5%)、无碳刷的特点。电液控制喷嘴阀组装置通过螺栓固定在汽轮机外壳上，其作用是在蒸汽流量变化的的情况下保证机组正常运行。监测控制系统用于监测和控制蒸汽透平机、同步发电机、润滑系统和配电系统的运行状态。该系统由Siemens S7－300 (CPU 313 C) PLC控制。

1.2 主要特点

a.适应饱和蒸汽流量范围大。受锌冶炼工艺操作、锌精矿原料含硫和生产负荷、冬季采暖等因素实际影响，两台余热锅炉蒸汽流量正常时在40-45t/h内波动。当蒸汽流量波动时，喷嘴阀组可根据流量的大小自动调节开启组数，同一组喷嘴阀也可进行微调，使透平机保持稳定运行。喷嘴阀组具有很宽的负荷调节范围及较高的负荷效率，并且调节精度较高。

b.结构简单，启停迅速。透平机和发电机之间的减速箱设计采用水平布置结构双螺旋齿轮单级减速齿轮箱，结构紧凑，占用空间小，投资、维护及运行费用低。蒸汽透平发电机组从冷态启动暖管到并网发电成功最多只需要26分钟，而短期停机后重新暖管启动可在10分钟内完成，启停非常方便。

c.良好的防水蚀特性。蒸汽透平机设计转速相对较低，因而避免了由于高转速旋转引起的部件冲刷（会导致发电效率降低）。叶轮及壳体采用高性能材质及能有效抗击水滴冲击的特殊结构，级间及出口处设有带不锈钢节流孔的疏水装置；机组带有高效汽水分离器，确保蒸汽中冷凝水含量在允许范围内。

d.操作相对简单，自动化程度较高。准备工作完成后，只需按两次控制键即可完成蒸汽透平发电机组的启动和并网运行。

e. 机组运行平稳安全可靠。该机组可以在开车前自动检查轴温、润滑油温和油压、蒸汽入口压力、入口阀状态、主网电流、电压和频率等参数，参数满足要求即可自动开车，否则拒绝开车。在运行过程中除在线监测上述参数外，还能自动监测蒸汽透平机轴、减速机轴和发电机轴的振动、发电机输出电流、电压和频率、发电机和汽轮机转速等重要参数，一旦发现异常即自动停车。为了防止余热锅炉在机组突然出现故障停车时因切断蒸汽通路而憋压，在集汽缸前增加了一个与机组运行

状态联锁的蒸汽自动旁路系统，确保余热锅炉和蒸汽主管线安全。

2.陕西锌业饱和蒸汽发电进展情况

2.1 运行情况

2010 年 5 月，陕西锌业饱和蒸汽余热发电机组建成投运。投运 6 年来的实际发电情况见表 1。

表 1 陕西锌业饱和蒸汽发电机组近 6 年运行情况

序号	年度	发电时间，hr	平均运行功率，kW	发电量，kWh）	发电机组开车率，%	沸腾炉余热锅炉运行时间，hr.
1	2010	192	1163	223300	2.42	7916
2	2011	4662	1700	7925487	56.55	8244
3	2012	447	1700	759230	5.33	8382
4	2013	2465	1700	4190519	30.59	8057
5	2014	7491	1700-3041	12735594	90.76	8254
6	2015	7516	2083-3041	15656539	94.81	7927

注：

1.发电机组开车率按正常发电时间除以 109 ㎡沸腾炉和余热锅炉运行时间计算。

2.从 2014 年 10 月 1 日开始，发电机组在冬季实现了连续运行，之前冬季供暖未发电。

2.2 存在问题及主要解决措施

a.高压汽轮机上下缸结合面处漏水。因运输安装和试车期间操作不慎等原因，该机组安装投运初期就发现该问题，直接影响了 2010-2013 年度的发电机组开车率。经与供方反复交涉，最后重新制造并更新了一套高压汽轮机上下缸。目前虽然不影响正常发电，但仍存在微量漏水现象。

b.发电机组富余量较大。该发电机组在 2007 年原设计有 3 台余热锅炉，供给余热发电机组的饱和蒸汽总量为 52t/h,压力 3.9Mpa，其中氧化锌车间有两台余热锅炉，设计蒸发量均为 12t/h，一台为 200kt/a 硫酸装置余热锅炉，设计蒸发量 28t/h 蒸汽。2010 年余热发电机组试车后发现，氧化锌车间两台余热锅炉实际蒸发量较小，而且距离余热发电站较远，管道热量和压力波动和损失较大，不适合余热发电机组运行要求。经公司研究后决定，氧化锌车间的两台余热锅炉所产饱和蒸汽直接减压后供给湿法炼锌系统加热用。

3.陕西锌业余热利用技术进展情况

为了解决饱和蒸汽余热发电蒸汽量不足等问题，陕西锌业结合生产实际，经过深入调研论证后，采取三项措施，逐步提高了余热利用和饱和蒸汽发电能力。

3.1 采用热管技术利用二氧化硫烟气一次转化后余热。

陕西锌业 200kt/a 硫酸装置在 2009 年 6 月投产后，转化系统一次转化后出Ⅲ换热器管程的三氧化硫烟气温度高达 290-310℃。为了充分利用这一部分余热，先后做了两次技术改造，第一次技术改造实施于 2010 年 7 月，在转化系统Ⅲ换热器管程出口烟气管道上增加了 1 台换热面积为 2050 ㎡的热管省煤器，作为 SO_3 冷却器[1]，加热 104℃的余热锅炉给水到 180-184℃，把余热锅炉蒸发量从原设计 28t/h 提高到 30t/h。第二次技术改造实施于 2015 年 5 月，根据近 5 年的生产运行实际需要，通过复核原设计计算资料，把热管省煤器面积增加到 2200 ㎡，加热 104℃的余热锅炉给水到 186℃左右，把余热锅炉蒸发量从原设计 28t/h 提高到 30-31t/h。

3.2 新建资源综合利用和节能减排项目。

根据“十二•五”规划，陕西锌业主产品锌锭计划产量要突破 200kt/a。为了实现这一规划目标，经过三年多的反复深入调研论证，陕西锌业于 2014 年 4 月 1 日开始实施了“资源综合利用和节能减排项目”，同年 10 月 1 日建成投产了 1 套 85kt/a 锌精矿焙烧制酸生产线，不但给公司主产品锌锭计划产量突破 200kt/a 奠定了优质稳定的原料基础，而且每年多回收 12 万吨余热饱和蒸汽，提高了余热发电能力（冬季采暖期间也可以连续正常发电），同时彻底停用了备用的 3 台燃煤蒸汽锅炉（燃煤锅炉于 2015 年拆除后，陕西锌业还可以享受到国家 125 万元政策奖励资金）。

3.3 计划采用国产化硫酸系统低温余热利用技术。

目前，国内具有自主知识产权的低温位热回收技术（DWRHS），已在数十套硫酸装置中推广并成功应用[2]。根据前期可研和初步设计测算，陕西锌业 200kt/a 硫酸装置干吸工序可回收低温位余热

资源 58.52TJ/a,,折标煤 1997t/a,可加热生产 60℃软化脱盐水 50t/h，或 0.8Mpa 饱和蒸汽 9-13/t。在“十三•五”期间，随着企业实力的进一步发展和技术水平的不断提高，陕西锌业计划实施硫酸装置干吸工序低温位余热资源利用项目，进一步提高饱和蒸汽发电能力和余热资源综合利用水平。

4.结语

陕西锌业经过在“十二•五”期间内部挖潜和技术改造，2015 年利用余热饱和蒸汽实际发电 1.5656539×10^{7}kWh,是 2010 年的 70.11 倍，供电量 1.1997629×10^{7}kWh/a,节约电费 364.8479 万元/a,发电后余热蒸汽用于湿法炼锌和冬季取暖，节约内部生产成本 4042.02 万元/a，余热资源利用直接经济效益 4406.8679 万元/a，余热资源利用水平进一步提高，企业持续稳定健康发展能力提升，对同行业具有借鉴意义。

参考文献

1.岳凤洲，陕西锌业 180kt/a 硫酸装置转化工序的设计及生产实践[J]，硫酸工业,2011(1)：48-49

2.俞向东，硫铁矿和冶炼烟气制酸低温位热回收研究[J],硫酸工业，2014（3）：49-50

烧结余热发电或拖动系统工程设计优化措施

刘美丽　邓丹　靳忠孝　窦艳杰
（西安陕鼓动力股份有限公司 工程设计院，陕西 西安 710075 ）

摘要：目前烧结余热回收在钢铁企业全面推广和应用，使烧结余热发电和拖动技术快速提升，烧结余热回收工程项目投产后的实际运行效果倍受关注。本文从工程设计角度，结合多年的工程实践经验，以最大限度的利用烧结余热、提高的余热发电效率、降低的厂自用电和最低的建设投资为设计优化原则，总结烧结余热发电工程设计的优化措施。

关键词：烧结余热发电和拖动 、工程设计、优化措施

Measures to optimize the engineering design of the sintering waste heat power generation & drive system

LIU Mei li　Deng Dan
（Xi’an Shangu Power Co. Ltd.,　Xi’an 710075 , China）

Abstract: At present, With the comprehensive promotion and application of the sintering waste heat recovery and utilization in iron and steel enterprise, the sintering waste heat power generation and drive technology has been rapid, the actual effect of sintering waste heat recovery project after the operation has been getting more attention. In this paper, from the angle of engineering design, combined with years of engineering experience, For the design optimization principle of maximize the use of sintering waste heat,, improve the efficiency of waste heat power generation and reduce the auxiliary power plant. summarizes the measures to optimize the sintering waste heat power generation project design.

Keyword: Sintering waste heat power generation engineering design optimization measures

0. 前言

钢铁工业的能源消耗量约占全国工业总能耗的 15%， 在钢铁企业中，烧结工序能耗占吨钢能耗的 10～20%，仅次于炼铁工序。 我国烧结生产的能耗指标和先进国家相比，差距较大，每吨烧结矿的平均能耗要高出 20kg 标煤。

从图 1 典型的烧结厂热平衡能流图可以看出，烧结烟气平均温度一般不超过 150℃, 所含显热约占总热量的 23. 6%；冷却机废气温度在 100℃～400℃之间变化, 其显热约占总热量的 29. 3%；烧结生产放散到大气中的气体显热占烧结总热耗的 50%左右，所以烧结工序节能潜力很大。

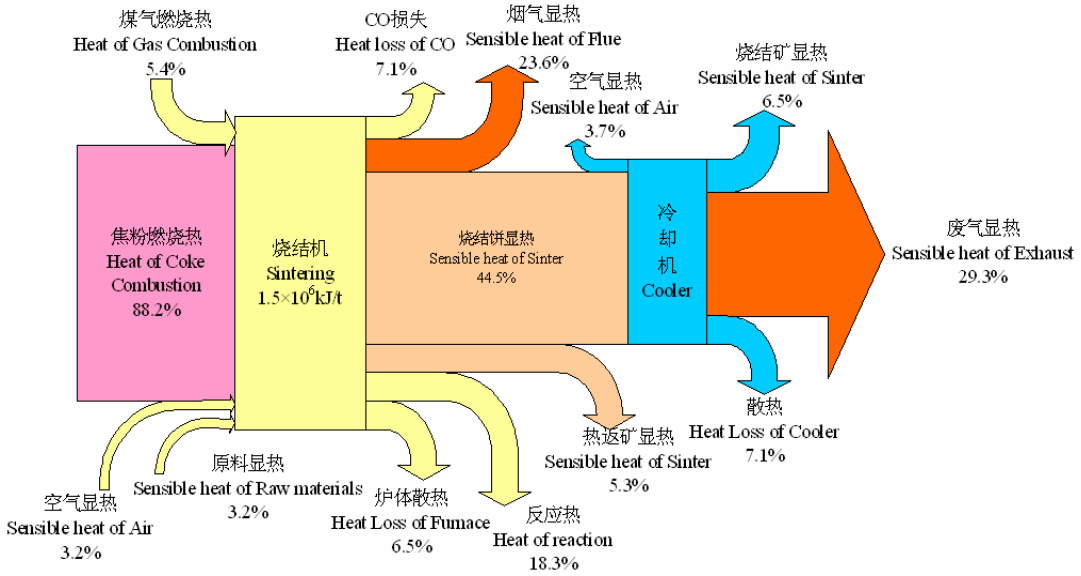


图 1　典型的烧结厂热平衡能流图

马钢在 2004 年引进日本川崎核心技术及关键设备建立了国内第一套烧结环冷机废气余热发电机组，随后国内其他钢铁企业开展烧结冷却机余热发电技术的探索研究，由于起步晚，工程设计人员对烧结余热特点认识不足，依据小型火力发电站的设计要求与经验进行设计，并没有针对我国烧结余热特点进行优化，有些烧结余热的发电效果很好，有些没有达到预期目标，发电量较低。造成这种现象的原因是多方面的，有设计、安装和运行操作等多种组合因素。本文根据多年余热发电工程设计和总承包经验，针对我国烧结余热特点，总结出以最大程度利用烧结废气余热、提高余热发电系统效率、降低系统自身消耗和最低的建设投资为设计优化原则，对烧结余热回收工程设计应采用的关键技术措施进行了分析和总结，供烧结余热发电工程设计人员借鉴和参考。

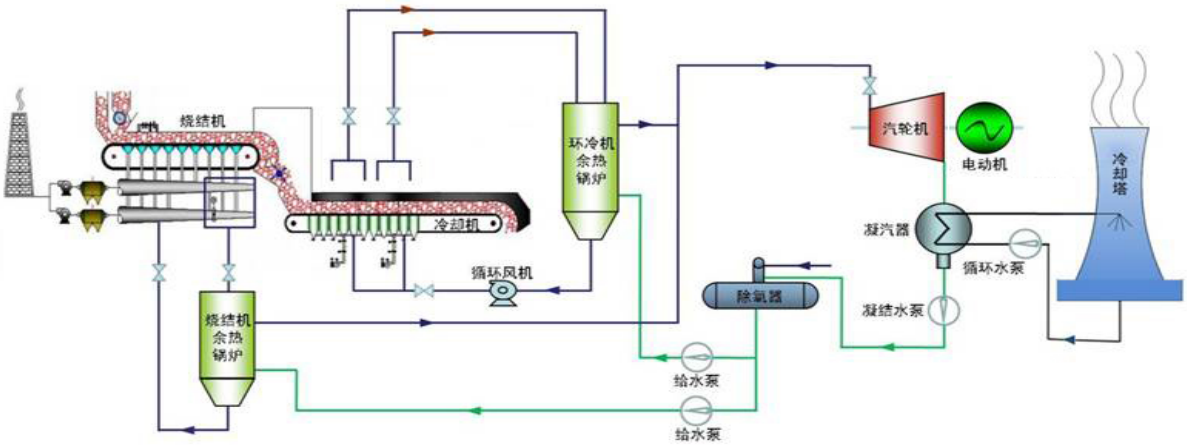


图 2　烧结余热发电的系统流程图

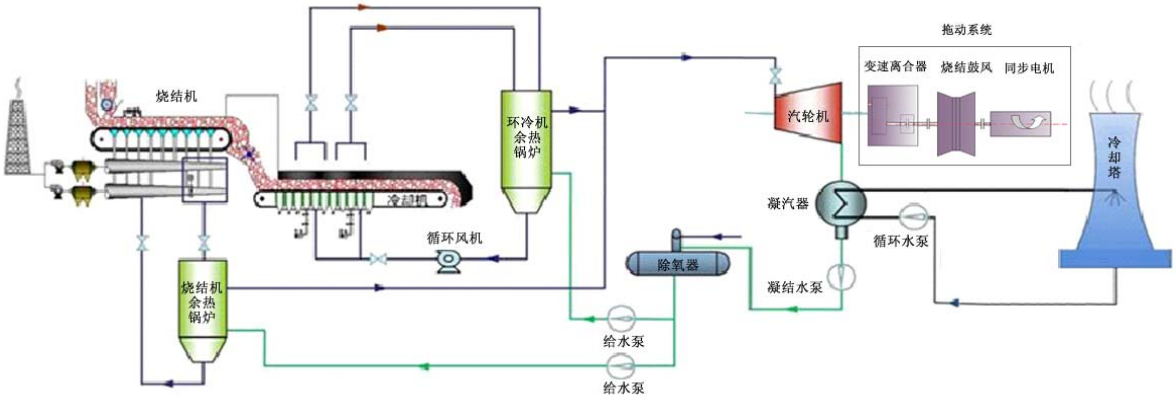


图 3 烧结余热拖动的系统流程图

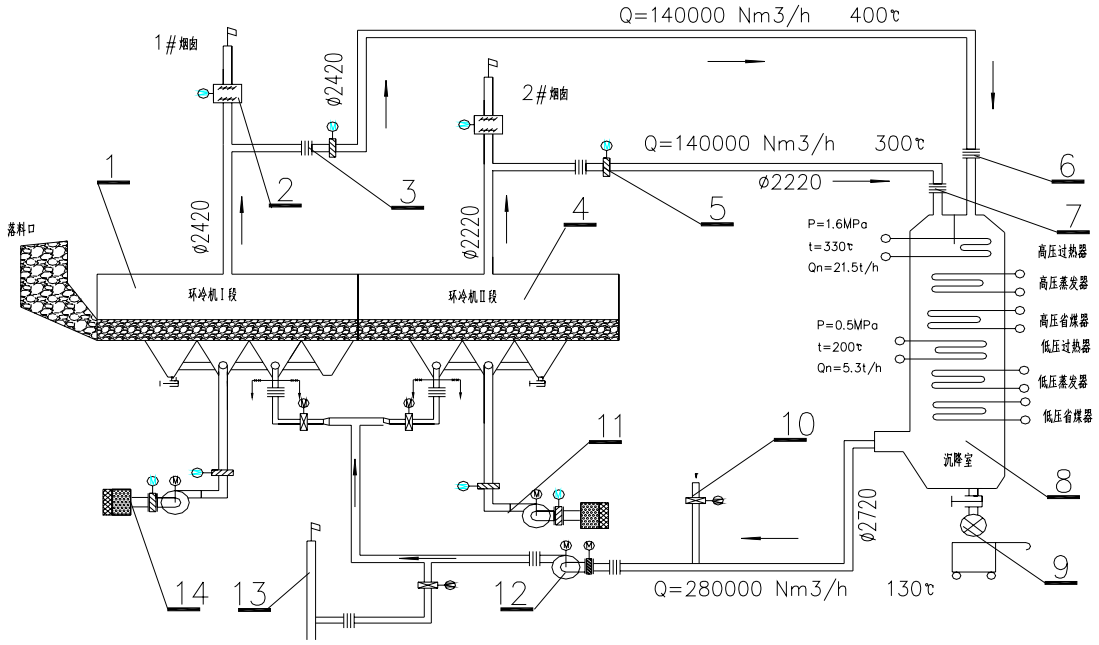


图 4 烧结环冷机余热利用烟风流程图

1-环冷机 I 段；2-烟道阀；3-I 段进口阀；4-环冷机 II 段；5- II 段进口阀；6-膨胀节 I；7-膨胀节 II8-余热锅炉；9-落灰斗；10-补冷风口； 11-2#环冷鼓风机；12-循环风机；13-烟囱；14-1#环冷鼓风机

1. 烧结余热发电或拖动系统流程

烧结余热发电和拖动系统流程如图 2、图 3，包括环冷机余热利用烟气系统、汽轮发电机组或拖动系统、余热锅炉汽水系统、电气系统、控制系统、循环水系统和化学水处理系统等。下面主要介绍烟气流程和汽水流程。

烟气流程：

烟气流程如图 4，环冷机 I 段的废气温度可达到为 380～420℃，环冷机 II 段的废气温度为 300℃左右，这些废热通过双通道废气进气管道分别进入余热锅炉，高温烟气经高温过热器换热后，与低温烟气混合，再流经高温蒸发器、低温过热器、高温省煤器、低温蒸发器和省煤器换热，经过锅炉换热后烟气降到 130℃左右，锅炉排出的低温烟气再经过循环风机增压送到环冷机下部的环形风箱，穿过高温的烧结矿料层，自身吸热后变成高温废气，再次进入余热锅炉换热，形成下一次循环。废气再循环可显著提升环冷机 I 段烟罩、II 段烟罩废气温度，从而提高整个余热锅炉的回收品质和效率，减少含尘烟气直接排空。

汽水流程：

冷却机废气余热锅炉采用双压系统，自带除氧装置。锅炉给水经凝结水泵加压，通过低压锅炉的省煤器加热后，进入低压锅筒，在锅筒内自除氧，除氧后的热水经下降管进入低压蒸发器，在蒸发器内吸热后成为汽水混合物又回到锅筒，在锅筒内进行汽水分离，饱和蒸汽通过引出管到低压过热器，在低压过热器被加热成低压过热蒸汽，作为补汽进入补汽凝汽式汽轮机；同时中压锅炉给水泵从低压锅筒抽水加压，送入中压省煤器加热后，接近饱和温度的水进入中压锅筒，经下降管进入中压蒸发器，在蒸发器内吸热后成为汽水混合物又回到锅筒，在锅筒内进行汽水分离，饱和蒸汽通过引出管到中压过热器，在中压过热器被加热成中压过热蒸汽，作为补汽凝汽式汽轮机主蒸汽；两部分蒸汽在汽轮机做功后，通过冷凝器凝结成水，再经凝结水泵加压，进入下一次循环。

2. 烧结余热发电或拖动优化设计原则

1）烧结余热回收系统依附于烧结主线，余热回收系统任何情况下决不能影响主线的正常生产 ；

2）应遵循以热定电的原则，烧结线能够提供多少余热相应发多少电；

3）不能通过增加烧结矿料焦比，提高烟气温度等方式来提高余热发电量；

4）在不影响主线生产前提下，最大程度利用冷却机余热；

5）以充分利用烧结余热、提高余热发电系统稳定性和效率、降低余热发电运行成本 为技术突破口，采用最优化工艺方案和技术措施;

6）突破原有思路，采用创新措施，充分考虑工程可行性、投资回收等因素,采用先进技术手段降低建设投资，达到多快好省的目的。

3. 最大限度利用烧结余热措施

1）选用新型环冷机

国内唐山冶金机械推出了新型环冷机，解决了密封问题。采用小功率小风量的鼓风冷却风机，兼顾了烧结矿冷却和余热回收，不仅减少了冷却风量，降低了鼓风机能耗，而且提高了环冷机 I 段烟罩的废气温度，温度可达到 380～420℃，II 段烟罩的废气温度为 320℃左右，这样提高了进入余热锅炉的烟气温度，保证了余热发电系统稳定运行，最大程度地利用了烧结矿的余热，对于新建的生产线可以考虑采用新型环冷机。

2）密封改造

对于

鼓风冷却的环冷机漏风主要有四个部位：风箱与台车的交接处； 台车侧板与密封罩的交接处；余热利用区段的进出端部；台车本体与台车侧部密封板的交接处。对于这四个重点部位，在余热利用时要进行密封改造。在取热段采用减少缝隙，堵塞漏洞的形式，加强冷却机双侧及轴端动态密封等措施，有效保证烟气系统的漏风率降到 25%以下。并对余热利用段 I 段烟罩、II 段烟罩的表面及端部进行保温，防止热量损失。

3）取热保温

对于参与取热的环冷机烟罩及取热废气及废气管道，进行保温处理，可减少散热损失。

4）烧结机烟气余热的利用

在烧结正常生产过程中，除了可以利用环冷机的废气余热外，还可回收烧结机尾后段的的烟气余热，即通过控制烧结终点，有效利用大烟道倒数后 1、2、3 风室的烟气余热，烟气平均温度在 380℃左右。

4.提高余热发电系统稳定性和效率的措施

因烧结工艺特性决定了烧结生产的不稳定性，冷却机废气流量和温度波动大，造成余热发电系统运行中存在不稳定性，采用一下措施可提高余热发电系统稳定性和效率：

1）采用多炉一机的系统方案

对于小于 150 ㎡烧结至少需要两条以上的烧结线的烟气合并进入一台锅炉或者每条烧结线分别配一台余热锅炉，将多台余热锅炉的蒸汽合并，进入一套汽轮发电机组发电；

2）采用热风循环

热风循环系统由环冷机、余热锅炉、循环风机组成，循环风机从锅炉尾部抽出的低温废气加压送到环冷机高温段的风箱中，低温废气向上流动，穿过环冷机高温段烧结矿层，变成高温废气，送入锅炉顶部。高温废气在锅炉中由锅炉上部向下流动，依次通过锅炉的过热器、蒸发器、省煤器，将水加热成过热蒸汽，换热后的废气成为低温废风，再次由循环风机加压送到冷却机的下部的风箱里进行下一次循环。

采取热风循环后，冷却机烟气的温度可提高约 40～50℃左右，使混合后烟气的温度可达到 380～420℃，提高了余热回收系统的效率。

3）补燃烟气

在烧结余热锅炉附近建设一台高炉煤气补燃炉，在环冷机废气温度波动时，根据波动曲线，燃烧高炉煤气产生高温烟气，给环冷机废气中补充一部分高温烟气，使废气温度保持在 350℃以上，再将其通入余热锅炉产生稳定蒸汽，使汽轮机发电机组正常工作而不解列。

4）补充蒸汽

从厂区蒸汽管网中接一路备用蒸汽至余热发电主蒸汽管道，当余热锅炉出力不足时，备用蒸汽投入使用，保证汽轮机正常运行。

5）用补燃炉过热蒸汽

利用厂区平衡的多余高炉煤气，送入补燃炉燃烧，加热烧结余热锅炉来的蒸汽，保证进入汽轮

机的蒸汽温度和压力，达到系统能够正常运行的目的，或者用一台补燃炉同时给系统提供过热蒸汽和高温烟气。

6）提高凝汽器真空度

凝汽器真空度决定了汽轮机排汽压力，蒸汽压力越低排汽焓越低，蒸汽转化为电能的蒸汽焓差越大，系统发电量也就越大。在设计中为提高凝汽器真空度和稳定性，应优先考虑选用射水抽气器，采取的措施主要有：①增加射水抽气器抽干空气量，降低凝汽器中不凝气体的含量，从而提高凝汽器真空度；②采用胶球清洗装置增强凝汽器换热效果，减少换热端差，降低凝汽温度；③设计中选用合理的循环冷却水倍率，增加循环冷却水流量。

7）合理布局工艺流程

合理布局余热发电系统工艺管道，降低蒸汽沿程的温度、压力损失，提高进入汽轮机蒸汽的品质，从而提高发电量。在设计过程中应合理利用钢铁厂现有场地，将汽轮机主厂房布置在烧结生产线附近，缩短余热锅炉和汽机房的间距。

同时，烟风管道系统的优化设计关系到风机的性能，换热阻力大小。在烟风管道中局部阻力远大于沿程阻力，在设计中优化布置，尽量减少弯头和高阻力系数的异形件，对减少压力损失有明显的作用。采取的措施主要有：①管道尽量简短，采用缓转弯头和断面缓慢变形的变径管；②有分流管时设置导流隔板，减少母管死区，降低涡流损失；③对于大截面的烟道降低内部支撑件阻力等。

8）管道保温措施

在烧结余热利用系统设计中加强烟气管道、蒸汽管道保温，都可以进一步利用烧结余热，提高余热发电能力。烟气管道保温层厚度采用 100㎜，高温蒸汽管道保温层厚度 120㎜、低温段蒸汽管道保温层厚度 100㎜。

5. 选用高效节能设备，减少余热发电系统厂用电

1）余热锅炉的选用

冷却机废气余热锅炉采用双压技术、立式布置自然循环锅炉。这种锅炉采用双通道烟气进气系统，高温烟气经高温过热器换热后，与低温烟气混合，再流经高温蒸发器、低温过热器、高温省煤器、低温蒸发器和省煤器换热，充分利用不同品质的烟气，实现烟气余热的梯级利用。

同时高温的烟气产生中压过热蒸汽，作为汽轮机的主蒸汽，利用低温的烟气产生低压过热蒸汽，作为补汽进入补汽凝汽式汽轮机做功发电。一般双压锅炉系统的发电量比单压系统可提高 8%～10%，从而可大幅提高余热发电量。

锅炉带有自除氧装置，无需单独设除氧器及加热蒸汽设备。在余热锅炉冷态启动时，现场无法提供除氧加热蒸汽的情况下，可有效保障余热锅炉正常运行。

2）汽轮发电机组的选用

烧结余热回收采用补汽凝汽式汽轮发电机组或者补汽凝汽式汽轮拖动主抽风机（SHRT 机组），有利于提高发电效率。余热锅炉产生的中压蒸汽为主汽进入汽轮机做功，低压蒸汽从补汽口进入汽轮机低压段做功。虽然增加了汽轮机末级叶片的高度和制作强度要求，增加了汽轮机的造价，但产生的经济效益更高，发电功率增加 12%左右 。

3）循环风机的选用

选择循环风机时，首先选择循环风机压头，不仅满足克服余热锅炉阻力的需要，将环冷机高、低温烟气有效引入余热锅炉，又要满足冷却环冷机烧结矿料的需要；所选的风机压头应适中，过大时会将大量细碎粉尘引入锅炉烟道，加速烟管磨损，降低余热锅炉使用寿命；同时增加环冷机漏入冷风量，风机能耗增大，不利于烟气的回收利用；风机压头过小时，会造成冷风不能穿过热矿层，影响烧结矿的冷却效果，还可造成烟气不能有效进入余热锅炉进行热交换，使余热锅炉蒸汽量及品质大幅降低。

选择循环风机风量时，不仅要满足额定工况的风量需要，即风量是保证余热锅炉换热量和出力的条件，而且还要满足系统最大工况时风量的需要。

循环风机应采用变频调节，满足风机启动要求，还能随着烧结工艺波动进行调节，并节能电耗。

4）冷却方式的选用

自然通风冷却塔运行和检修成本低，但占地面积大、初投资成本高。对于装机容量较小的余热发电系统采用机力通风冷却塔更具优势。而当余热发电系统所需循环水量很大，如两条线烧结余热

发电系统共用一套循环冷却设备时，采用双曲线自然通风冷却塔比机力通风冷却塔更具优势。对于小型烧结余热发电站，若选用自然通风冷却塔时则存在投资回收期较长或者厂区占地条件限制，这时可选用水轮机冷却塔代替传统机力通风冷却塔以降低厂用电。

5）采用变频技术

余热利用系统中泵与风机的选型一般按额定工况条件加上一定的安全余量进行选择，但在实际工作过程中余热发电工况条件不断变化，泵与风机所选的额定流量、扬程较大，实际所需较小，需通过阀门节流调节至合适的流量与扬程。而阀门节流存在较大的节流损失，导致电机消耗的电量大于实际所需电量，厂用电率较高。

当使用变频电机时，系统所需流量较小时可通过调节泵与风机转速而调节流量，因此不存在阀门节流损失，功耗较小。根据烧结余热发电运行中经验，当凝结水泵、给水泵、循环水泵和冷却塔风机均采用变频时，厂用电率可降低至7%左右，大大降低运行成本。

6. 结论

本文旨在提高工程设计人员对烧结余热利用热力系统的认识，余热利用技术也能得到了进一步的提升。总结提高余热发电技术的措施，在设计过程中，可以根据不同的烧结余热情况，合理布局余热发电或拖动工艺、应用先进技术措施进行系统优化，进一步提高烧结余热发电能力、降低工程建设造价和运行成本。多尺度的节能和余热利用与环保、资源工艺、工艺设备、原料等密不可分，所以工程设计工程师要懂工艺、懂装备、懂原料才能深入节能。

参考文献：

【1】彭岩.纯低温余热发电双压技术分析[J]，中国钢铁，2006（6）

【2】黄锦涛，彭岩，郝景周等. 纯低温双压余热发电系统性能分析与参数优化[J].锅炉技术，2009,40（2）:1-4

烧结热余发电技术在我国的发展状况

卢红军　姜丽秋　陈彪　周长强
（[1]济钢集团有限公司第二炼铁厂　[2]济钢集团有限公司自动化部　[3]济钢团有限公司生产部）

摘要：讨论了烧结余热发电技术在我国的发展状况，分析了当前技术条件下利用烧结余热发电的难点和解决措施。

关键词：烧结　余热　发电　发展

The Develepoment of Sinter Waste Heat Electricity Generation in China

Abstract: This paper discussed the present status of sinter waste heat electricity generation in home .The difficulties of use and the measures were analysised too.

Key words: sinter　waste heat　electricity generation　develepoment

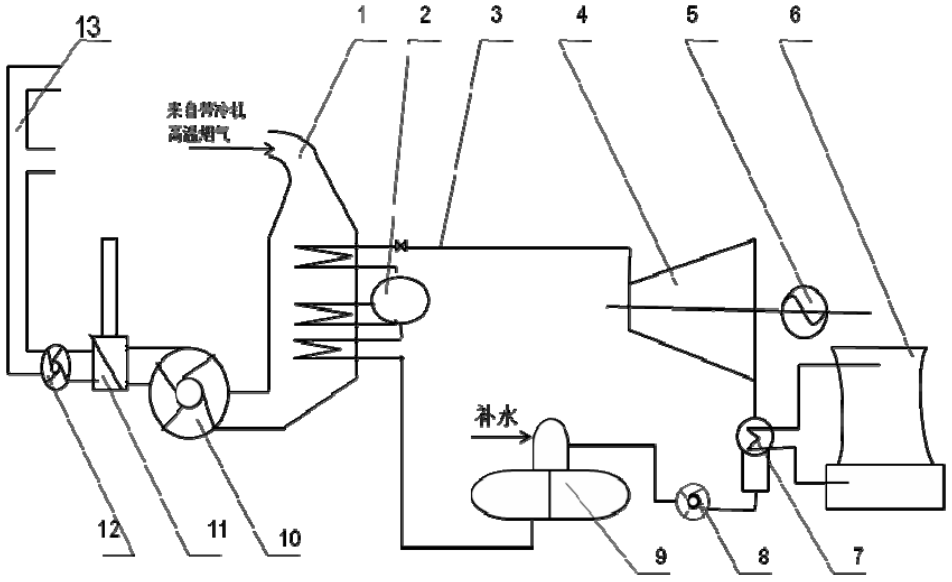
1 前言

随着我国钢铁工业的快速发展，高炉炼铁的主要原料-烧结矿的产量也大幅度的提高，2006 年我国烧结矿产量已达 4.3 亿吨[1]。随着产量的增加，烧结生产过程中产生的高温废气越来越多，如何有效的回收利用这部分热量已经引起了人们的高度重视。继 2008 年 5 月，国家发展和改革委员会将烧结余热发电技术列入第一批国家重点节能技术推广项目后，2009 年 12 月工业和信息化部公布了《钢铁企业烧结余热发电技术推广实施方案》，计划用 3 年时间（2010～2012 年），在重点大中型钢铁企业中有针对性地推广烧结余热发电技术，预期在钢铁行业的推广比例达到 20%，

形成 157.5 万吨标准煤的节能能力，为钢铁企业在日益激烈的市场竞争中进一步降低生产成本、实现节能降耗发挥积极作用。

2 原理与基本工艺

烧结矿在带冷机或环冷机上通过鼓风进行冷却，底部鼓入的冷风在穿过热的烧结矿层时与热烧结矿进行换热，产生大量的高温废气。将这些高温的废气通过引风机引入锅炉，加热锅炉内的水产生蒸汽，蒸汽推动汽轮机转动带动发电机发电。其原理图如图一所示（汽轮机以凝汽式为例）。



图一：余热发电工艺原理图

1、锅炉本体　2、锅筒　3、蒸汽管道　4、汽轮机　5、发电机　6、冷却塔　7、凝汽器　8、水泵　9、除氧器　10、引风机　11、烟囱　12、循环风机　13、循环风管

烧结余热发电工艺流程由三部分组成：烟气回收及循环系统、锅炉系统、汽轮机及发电机系统。

烟气回收系统主要由烟囱、烟气引出管、烟气流量控制阀和烟筒的遮断阀构成。主要功能是利用锅炉引风机产生的负压将带冷机烟罩内温度较高的烟气引到锅炉内，同时避免外界的冷风进入锅炉。锅炉系统是余热回收的核心，在锅炉受热面上，高温烟气将热量逐级传递给受热面内的水生成蒸汽。汽轮机及发电机系统将蒸汽携带的能量转化成电能，最终完成余热能向电能的转化。

3 国内烧结余热发电技术现状

3.1、烧结余热发电系统在我国烧结厂的装备情况

2004 年 9 月 1 日，我国首套从日本引进的烧结余热发电系统在马鞍山钢铁股份有限公司第二炼铁厂开工，2005 年 9 月 6 日顺利实现并网发电[3]，这是我国烧结行业第一套余热发电装置，开我国烧结余热发电的先河。该系统采用“两炉带一机”的模式，设计发电能力 17.5Mw.该系统设备和技术全套从日本引进， 废气锅炉采用卧式自然循环汽包炉，汽轮机组采用多级、冲动、混压、凝汽式，主要工艺参数见表一：

表一：马钢烧结余热发电机组主要工艺参数

废气流量/ Nm^3/h	废气温度/ ℃	蒸汽产量/ t/h	蒸汽压力/ MPa	温度/ ℃	额定功率/ kW
80×10^4	380～400	74.8	1.95	375	17.5

2006 年 5 月 20 日，由我国自行设计、建造的烧结余热发电系统在济钢集团有限公司第二炼铁厂开工，2007 年 3 月 21 日并网发电。该系统回收一台 320 烧结机余热，设计发电能力 8.2MW,由一台 Q390/400-36.4(10.4)-2.06(0.39)/375(141.1)双压余热锅炉和一套补汽凝汽式汽轮发电机组组成。投产初期，由于烟气回收系统设计不合理，发电能力未能达到设计水平，后经改造达到设计能力，目前具备日发电 20 万 KW.h 的能力。

除此之外，国内的安阳钢铁、江苏沙钢、武汉钢铁、日照钢铁、涟源钢铁、湘潭钢铁等企业于 2009 年也投运了一批烧结余热发电机组。吉林建龙、邯郸钢铁、柳州钢铁等企业的烧结厂已开工建设烧结余热发电工程，这些新建工程均为国内设计单位自行设计，主体装备全部为国内生产、建造。

3.2、烧结余热发电技术在我国烧结厂的应用现状

目前，从我国已投产的烧结余热发电机组运行情况看，吨矿发电可达到 18.5-19.0kw.h/t，最高可达到 21.0kw.h/t，一台 320 m^2烧结机，日产烧结矿约 10000t,发电量能达到 19 万 kw.h，最高可达到 21 万 kw.h,扣除机组自身用电外,外供电可达到 18.0 万 kw.h 左右,基本能满足烧结厂 45-47%的用电量。表二为济钢 320 m^2烧结机某日用能及余热发电机组的运行情况。

3.3、烧结余热发电技术目前在应用过程中存在的问题

2009 年国内至少有 6 家钢铁企业推广应用了烧结余热发电技术，笔者对其中的三家进行了跟踪调研。经过跟踪我们发现，新投产的机组普遍存在达不到设计负荷的问题。主要原因有以下两点：一是余热回收系统设计不合理或者是实际工况偏离设计点太大；二是不能很好的协调处理烧结生产工序与余热发电工序间的矛盾。 其中余热回收系统的问题尤以台车与风箱间的密封和台车与烟罩间的密封为重；工序间的协调以烧结过程终点的控制为重。

表二：济钢 320 m^2烧结机及余热发电机组的运行情况

烧结矿产量， t/天	固体燃耗， kg/t	烧结厂全天耗电,万 kw.h	发电量，万 kw.h	并网量，万 kw.h
10107	48.90	39.77	21.8	18.6

4 烧结余热发电技术的难点与解决方案

4.1、当前技术条件下烧结余热发电技术应用的难点

烧结余热热源具有整体品质低、废气温度波动大和连续性差的特点[2]。其中废气温度波动大和热源连续性差是当前技术条件下，烧结余热发电技术应用的最大难点。另外，如何有效的提高系统的回收效率，尽可能多的提高吨矿发电量也是烧结厂所关心的。基于这两点我们认为：提高烧结余热热源的稳定性和提高系统余热回收效率是这一技术应用过程中必须解决的问题。

4.2、提高烧结余热热源的稳定性

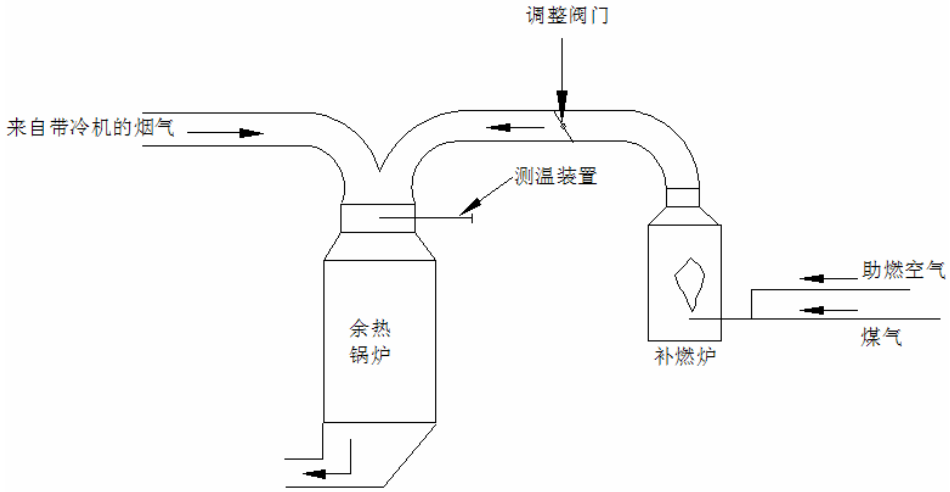
汽轮机发电机组对热源的稳定性要求较高，温度波动大直接威胁机组的安全运行；除此之外，

热源的中断很容易导致机组的频繁解列，从而严重影响发电量和热力设备的寿命。

提高烧结余热热源的稳定性包含两层意思：一、减小废气温度的波动，使其稳定在一定的范围内，满足锅炉对入口烟气温度的要求；二、增强热源的连修性，即在烧结机停机，热源逐渐中断的情况下，让机组能够维持低负荷运行，避免机组频繁解列。目前解决这一难点的方案有两种:一、设置补燃系统；二、采用“二炉带一机”的配置模式。

1.2.1　设置补燃系统

钢铁企业煤气资源比较丰富，一些品质较差，热值低的煤气往往放散掉。建设烧结余热发电后，可以在锅炉旁建设补燃炉。通过燃烧一些低热值的煤气产生高温烟气（相对于烧结废气），混入烧结废气中，通过调整高温烟气的混入量，达到稳定锅炉入口烟气温度的目的（如图二所示）。另外，在烧结生产停止，热源中断后，可以依靠补燃炉燃烧煤气来维持余热发电机组的低负荷运行，确保机组不解列，待烧结生产正常后，尽快恢复机组的负荷。这一方案可以有效的解决烧结余热热源稳定性差的难题，同时，还可以回收钢铁厂多于的煤气，减少煤气放散。



图二：设有补燃装置的烧结余热锅炉

1.2.2　采用“两炉带一机”的模式

一般来将，一个烧结厂大都建有多台烧结机，两台机之间的距离不太远。在两台烧结机旁建设两台余热锅炉，用两台余热锅炉带动一套汽轮机发电机组（简称“两炉带一机”）。当一台烧结机出现故障后，其对应的锅炉热源中断后，另一台烧结余热锅炉可以维持机组的正常运行，不至于出现解列；除此之外，两台锅炉并行运行对稳定蒸汽温度也有一定的作用。目前国内已经投运的三套烧结余热发电系统中，有两套(马钢和安钢)采用了“两炉带一机”的模式。从其运行情况来看，这种配置模式较“一炉带一机”(即一台烧结机配置一台锅炉一套汽轮发电机组）模式有较大的优势，可以大大减少机组的解列次数，增加发电量。

1.2.3　两种解决方案的比较

设置补燃系统和采用“两炉一机”模式在解决烧结余热热源稳定性差的问题上各有优势，但是设置补燃系统需要考虑整个钢铁厂内的煤气平衡问题。在整个钢铁厂煤气比较富裕的情况下，设置补燃系统应该是解决问题的首选；在煤气紧张的企业，“两炉带一机”配置模式也能有效的解决烧结余热热源稳定性差的问题。两种方案的具体比较结果如表三所示。

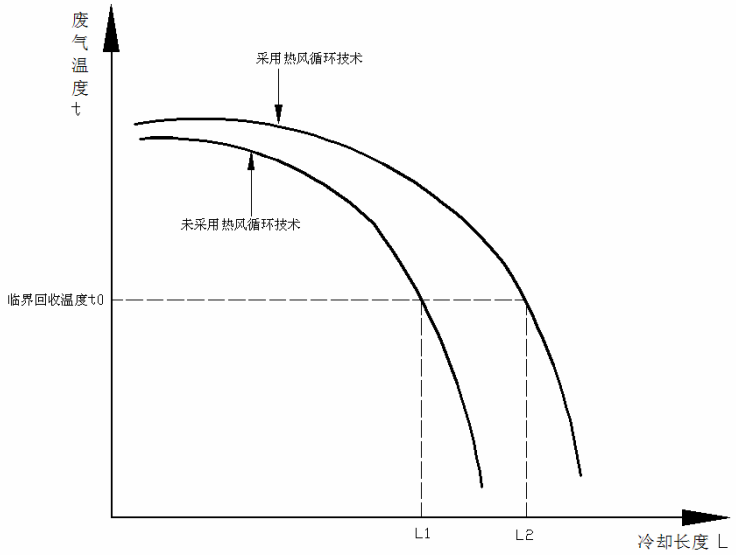
表三：两种解决方案的比较

序号	比较项目	设置补燃系统	采用“两炉带一机”模式
1	解决热源稳定性差方面	彻底	较彻底
2	能否回收多余煤气	能回收多余煤气	不能回收多余煤气
3	投资	需增加额外投资	基本不增加额外投资
4	系统复杂性	复杂	简单
5	是否存在煤气爆炸等危险性	存在	不存在

4.3、提高系统的余热回收效率

烧结余热绝对数量很大，但是低品质部分（低温废气所携带的部分）所占比例较大。目前，回收部分主要集中在高温段，而低温段任然放散掉，如何利用这部分热量，提高系统的余热回收效率

也是烧结厂在建设余热发电系统中所关心的。



图三：采用热风循环技术后冷却机上烟气温降曲线

当前技术条件下，采用热风循环技术可以在一定程度上解决这一问题（如图三所示）。热风循环技术即：把锅炉尾部排出的 100℃以上的烟气（或者烧结冷却机尾部的低温段废气）鼓入冷却机底部代替常温的冷却风冷却烧结矿，从而提高较低温度段的废气温度，使其达到回收要求。即图三中所示的 L_1 至 L_2 范围的废气也进入了可回收范围内。

除此之外，降低冷却机机速，提高冷却机上料层的厚度，也能提高余热回收效率，从而提高吨矿发电量。

5 主要技术经济指标

通过对国内已经投运的三套烧结余热发电机组的研究，我们认为只回收烧结余热（不采用补燃技术）可实现吨矿发电 18kw.h。以一台 320m^2烧结机为例，利用系数 1.3t/(m^3.h),作业率 98%计算，年产烧结矿 357.13 万 t,年发电量可达 6700 万 kw.h，直接经济效益可达 3000 万元。

320m^2级烧结机配套余热发电系统投资约 7500 万元，3 年左右即可收回成本。

6 前景展望

随着我国能源资源日益紧张，钢铁企业节能降耗的压力越来越大。烧结余热发电技术的推广和应用不久将成为，铁前节能降耗的重要技术手段。

参考文献

[1] 中国金属学会，冶金工业经济发展研究中心.2006 年度冶金科技进步发展报告（之二），中国冶金，2008，18（2）：2

[2] 卢红军，戚云峰.烧结余热的基本特点及对烧结余热发电的影响.烧结球团，2008，33（1）：35-36

[3] 汪保平,吴朝刚,顾云松. 马钢300m^2烧结机带冷烟气余热发电工程.烧结球团,2007,32(2)：8-12

吸收式热泵利用排汽余热㶲分析

赵云凯　娄晓静
（1 山西平朔煤矸石发电有限责任公司，朔州，036800；1 中北大学 朔州校区，朔州 036000）

摘要：本文从余热利用的角度出发，以某电厂 300MW 空冷机组为例，在一定的供热负荷下，设计计算了一套利用吸收式热泵吸收排汽余热的系统，并对其进行㶲分析，结果表明：①吸收式热泵的㶲效率相对较高，即吸收式热泵回收余热有效利用的㶲较大；②余热利用系统中，空冷凝汽器的㶲损失最大，即做功能力损失的最多；③热泵系统的的㶲损系数较大，内部功耗较高。

关键词：吸收式热泵；排汽余热；㶲分析

Exergy analysis on Utilization of Exhaust steam waste heat by Absorption type heat pump

ZHAO Yunkai　LOU Xiaojing
(1 Shanxi Pingshuo Gangue-fired Power Generation Co.Ltd,Shuozhou 036800,China
1 North University of China,Shuozhou, Shuozhou 036000, China)

Abstract: From the perspective of waste heat utilization, taking the 300MW air cooling unit in a power plant as an object,a system of using absorption heat pump to absorb exhaust heat was designed and calculated under certain heating load.At the same time,exergy was analysed.The results show that: First,The exergy efficiency of absorption heat pump is relatively high,namely using absorption heat pump to absorb heat has large effective exergy;Second,In the waste heat utilization system,the exergy loss of air-cooled condenser is the most,that is to say,work capacity loss is maximum;Third, the exergy loss coefficient of the heat pump system is big,therefore, there is a large amount of internal power dissipation.

Key words: absorption heat pump; exhaust heat;exergy analysis;

1 引言

火电厂在发电过程中，将燃料的化学能先转变成蒸汽携带的热能，再由热能转变为汽轮机的机械能，最后由发电机将机械能转变为电能供给用户[1-3]。在将燃料化学能转变为电能的过程中，存在各种不可逆的损失，如不完全燃烧热损失，锅炉及各种换热器的散热损失，发电设备的机械能损失等，在这里面，最大的能量损失是乏汽冷凝热损失，它占到总热量的 50%-60%以上，这部分热量就以热能的形式排放到环境中，形成了热污染。最终只有约 35%的能量转变成电能。如果机组容量为 300MW，蒸汽量为 1000 吨/时的直接空冷机组，凝汽热损失约为 1.38×109 千焦/小时，折合标煤 47.1 吨/小时。这部分能量直接排入周围大气，会导致环境温度明显升高。如果利用这部分能量实现集中供热，则可避免分散取暖锅炉的效率低下，空气污染严重的缺点[4]。

根据热力学第二定律可以得出，在电厂利用热能的过程中，凝汽余热这一低品质能量的浪费是在所难免的，所以，我们只有寻找其它设备和措施来对其进行回收利用，将其应用到适宜的用户。而吸收式热泵则能够有效的利用排汽余热，避免能量的浪费。本文对吸收式热泵利用排汽余热系统进行设计分析。

2 吸收式热泵回收排汽余热系统设计

以某 300MW 空冷机组为例，当采用吸收式热泵供热时，机组的部分热力参数如表 1 所示：

表 1　热泵利用排汽供热主要参数

项目	数值	单位
机组机械效率	99	%
发电机效率	99	%
抽汽压力	0.8	MPa
抽汽温度	320	℃
抽汽凝结水温度	70	℃

汽轮机排汽压力	10	kPa
汽轮机排气温度	45.81	℃
供热回水温度	30	℃

采用热泵回收乏汽供热，在相同的热负荷 $Q=182547.3\ kW$ 下，需要的抽汽负荷为：

$$Q_c = Q / COP \tag{1}$$

需要的乏汽负荷为：

$$Q_f = Q(1-1/COP) \tag{2}$$

根据热平衡原理可得抽汽量为：

$$Dc = \frac{3600Q_c}{h_c - h_{S0}} = 1.28Q_c \tag{3}$$

式中：Dc 为供热用抽汽量，kg/h；

h_c 为抽汽焓，kJ/kg；

h_{S0} 为抽汽凝结水焓，kJ/kg。

所需乏汽量为：

$$D_f = \frac{3600Q_f}{h_f - h_{f0}} = 1.48Q_f \tag{4}$$

式中：D_f 为供热用乏汽量，kg/h；

h_f 为凝汽工况排汽焓，kJ/kg；

h_{f0} 为凝汽工况凝结水焓，kJ/kg。

可以得到溴化锂吸收式热泵机组的原则性热力系统图如图 1：

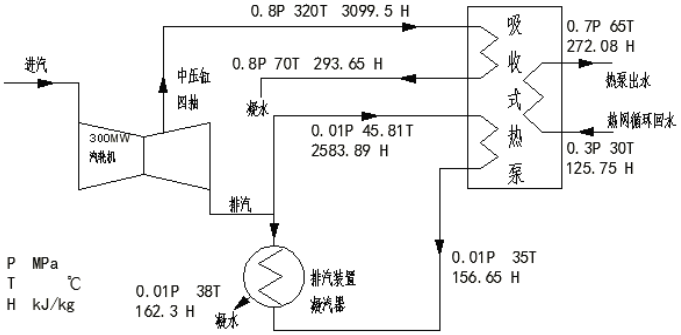


图 1　收式热泵系统的原则性热力系统图

由图 1 及供热热负荷 $Q=182547.3\text{kW}$，可得热网循环水量为：

$m_t = Q/(h_2 - h_1) = 182547.3 \div (272.08 - 125.75) \times 3.6 = 4491\text{t/h}$3 基于㶲分析法的能耗研究

3.1　基态㶲参数确定

㶲的定义为：物质或物流在以给定环境为基准时的理论做功能力的量度。因此在进行㶲分析计算之前，先要定义基准状态（简称基态）[5]。基态的确定是以实验过程中的环境参数为主。在本文中基态选取为：温度 293K，压力 0.1013MPa，基准物质是基态条件下的饱和水[6]。

各状态点的㶲值可通过下式计算：

$$E_i = H_i - H_0 - T_0(S_i - S_0) \tag{5}$$

式中：H_i 为状态点的焓，kJ/kg；

H_0 为基态的焓，kJ/kg；

T_0 为基态温度，K；

S_i 为状态点的熵，kJ/(kg·K)；

S_0 为基态的熵，kJ/(kg·K)。

因为基态的压力和温度已经确定，查水蒸汽焓值表可得 $H_0 = 83.957kJ/kg$，$S_0 = 0.296\text{kJ/(kg}\cdot K)$，因此式（5）可简化为：

$$E_i = H_i - 293 \times S_i + 2.771 \tag{6}$$

根据水和水蒸气在各状态下的压力、温度，在水蒸汽性质表中可以查到各自的焓和熵，代入式

（5）即得对应状态下的㶲值。因此进入排汽装置的供给㶲为：$E_{g1}=D_p\times e_{g1}=237948.8$ MJ/h

3.2 热泵回收排汽余热供热㶲分析

3.2.1 系统各设备㶲流的数学模型

根据图 1 可知溴化锂吸收式热泵回收排汽余热系统共有 8 个㶲流组成，分别经过汽轮机中压缸、低压缸、排汽装置、凝汽器、吸收式热泵。它由三个主要的㶲流组成：第一是从中压缸四段抽汽经过吸收式热泵放热，凝结水流回到 6 号低压加热器；第二是汽轮机低压缸出来的乏汽一部分经过吸收式热泵放热，乏汽凝结后流回到凝结水系统，另一部分直接进入凝汽器冷凝，凝结水回到凝结水系统中；第三是热网循环回水进入吸收式热泵加热，循环水被加热后流到下一级加热器。因排汽装置的热力学完善度较好，排汽装置进口蒸汽参数和空冷凝汽器进口蒸汽参数相差不大，所以本章在分析中将排汽装置和凝汽器放在一起考虑。因此该系统的灰箱模型可以简化为如图 2 所示：

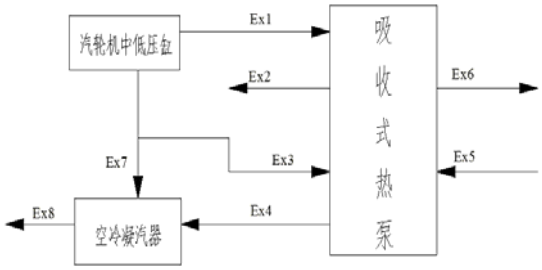


图 2 吸收式热泵回收排汽余热灰箱模型

3.2.2 吸收式热泵的㶲流模型

吸收式热泵的黑箱模型，其示意图如图 3：

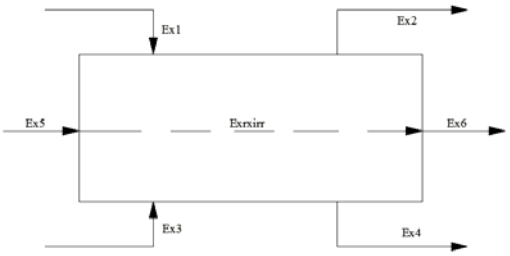


图 3 吸收式热泵黑箱模型

在吸收式热泵能耗最小时，$COP=2.4$，此时供热用抽汽量为 $D_c=76$t/h，$D_f=106.5$ t/h。

㶲平衡方程是：$E_{x1}+E_{x3}+E_{x5}=E_{xrxirr}+E_{g2}E_{x4}+E_{x6}$ （7）

其中带入㶲：$E_{x5}=D_r\times(H_{xh}-293\times S_{xh}+2.771)=2550.4$ MJ/h 吸收式热泵的供给㶲分别为四段抽汽供给㶲，汽轮机排汽供给㶲，根据公式（6）可以求得四段抽汽供给㶲 $E_{x1}=73064.8$ MJ/h，汽轮机排汽供给㶲 $E_{x3}=18747.5$ MJ/h。

吸收式热泵的外部㶲损为四段抽汽凝结水带走的㶲及汽轮机排汽凝结水带走的㶲，同理可以求得外部㶲损分别为：$E_{x2}=1273.2$MJ/h，$E_{x4}=1213.8$MJ/h。

吸收式热泵的有效㶲为：$E_{x6}=59027$ MJ/h。

吸收式热泵的内部㶲损为：$E_{xrxirr}=E_{x1}+E_{x3}+E_{x5}-E_{x2}-E_{x4}-E_{x6}=3284.7$MJ/h同理可以求得空冷凝汽器的供给㶲 $E_{x7}=89512.7$ MJ/h，$E_{x4}=1213.8$ MJ/h，

有效㶲 $E_{x8}=1339.6$MJ/h。因此空冷凝汽器的内部㶲损为 $E_{xnxirr}=89386.9$ MJ/h。

3.3 系统㶲分析评定

3.3. 1 各个设备的热力学完善度

（1）吸收式热泵的热力学完善度：

$$\varepsilon_{xr}=\frac{E_{x6}}{E_{x1}+E_{x3}+E_{x5}}\times 100\%=62.6\%$$

（2）空冷凝汽器的热力学完善度：

$$\varepsilon_{xn}=\frac{E_{x8}}{E_{x4}+E_{x7}}\times 100\%=1.5\%$$

3.3.2 各设备的㶲效率、㶲损率和㶲损系数

吸收式热泵供热系统的总㶲损是：$\sum E_{xxirr}=E_{xrxirr}+E_{xnxirr}+E_{x2}$=123508.8MJ/h

根据式㶲分析相关概念可以分别求得各设备的㶲效率、㶲损率和㶲损系数。计算过程如下：

（1）吸收式热泵：

㶲效率：$\eta_{xr}=\frac{E_{x6}}{E_{x1}+E_{x3}}\times 100\%=64.3\%$

㶲损率：$e_{xr}=\frac{E_{xrxirr}}{\sum E_{xxirr}}\times 100\%=26.6\%$

㶲损系数：$\lambda_{xr}=\frac{E_{x2}+E_{xrxirr}}{E_{x1}+E_{x3}+E_{x5}}\times 100\%=36.2\%$

（2）空冷凝汽器：

㶲效率：$\eta_{xn}=\frac{E_{x8}}{E_{x4}+E_{x7}}\times 100\%=1.5\%$

㶲损率：$e_{xn}=\frac{E_{xnxirr}}{\sum E_{xxirr}}\times 100\%=72.4\%$

㶲损系数：$\lambda_{xn}=\frac{E_{xnxirr}}{E_{x1}+E_{x3}+E_{x5}}\times 100\%=94.7\%$

综合以上分析过程，可以得到吸收式热泵回收排汽余热供热系统各个设备的㶲分析结果，如表 2 所示：

表 2　吸收式热泵供热系统㶲分析结果

参数	㶲损失（MJ/h）	热力学完善度（%）	㶲效率（%）	㶲损率（%）	㶲损系数（%）
吸收式热泵	34121.9	62.6	64.3	26.6	36.2
空冷凝汽器	89386.9	1.5	1.5	72.4	94.7

3.4　㶲分析结果说明

（1）热泵回收排汽余热能有效利用乏汽余热，在供热系统中，空冷凝汽器的㶲损失最大，热力学完善度、㶲效率较小，㶲损系数最大，表明汽流流经空冷凝汽器时损失了很大一部分汽化潜热。这是因为两套系统都未能最大程度的利用排汽余热，有相当一部分排汽流向空冷岛，造成很大的冷凝热损失。因此在利用排汽余热的时候，应该考虑机组排汽余热的全部利用。

（2）热力学完善度表示了系统中㶲流过程的不可逆性程度及㶲损的大小，从表 2 可以知道，吸收式热泵的热力学完善度较好，说明吸收式热泵能够更好的利用汽轮机的排汽余热。

（3）吸收式热泵的㶲损系数较大，说明吸收式热泵内部损耗较多，这是因为吸收式热泵内部有水、汽的节流过程以及给水泵的功耗造成系统对外做功能力的丧失。但这部分损失是不可避免的。

4 结论

本文系统的介绍了㶲参数在某状态下㶲值的计算方法，具体分析了利用吸收式热泵供热的㶲流特征，通过建立黑箱网络模型，分析了系统各设备的热力学完善度、㶲效率、㶲损系数，分析表明：吸收式热泵的㶲效率相对较高，即吸收式热泵回收余热有效利用的㶲较大。②余热利用系统中，空冷凝汽器的㶲损失最大，即做功能力损失的最多。③热泵系统的的㶲损系数较大，内部功耗较高。

参考文献

[1] 李岩.基于吸收式换热的热电联产集中供热系统配置与运行研究[D].清华大学,2012.

[2] 杨勇平,杨志平,徐钢,王宁玲.中国火力发电能耗状况及展望[J].中国电机工程学报,2013,33(23):1-9.

[3] 冯久鸿.吸收式热泵用于稠油污水余热回收的仿真和优化[J].油气田地面工程,2003,9:33.

[4] 赵加宁,周浩.低温供热系统的用能分析[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2014,01:28-35.

[5] 宋淑英.电厂热力循环的(㶲)分析[J].天津电力技术,1997,04:1-6.
[6] 张洪波,王静.㶲分析在小型热电站热电联供中的应用[J].上海节能,2001,05:45-48.

新型锅炉余热利用暖风器的研究及应用

黄举福　林琪超　谢庆亮　程小峰
（福建龙净环保股份有限公司 龙岩市新罗区陵园路 81 号 364000）

摘要:以华润焦作电厂 660MW 机组为研究对象，分析近年来广泛运用的低温省煤器作为新型暖风器的热源的可行性及经济性。应用结果表明：新型暖风器的实际运行效果良好，电除尘器的进口烟温可降至 90℃，实现低低温烟气处理目标的同时减轻空预器腐蚀堵塞，实现较好的环保效益与经济效益。

关键词:燃煤锅炉 烟气余热 暖风器 低温省煤器

1. 引言

国内电厂实践证明采用暖风器提高空预器入口空气温度来缓解空预器的低温腐蚀和堵塞问题，提高机组安全性的方法是可靠有效的[1]。但常规暖风器的热源通常来自于主汽轮机抽汽，这种方式消耗了大量蒸汽，降低了机组经济性。暖风器缓解空预器腐蚀堵塞问题的同时由于空气入口温度提高，空气在空预器内吸热量减少，造成空预器出口烟温升高，排烟热损失加大，并由此带来了烟气体积流量增大，粉尘比电阻提高，电除尘效率下降及脱硫冷却耗水量增加等影响机组经济性一系列问题。如何能够实现通过暖风器来缓解空预器腐蚀和堵塞现象的同时能够解决排烟温度升高的问题就显得迫在眉睫。

在燃煤锅炉的各项热损失中，排烟热损失是其中最大的一项，一般情况下，排烟温度升高 10℃，排烟热损失约增加 0.6%~1.0%[2]。近年来烟气余热利用低低温电除尘技术得到了广泛的运用，有效解决了传统锅炉排烟温度高，除尘效率偏离设计效率的问题，取得了较好的经济效益和环保效益。借助烟气余热利用低低温电除尘器技术去解决暖风器带来的排烟温度升高的问题就成了一个值得思考的方向。

本文以华润焦作电厂 660MW 机组为研究对象研究分析将低温省煤器吸收的烟气余热用于空预器冷端防腐蚀保护的新型余热利用暖风器系统可行性及经济性。经过计算，增设暖风器后焦作电厂的排烟温度将高达 140℃，通过低温省煤器将烟温降至 90℃，此部分回收的烟气余热可以保证在不投入暖风器蒸汽的条件下，满足暖风器的设计要求，实现减少空预器低温腐蚀和堵塞问题，同时提高了电除尘器除尘效率、湿法脱硫系统的脱硫效率、降低脱硫水耗。

2. 新型余热利用暖风器系统

新型余热利用暖风器系统的换热形式为烟气—水换热器，并配套闭式循环水系统（包括低温省煤器、水媒暖风器、循环水泵、膨胀水箱等）。华润焦作锅炉余热利用暖风器工艺流程图见图 1。

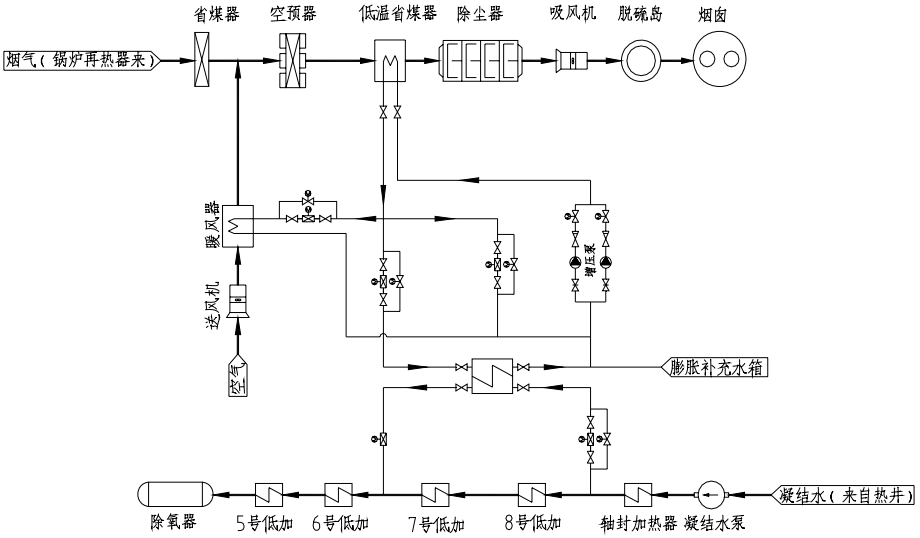


图 1. 工艺流程图

其中低温省煤器安装在每台锅炉空气预热器后，静电除尘器前的垂直烟道上。一次风暖风器、二次风暖风器分别安装在冷一次风烟道、冷二次风烟道中。新型余热利用暖风器系统利用空预器出口烟气余热加热机组一、二次风，代替常规的蒸汽暖风器。可实现烟气余热代替蒸汽，减少暖风器蒸汽消耗，提高机组经济性。

低温省煤器利用烟气余热加热汽机凝结水、锅炉冷一\二次风，将排烟温度从 145℃降低到 90℃，低温省煤器吸收的烟气余热不仅满足将一、二次风温度由 30℃升高至 60℃，减轻空预器的腐蚀、堵塞，多余的热量还可输送至汽机凝结水系统，实现一定的煤耗节约。

经低温省煤器加热后的循环水一路送至锅炉暖风器加热冷一次风、冷二次风，另一路送至水水换热器加热汽机凝结水系统。凝结水系统从#8 低加入口取水，通过调节阀调节流量，经水水换热器加热后送至#6 低加入口；低温省煤器设有热水再循环系统，低温省煤器出口热水可以通过此系统与低温省煤器入口温度较低的水混合，用于调节低温省煤器入口水温，防止低温省煤器发生低温腐蚀。循环水系统配置 2 台变频升压泵（一用一备）进行系统循环。相关设计参数见表 1。

表 1. 锅炉余热利用暖风器设计参数汇总表

编号	项　目	单位	VWO
1.	低温省煤器烟气量	m³/h	3329000
2.	低温省煤器进口烟温	℃	145
3.	低温省煤器出口烟温	℃	90
4.	低温省煤器进口水温	℃	70
5.	低温省煤器出口水温	℃	105
6.	低温省煤器循环水流量	t/h	1110
7.	热水再循环流量	t/h	240
8.	去#6 低加流量	t/h	560
9.	一次风暖风器烟气量	m³/h	600000
10.	一次风暖风器进口烟气温度	℃	30
11.	一次风暖风器出口烟气温度	℃	60
12.	一次风暖风器进口水温	℃	105
13.	一次风暖风器出口水温	℃	71
14.	一次风暖风器进水流量	t/h	135
15.	二次风暖风器烟气量	m³/h	1800000
16.	二次风暖风器进口烟气温度	℃	30
17.	二次风暖风器出口烟气温度	℃	60
18.	二次风暖风器进口水温	℃	105
19.	二次风暖风器出口水温	℃	71
20.	二次风暖风器进水流量	t/h	405

3. 余热利用暖风器可行性分析

焦作电厂低温省煤器安装在静电除尘器前的垂直烟道上，通过低温省煤器实现燃煤电厂低低温烟气处理工艺。该工艺在日本已经有十多年的运用业绩，效果良好。余热利用暖风器对机组各系统影响分析如下：

低温省煤器降温后，进入电除尘器的烟气体积流量降低，电场风速降低，电除尘的气流均布发生了变化，做好低温省煤器的气流均布，流场精细化调整是保证除尘器高效工作的前提。

低温省煤器将进入电除尘器的烟气温度降至90℃左右，可实现低低温除尘工艺，减少除尘器处理烟气量，降低粉尘比电阻，提高除尘效率，并高效脱除SO_3，减轻后续烟道的腐蚀。

低低温处理工艺将进入脱硫塔的烟气温度降至90℃左右，此时无需再消耗大量的脱硫减温水将烟气降至最适合脱硫反应的温度，可减少脱硫水耗，提高脱硫效率，同时延长脱硫塔内喷嘴等零部件使用寿命。

低温省煤器烟气侧阻力约为 400pa，虽然增加了局部烟气阻力，但由于烟温降低，烟气体积流量减小约 14%，可减小除尘器后续烟道等的烟风阻力，烟风系统的整体阻力可大为降低，从而降低部分引风机电耗。同时由于投入锅炉余热利用暖风器，基本可消除空预器腐蚀堵塞问题，保证空预

器阻力可在设计值范围内。

新型暖风器节约了汽机蒸汽来加热风机入口的烟气，减少了机组蒸汽耗量，同时由于机组排烟温度较高，烟气余热在满足了暖风器运行后仍有较多多余热量可以加热凝结水将余热输送到原低加系统中，实现排挤汽轮机抽汽，煤耗节约。

锅炉余热利用暖风器采用低温省煤器作为暖风器的热源，低温省煤器和暖风器采用水工质作为换热介质，由此可能带来低温腐蚀，低温省煤器工作在高浓度粉尘的环境中，无法避免存在磨损、积灰等问题。但近年来低温省煤器的大规模运用为解决这些问题提供了宝贵的运用经验。焦作电厂在充分调研后确定了以下技术保障措施。

3.1 防腐蚀技术保障措施

3.1.1 有限腐蚀

采取有限腐蚀理论作为换热管的选型指导。根据苏联1973年版锅炉机组热力计算标准，受热面金属壁温大于水蒸气露点温度25℃左右，小于105℃，受热面金属低温腐蚀速率小于0.2mm/年，这个腐蚀速度是可以接受的，即为有限腐蚀理论。焦作电厂全部换热管采用耐低温腐蚀的ND钢，同时经过详细的计算，华润电厂暖风器出口水温及低温省煤器的进口水温大于70℃时，即可实现有限腐蚀，保证换热元件达到设计寿命。

3.1.2 SO_3脱除

低低温烟气处理工艺可高效脱除SO_3。烟气通过低温省煤器降温至110℃以下时，灰的表面温度同烟温，此时SO_3不光在金属壁冷凝，而且同时在粉尘表面冷凝，并产生粉尘对SO_3的物理吸附和化学吸附。而此处烟气含尘浓度高，一般为15000~25000mg/m^3或更高，比表面积可达2700~3500cm^2/g，因而粉尘总表面积很大，为SO_3的凝结和吸附提供了良好的条件，这样就减少了对管壁的腐蚀。另外灰中的碱性氧化物也会和SO_3反应生成盐，这也会减少对管壁的腐蚀。

3.2 防磨损的技术保障措施

3.2.1 流场模拟

焦作电厂低温省煤器工作环境较为恶劣，为保证换热管的寿命，选用合适的烟气流速，并采用了CFD仿真模拟及物模验证解决了低温省煤器进出气流分布不均的问题，保证了烟气进、出口端和受热面烟气流场均匀。

3.2.2 结构优化

焦作电厂低温省煤器及水媒暖风器均采用具有结构紧凑，换热效率高，防磨损，不易积灰，且阻力小等特点的 H 型翅片管。换热管采用厚壁无缝钢管，具有较强的耐磨特性。在低温省煤器迎风面前端设置假管，减轻前端换热管排的磨损。并在第一排换热管顺烟气方向加装合金耐磨罩瓦，进一步减轻前端换热管排的磨损，提高设备可靠性。

3.3 防积灰的技术保障措施

焦作电厂项目充分分析了燃煤特性，进行了大量试验从而确认了低温省煤器的合理烟气流速，在换热元件可承受的磨损范围内使烟气流对换热面保持适度的冲刷，实现一定的自清洁作用。同时采用划小区域多点布置蒸汽吹灰器，实现高效辅助清灰。还配置临时水冲洗装置，停机检修时可辅以水冲洗，实现彻底清洁。

综上分析，锅炉余热利用暖风器对系统影响小，可实现较好的经济及环保效益，在技术保障方面也较为完善，可行性高。

4. 锅炉余热利用暖风器经济性分析

常规暖风器采用四抽蒸汽作为暖风器热源，采用锅炉余热利用暖风器后，可以利用烟气余热代替四抽蒸汽，降低煤耗[3]。节能量计算主要结果如表 2：

表 2、锅炉余热利用暖风器系统经济性计算表

序号	项目	单位	参数	备注
1	负荷	MW	660	
2	暖风器 吸热量	kj/s	21450	
3	低温省煤器放热量	kj/s	45310	
4	凝结水系统吸热量	kj/s	23860	
5	低压缸	kj/kg	2304.2	

	排汽焓			
6	四抽汽焓	kj/kg	3003.2	
7	热再热 蒸汽焓	kj/kg	3666.9	
8	新蒸汽焓	kj/kg	3493.7	
9	新蒸汽流量	t/h	1820.1	
10	再热蒸汽 流量	t/h	1545.13	
11	再热蒸汽 份额	/	0.8598	
12	排挤四抽 蒸汽量	t/h	25.71	
13	排挤四抽蒸汽降低发电煤耗	g/kwh	1.02	
14	凝结水系统降低发电煤耗	g/kwh	0.88	
15	循环泵功率	KW	160	

综上，采用低温省煤器回收烟气余热作为暖风器热源，在机组额定工况下可降低发电煤耗1.9g/kwh 左右。部分负荷时，依据烟气的实际温度，节能量约在 1～1.8g/kwh。年平均降低发电煤耗约为 1.5g/kwh[4]。

锅炉余热利用暖风器可使空预器安全稳定运行，减少因空预器腐蚀堵塞引起的机组降负荷、风机电耗增加和检修成本。预计每年减少企业运行费用 200～1000 万元。

低温省煤器烟气侧阻力约为 400pa，虽然增加了局部烟气阻力，但由于烟温降低，烟气体积流量减小约 14%，可减小除尘器后续烟道等的烟风阻力，烟风系统的整体阻力可降低，进而降低部分引风机电耗。同时由于暖风器的投用，基本可消除空预器腐蚀堵塞问题，保证空预器阻力可在设计值范围内。

锅炉余热利用暖风器水侧总阻力约为 0.15Mpa，采用热水循环泵进行循环水的循环，循环泵功率约为 160kW。

采用烟气余热加热暖风器和凝结水，年平均降低发电煤耗约 1.5g/kWh，以 500 元/t 的标煤价计算，如机组年等效利用小时为 5500 h，每台机组全年的燃料成本可下降约 248 万元。此外因减少空预器腐蚀堵塞引起的机组降负荷和检修维护，年平均减少企业资金损失约 500 万元。整体投资回收年限约为 2.8 年。

另由于进入脱硫塔的烟气温度从 145℃降低至 90℃左右，可节约脱硫水耗约 30～40%[5]，同时延长脱硫塔内喷嘴等零部件使用寿命。

5.结束语

通过研究分析，锅炉余热利用暖风器系统是一种既能实现减轻空预器腐蚀、堵塞又能实现低低温烟气处理工艺的节能环保方案。该系统在技术上是安全可靠的，对机组各系统都可产生有益的影响，能够实现较为可观的环保节能收益。

通过对华润焦作电厂的分析计算，采用该系统后，年平均降低发电煤耗约 1.5g/kWh，每台机组全年的燃料成本可下降约 248 万元，减少空预器腐蚀堵塞引起的机组降负荷和检修维护，年平均减少企业资金损失约 500 万元，年减少脱硫水耗约 27.5 万吨。

近年来低温省煤器等烟气余热技术得到了大规模的运用，但余热利用暖风器的运用仍较少，鉴于其对燃烧高硫份煤质的机组的空预器的防腐蚀保护具有普遍适用性，可实现较好的环保效益和节能收益，必将有广泛的运用空间。

参考文献

[1] 周超，彭晓军，牛利权 北方电厂应用暖风器控制空预器低温腐蚀的分析与研究,华北电力技术,(1),2012,46-5

[2] 王传文，张生凯 降低锅炉排烟热损失的措施 莱钢科技,(1),2009,17-18

[3] 蔡天水，李春曦 一次风机暖风器利用锅炉排烟余热的经济性分析,电力科学与工程,30(4),2014, 57-60

[4] 林万超 火电厂热系统节能理论,陕西,西安交通大学出版社,1994
[5] 许超, 谭厚章, 张方炜,等 湿法烟气脱硫系统耗水量影响因素研究,热力发电,41(4),2012,78-80.

旋流器在高炉冲渣水余热采暖工艺中的应用

王磊　边颖　孙喜平
（威海市海王旋流器有限公司）

摘要：高炉冲渣水余热采暖技术已被北方钢厂广泛采用，由于冲渣水含杂质较多，传统余热采暖工艺容易造成过滤器及换热器堵塞，影响正常使用。本文将旋流器应用于余热采暖工艺，优化了高炉冲渣水余热采暖工艺，延长了设备运行时间，经济技术上可行，解决了传统工艺的不足，具有广阔的应用和发展前景。

关键词：高炉冲渣水；余热回收；旋流器

钢铁工业是能源密集型产业，其能耗约占我国总能耗的 10%~15%，节能减排应是钢铁工业长期坚持的工作。高炉渣是钢铁冶炼过程的主要副产品，高炉渣出渣温度达到 1400℃以上，在冲渣箱内由高速水流冷冲成水渣并粒化，这一过程中能够产生大量温度在 80~95℃ 之间的低温热水。通常，为了保证冲渣水的循环利用效果，需要将这部分低温热水降温到 50℃以下进行使用。降温过程中的大量余热直接散发到环境中，长期排放既浪费了能源，又造成环境污染。

高炉渣冲渣水作为一种废热能源，因其温度稳定、流量大的特点，正逐渐成为钢铁行业节能减排的重要课题。高炉渣余热回收和利用技术具有很好的经济效益。由于我国北方地区供热能耗很大，东北地区将近 6 个月，北京等地区的供暖期也有 4 个月左右，煤炭的消费量大，因此回收高炉渣冲洗水余热用于供暖将大大降低煤炭的消耗，降低供暖成本。目前，高炉渣余热回收问题已得到广泛关注，一些钢铁企业和高校、研究所正在进行研究，我国北方地区的钢铁联合企业，已尝试采用高炉冲渣水的余热在冬季为厂区及周边职工生活区域供暖，如首钢、济钢、宣钢、鞍钢、本钢、莱钢、安钢等企业采用冲渣水余热解决厂区部分采暖或浴室供热水已有相关报道，可以节省大量采暖成本，同时也有效降低了煤和天然气的使用，减少了温室气体的排放，为企业和社会带来了切实的经济效益和环保效益。

1、冲渣水余热采暖技术现状

高炉冲渣水采暖是国内比较成熟的技术，目前，高炉渣冲洗水的余热回收工艺为：高炉渣冲洗水——沉砂池去除大颗粒沉渣——过滤器过滤细颗粒——换热器，如图 1 所示。

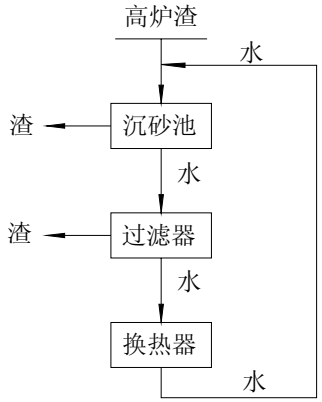


图 1　高炉冲渣水处理工艺图

高炉渣在冲制箱内由多孔喷头喷出的高压水进行水淬，水淬渣流经粒化槽进入沉砂池，沉砂池中的水渣由抓斗吊抓出堆放于渣场继续脱水，沉渣池内的水及悬浮物通过分配渠流入过滤器，经过滤器过滤的液体进入换热器进行热交换。

将高炉冲渣水的余热回收用于冬季采暖或浴室供热水的方法工艺设计简洁、合理、安全，水处理设施设计先进，可靠，利用高炉冲渣水余热资源，无须供暖锅炉房，既减少占地，又改善环境，符合环保政策和可持续发展战略要求。此工艺具有设备简单、散热少、冲渣水余热利用率高等优点，有广阔的应用和发展前景。

2、传统工艺存在问题

高炉冲渣水余热采暖主要面临一个重要问题，即冲渣水中含有 CaO、SiO_2、MgO、Al_2O_3以及少量的 Fe_2O_3，pH 值大于 7，显弱碱性，水渣杂质在冲渣水中以固体颗粒或悬浮物的形式存在，运行不长时间，就会使采暖系统中的管道、阀门、散热器发生大面积堵塞，所以高炉冲渣水作为采暖热源不适于直接使用，需要通过间接换热的形式用于供暖，并且需要采用冲渣水专用的换热器，防止结垢和堵塞。

高炉冲渣水经过沉砂池后沉降速度较快的大颗粒物料沉入沉砂池的底部，沉降速度较慢、来不及沉降的小颗粒与悬浮物一块跟随上层水流进入过滤器，水中固体颗粒、易凝结物等含量较多，导致过滤器的处理负荷较大，颗粒易沉积在管路中，堵塞管路和滤芯，缩短了滤芯的更换周期，运行成本较高；同时还会造成换热器的堵塞，影响换热效率。

3、旋流器的应用

3.1 旋流器分离机理

旋流器是一种根据物料粒度差异利用离心力将不同粒度的颗粒进行分离、分级的设备。物料经入口管沿切向进入圆筒，向下作螺旋形运动，固相颗粒在离心力的作用下具有向旋流器壁运动的趋势，粗颗粒由于受到较大的离心力作用，向旋流器壁面运动并随外旋流从旋流器底部排出形成底流；细颗粒则所受的离心力较小，来不及沉降随内旋流从溢流管排出形成溢流，通过底流和溢流实现不同介质的分离。

旋流器内部的离心力场远大于重力场，因此其分离粒度细、分离性能高，溢流中固体含量少，从而为后续分离过滤设备创造好的条件，保证循环水的。旋流器应用于冲渣水余热采暖工艺技术可行。

旋流器具有结构简单、操作方便、生产能力大、分离效率高、占地面积小等优点，将其应用于高炉冲渣水处理工艺可以降低设备投资，在短时间内实现炉渣的分离，分离时间短，热损失少，经济合理。

3.2 旋流器应用工艺

（1）旋流器与过滤器配合使用

将旋流器与过滤器配合使用：高炉渣冲洗水——沉砂池去除粗颗粒沉渣——旋流器去除细颗粒及部分悬浮物——过滤器精细处理——换热器，如图 2 所示。

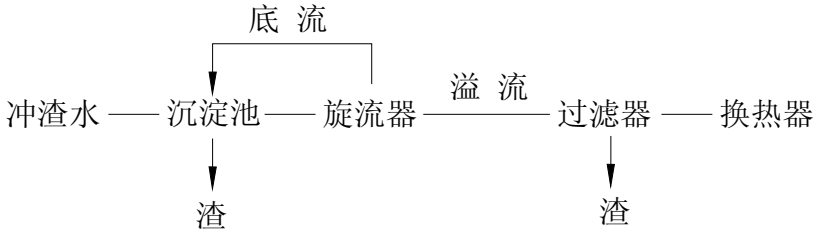


图 2　旋流器应用工艺流程（一）

旋流器去除了冲渣水中的大部分固体物料，减少了进入过滤器的固体含量，降低了过滤器的负荷，增加了滤芯的使用寿命，同时大幅度缓解了换热器的结垢问题，降低了设备运行成本。

此工艺已在北方部分钢厂成功应用，旋流器用于去除细颗粒和部分悬浮物，降低了后续过滤器的工作负荷，降低了管路和滤芯的堵塞，减少了滤芯的更换次数，节省了成本。

（2）旋流器替代过滤器

旋流器直接替代过滤器：高炉渣冲洗水——沉砂池去除粗颗粒沉渣——旋流器去除细颗粒及部分悬浮物——换热器，如图 3 所示。

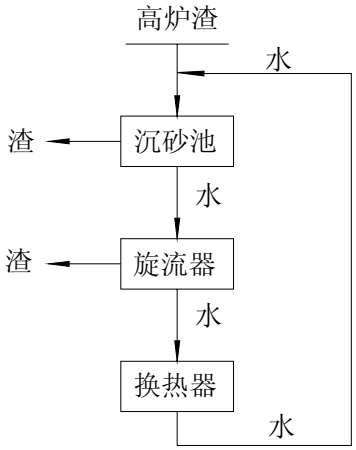


图 3　旋流器应用工艺流程（二）

该工艺的成败取决于换热器对热交换液体中固体含量的耐受度，旋流器替代过滤器后，会有较细的固体颗粒（-70μm）进入换热器，当换热器可以适应此粒级的颗粒时，旋流器直接与换热器串联，溢流进入换热器。此工艺的过滤环节更少，设备简单，投资省，过滤过程中散热少，冲渣水的余热利用率高。

4、结论

高炉冲渣水具有较大的余热资源，是节能降耗的重点，应尽可能的加以利用。旋流器的应用解决了传统高炉冲渣水余热采暖工艺的不足，通过分离冲渣水中的固体颗粒，降低进入过滤器和换热器中的固体颗粒含量，提高了过滤器的使用寿命，降低了设备的运行成本，给企业带来了切实的经济效益。

液硫储罐伴热蒸汽的余热利用

陶冬生　吴丹
（浙江科维节能技术股份有限公司，浙江，杭州，310012）

摘要：当前国内企业的蒸汽系统供热效率低下，水资源、能源浪费现象严重，凝结水、乏汽没有科学地进行回用，这是造成蒸汽系统供热效率低下的重要原因。浙江科维节能公司致力于低品位余热资源回收技术的研究与应用，从企业的实际出发，对蒸汽系统进行合理优化，充分利用低品位热能，采用有机工质朗肯循环螺杆膨胀机组进行发电，并对凝结水进行回用。改造后，可提升企业蒸汽系统的凝结水回收率，提高热能利用效率，降低企业生产成本。

关键词：硫酸工业、硫磺、液硫储罐，蒸汽伴热，低品位蒸汽，余热发电，凝结水回用。

一、前言

硫酸工业中，越来越多企业采用硫磺为原料制取硫酸。硫磺在常温下为脆性结晶体或粉状物，其熔点约为 118.9℃。固体硫磺通过熔硫槽熔融成液体硫磺，再经过澄清槽、精硫槽净化处理后进入液硫储罐。液体硫磺具有独特的粘度系数，即当温度在 120~158℃时，液硫粘度最小，其流动性能最好，故一般液硫输送、储存温度控制在 130~150℃。

因液体硫磺易凝固及硫磺蒸汽易结晶，为确保硫磺液相储存，在液硫储罐的罐底、罐壁、罐顶设置加热器，通过蒸汽与液硫换热，维持液硫温度在 130~150℃。0.4~0.5MPa 的饱和蒸汽在液硫储罐加热器中放热后，部分蒸汽变为同温同压下的高温凝结水，带水蒸汽从加热器盘管出口外排，造成了大量的水资源和能源损失。因此，回收这部分余热资源，对于提升企业蒸汽系统的凝结水回收率，提高热能利用效率，降低企业生产成本有着重要意义。

二、余热利用方案

1、余热资源概况

某企业现有一套年产 100 万吨的硫酸制酸系统，物料区设有 5000t 液硫储罐 4 组。液硫储罐通过 0.4MPa（表压）饱和蒸汽供热保温，以维持液硫温度在 140±5℃。换热后的部分蒸汽凝结成水，其中一部分凝结水回收供职工淋浴等生活使用，由于化水站距离较远，带水蒸汽不便于长距离输送，直接排入地沟。4 组 5000t 液硫储罐保温所消耗蒸汽量在 15t/h 左右，储罐加热器出口蒸汽（凝结水）温度约为 140℃。

2、余热利用方式

液硫储罐通过低品位饱和蒸汽进行换热保温，蒸汽换热后部分凝结成水，通过传统的方式难以进行有效的余热回收利用。科维公司技术人员通过现场采集数据，并建立在对工艺系统充分了解的基础上，进行系统分析、研究，最终确定采用有机工质型螺杆膨胀发电技术：将 4 组液硫储罐的带水蒸汽并入同一根管道送至螺杆膨胀发电站蒸发/预热器，有机工质吸收蒸汽（凝结水）热量后形成高压工质气体，高压工质气体经螺杆机膨胀做功后，通过蒸发式冷凝器冷却后循环使用。蒸汽（凝结水）加热有机工质后释放热量后转变为 55℃左右的凝结水，通过凝结水箱收集后由凝结水泵输送至厂区化水站，使水资源得到重复利用。

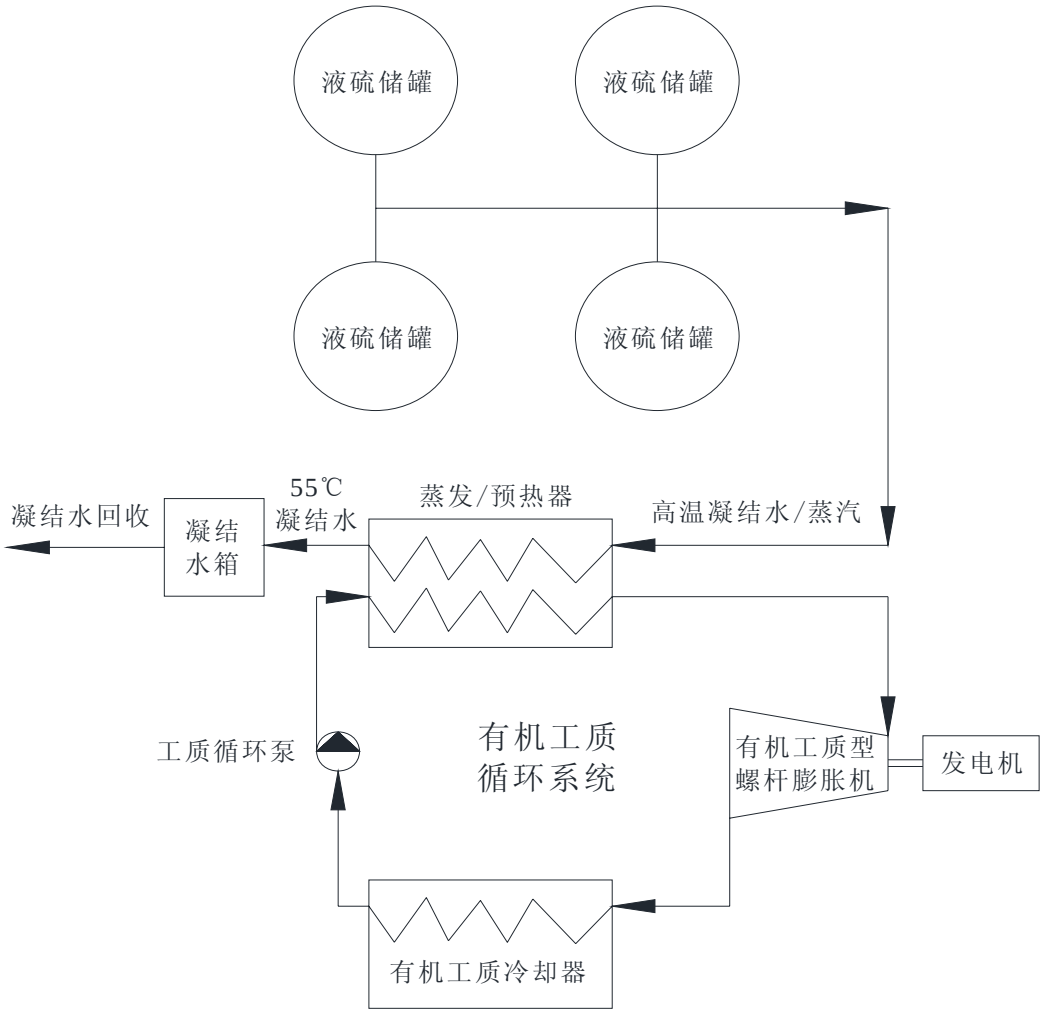


图 1　余热利用流程示意图（有机工质型螺杆膨胀发电机组）

3、热力参数计算

液硫储罐的主要尺寸见图 2。液硫储罐的热损失主要取决于保温质量和液体硫磺库的外表面积。由图 2 主要尺寸计算得液硫储罐的外表面积 S=915m^2。液硫储罐采用了岩棉板保温材料，四周保温层厚 120mm，确保液体硫磺库外表温度t_w<35℃。当地日平均最低气温t 为-5 ℃、传热系数α 取 15.12W/(m^2·℃)时，单台液硫储罐的最大热损失Q 为：

$$Q = \alpha S (t_w - t) = 15.12 \times 915 \times [35 - (-5)]$$

则 4 组液硫储罐合计最大热损失为 2213.56kW，而 0.4MPa（表压）饱和蒸汽 15t/h 全部凝结成 140℃的水释放的热能为 8995.46kW。根据上述参数可以估算，保温换热后的蒸汽中的含水率约为 25%，即有大量蒸汽潜热没有被充分利用。

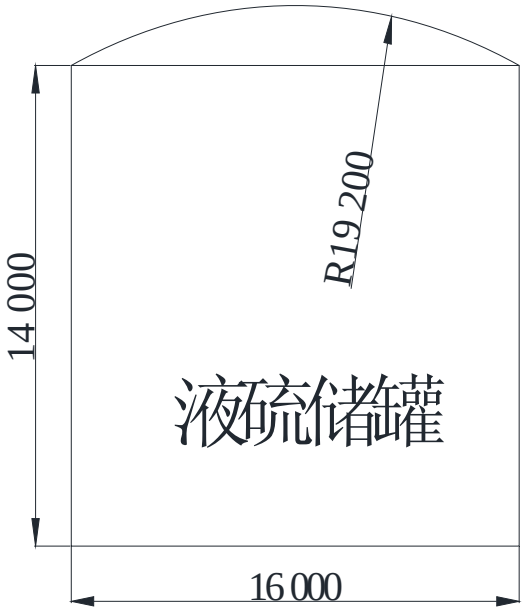


图 2　液硫储罐主要尺寸示意图

4、节能效益测算

技改后，有机工质型螺杆膨胀发电机组装机功率为 900kW，净发电能力为 660kW。按系统年运行 8640 小时计算，则年净发电量可达 558.4 万度；年回收凝结水量为 12.96 万吨。企业用电电价为 0.6 元/度，软化水生产成本为 10 元/吨，则年节能收益为

558.4×0.6+12.96×10=464.64 万元

参考文献：

[1] 李征西，徐恩文等，油品储运设计手册，北京：石油工业出版社，1997.435~466
[2] 陈雪樵，液体硫磺库简介，硫酸工业，2000(2)：41~42
[3] 赵增泰，液体硫磺的储存和运输，硫酸工业，1980(3)：21~28

应用有机朗肯循环回收钢铁企业低温余热的实践

吴桐　张延平　郭冉
（中冶建筑研究总院有限公司，北京市 海淀区 100088）

摘要：国内钢铁行业余热利用率低的主要原因是300℃以下的中低温余热利用率较低。利用有机朗肯循环（ORC）发电是回收工业低温余热的主要手段，在国外已经得到广泛应用，而在国内，该技术的应用尚处于起步阶段。本文采用有机朗肯循环的典型工艺结合螺杆膨胀机发电技术，进行工业实践，回收扬钢特钢的低压蒸汽余热并发电，结果表明，对于左右的低压蒸汽，有机朗肯循环发电工艺吨蒸汽发电可达60kWh，持续运行效果良好。

关键词：钢铁企业；余热；有机工质；朗肯循环

Practice of Low Temperature Waste Heat Recovery of Steel Companies by Applying Organic Rankine Cycles

Abstract: The main reason of lower waste heat utilization of domestic iron and steel industry is the lower utilization of lowandmedium temperature waste heat under 300℃. The main way of industrial low temperature waste heat recovery is power generation by applying Organic Rankine Cycles（ORC）, which has been widely used abroad. But domestic application of the technology is still at starting stage. Organic Rankine Cycles combined with screw expander power generation technology is applied for industrial practice to recycle low pressure steam waste heat of Yanggaang Special Steel and generate electricity. The results shows the ORC processing runs well continuously and the generation of the processing can reach 60kWh under condition of using low pressure steam of about 0.2MPa.

一 前言：

目前，世界范围内，化石燃料的大量消耗造成许多环境问题，这促进了替代能源技术和节能技术的发展，尤其是基于能源整合的节能技术，中低温余热利用技术，在工业领域得到广泛关注。

将中低温热能转换为电能的双循环系统有很多，如常规有机朗肯循环、跨临界有机朗肯循环、Kalina循环等。尽管Kalina循环在相同条件下，理论上效率较ORC高出15-50%，但现有的数据和模拟表明：Kalina循环效率只高3%；此外，Kalina循环系统复杂，工质腐蚀性强且易燃易爆，汽轮机低压侧需要采用惰性气体进行密封，因而ORC因为简单的系统结构和便捷的运行维护更具有市场潜力和研究价值[1]。

有机工质循环（ORC）发电可以利用以往无法利用的工业余热[2]，该技术在国外已经得到广泛应用[3-4]，而在国内，尤其对于中低温余热，如中低压饱和蒸汽和烟气，中温热水等，其余热利用尚处于起步阶段。在众多工业领域中，本文重点分析我国钢铁行业的余热利用状况，分析国内余热利用率不高的原因，并介绍ORC发电工艺及生产实践，论证该工艺在钢铁企业回收低温余热的可行性。

二 我国钢铁行业余热利用状况

我国钢铁行业目前按焦化、烧结、炼铁、炼钢、压延、发电等工序可利用余热资源和利用情况如下[5]：

（1）焦化工序的红焦显热、焦炉烟气显热和荒煤气显热。

（2）烧结工序的烧结矿显热、烧结机烟气和冷却机废气显热。

（3）炼铁工序的高炉渣显热、高炉煤气显热、以及热风炉烟气显热等。

（4）炼钢工序的钢渣显热、转炉煤气显热、连铸坯显热等。

（5）轧钢工序的加热炉等所排放的烟气显热等。

国内钢铁行业的余热利用率仅为30%，而发达国家普遍高于70%，日本甚至达到90%，其主要原

因是高温余热利用较好，中低温余热利用率较低。目前，受到我国工业整体发展水平的限制，我国钢铁冶金行业对余热的利用水平还不是十分的高，各方面的技术水平以及取得的利用成效与西方发达国家相比还存在着一定的差距。并且我国钢铁冶金行业对 400℃以上的高温余热利用的情况相对于 300℃以下的低温余热利用情况来说相对较好。针对 300℃以下的低温余热利用是目前我国钢铁冶金行业在节能减排，响应国家低碳号召中重点应当攻克的难题。

三 有机朗肯循环发电典型工艺

与水相比，有机工质的蒸发温度较低，冷凝温度较高，能够在 30-70℃的温度区间内实现朗肯循环，从而可以利用低温废气，甚至热水的余热进行发电，典型 ORC 余热回收发电工艺见图 1。工业中低温余热进入双蒸发器，与液态有机工质换热，有机工质经过预热器后进入蒸发器，蒸发变成气态膨胀推动螺杆或汽轮机叶轮，带动发电机发电，经冷却器冷却后重新变回液态进入工质罐，工质罐内的液态工质再次进入预热器和蒸发器循环。

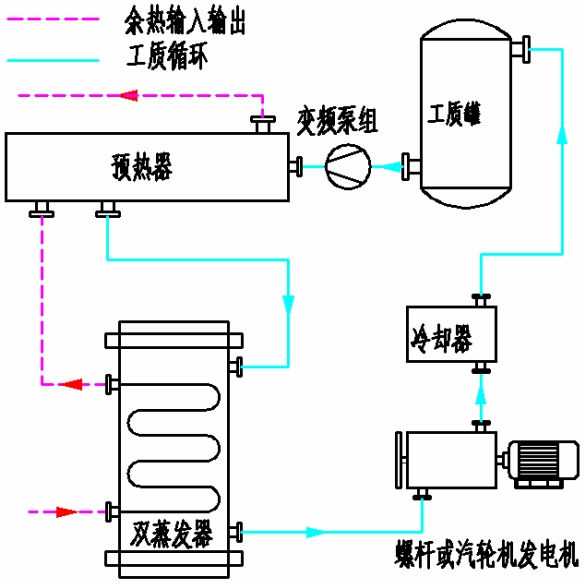


图 1 有机朗肯循环发电工艺示意

四 生产实践

江苏扬钢特钢有限公司的余热发电项目，见图 2，该项目采用 ORC 螺杆发电机回收低压（约 0.2MPa）蒸汽，共两座 500kW 的发电机组，于 2014 年 11 月正式投产，经过半年的运营，生产数据见图 3

图 2 江苏扬钢特钢有限公司的余热发电项目

2014 年 11 月，12 月，2015 年 1 月，由于来气压力波动，造成蒸汽量与发电量没有很好的匹配，2015 年 2 月以后，通过阀门自动控制调整，稳定了来气压力，蒸汽量与发电量实现了良好的匹配，达到长期稳定运行的目标。

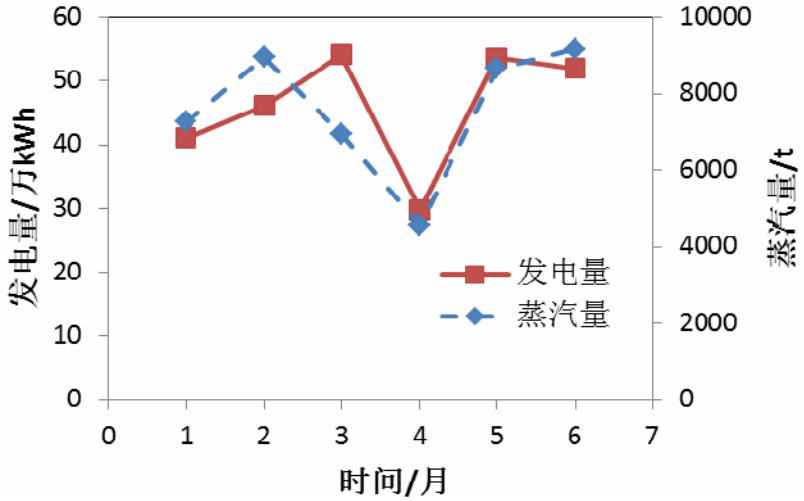


图 3 2014 年 11 月至 2015 年 4 月月发电量

图 4 是 2014 年 11 月至 2015 年 4 月吨蒸汽发电量统计，2014 年 11 月，12 月，2015 年 1 月，来汽压力的波动对吨蒸汽发电量也产生了较大影响，2015 年 3 月，蒸汽压力稳定后，吨蒸汽发电量平均约 60kWh。

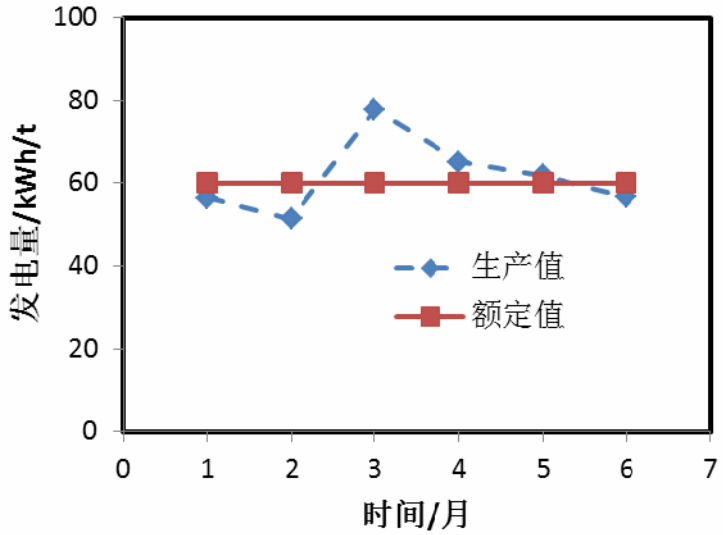


图 4 2014 年 11 月至 2015 年 4 月吨蒸汽发电量

半年运行期，ORC 螺杆发电机发电总量达到 462.6 万 kWh，按扬钢内部结算价格 0.7 元/kWh，累计节能效益达到 323.8 万元。

结论

（1）我国钢铁行业目前高温余热利用较好，300℃以下的中低温余热利用率较低。

（2）有机朗肯循环发电工艺可以利用低温废气，甚至热水的余热进行发电。

（3）生产实践验证，对于 0.2MPa 左右的低压蒸汽，有机朗肯循环发电工艺吨蒸汽发电可达 60kWh。

参考文献

[1] DiPippo R. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids[J]. Geothermics, 2004, 33:565-586.

[2] Ce´sar Giovani Gutie´rrez-Arriaga, Faissal Abdelhady, Hisham S. Bamufleh, Industrial waste heat recovery and cogeneration involvingorganic Rankine cycles, Clean Techn Environ Policy, 2015(17): 767-779

[3] Naser Shokati,Farzad Mohammadkhani,Navid Farrokhi,Faramarz Ranjbar, Thermodynamic andheat transfer analysis of heat recoveryfrom engine test cell by Organic Rankine Cycle, Heat Mass Transfer, 2014(50): 1661-1671

[4] Mortaza Yari • S. M. S. Mahmoudi, A thermodynamic study of waste heat recovery fromGT-MHRusing organic Rankine cycles, Heat Mass Transfer, 2011(47): 181-196

[5] 孙振巍,李海凤,张士齐.钢铁企业低温余热利用现状及技术展望.科技信息.2012（33）：96

有机朗肯循环低温余热发电系统的分析与优化

马新灵　魏新利　孟祥睿
（郑州大学化工与能源学院，　河南 郑州 450001）

摘要：应用热力学第一定律和第二定律对有机朗肯循环低温余热发电系统进行了热力计算、能量分析和㶲分析。为了提高系统的性能，以 R245fa 为工质，针对 120℃左右的热源，在给定工况下用 Aspen Plus 软件对系统流程进行模拟和优化。研究结果表明：降低膨胀机入口工质的过热度，提高膨胀机入口工质的压力，改进设备在膨胀机后加装回热器都能提高系统的热效率和㶲效率，同时降低系统的不可逆性。

关键词：有机朗肯循环；余热回收；分析；优化

Analysis and Optimization of ORC for Low-temperature Waste Heat Power Generation

Abstract: This paper presents energy analysis, thermodynamic calculation and exergy analysis for waste heat power generation system of Organic Rankine Cycle based on the first and second laws of thermodynamics. In order to improve system performance, for low-temperature waste heat of 120℃ and R245fa organic working fluid, using Aspen Plus software conducted simulation, optimization and improvement. Results from these analyses show that decreasing the expander inlet temperature, increasing inlet pressure of the expander, and adding regenerative heater can increase thermal and exergy efficiencies , at the same time reduce system irreversibility.

Key words: Organic Rankine Cycle, waste heat recovery ,Analysis, Optimization

1. 引言

大量工业过程产生的低温余热资源不能被有效地回收利用，不仅浪费了能源，还使得热污染成为了严重的环境问题。用有机朗肯循环可以很好地解决这一问题，它可以用有机工质将低温余热回收后进行发电。

有机朗肯循环的基本原理与常规的朗肯循环类似。两者最大的区别是有机朗肯循环的工质是低沸点、高蒸汽压的有机工质，而不是水。有机朗肯循环系统由蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵组成，如图1所示。工质在蒸发器中从低温热源中吸收热量产生有机蒸气，进而推动膨胀机旋转，带动发电机发电，在膨胀机做完功的乏气进入冷凝器中重新冷却为液体，由工质泵打入蒸发器，完成一个循环。

主要可以用于有机朗肯循环发电的热源有工业废热、地热能、太阳热能、生物质能等。有机朗肯循环主要的优势在于它能很好地回收低温到中温废热。一些典型的工业废热源包括：钢铁工业的高炉热温气体，燃气轮机的排气和柴油发动机的尾气，陶瓷工业窑炉排出的高温气体，造纸和纸浆工业的高温液体。这些低品位的工业废热占整个工业生产热量的50%以上[1,2]。

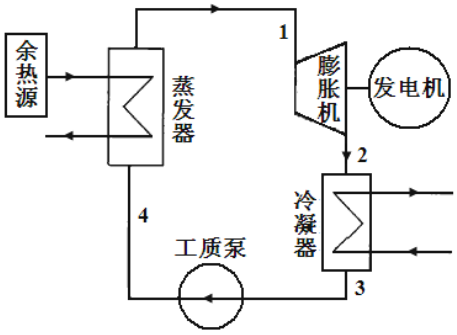


图 1 有机朗肯循环余热发电系统原理图

Figure 1.　A simple schematic of a Organic Rankine Cycle

2. 热力过程和分析

本研究利用的热源是120℃左右的工业废热，根据前人的研究[3~7]使用R245fa（五氟丙烷，$CF_3CH_2CHF_2$）这种干性有机物质做工质。热力学模型的假定如下：1）稳定状态条件，2）蒸发器、冷凝器以及管道中没有压降，3）膨胀机和泵中按等熵效率。

有机朗肯循环的温熵图如图2所示的1-2-3-4-5-6-1，由四个热力过程组成，各部件的热力过程及能量分析如下（以单位质量工质为基准）：

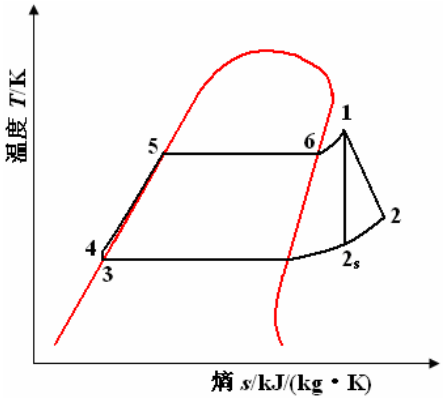


图 2　R245fa 为工质的 ORC 系统的温-熵图

Figure 2.　T-s diagram of ORC for R245fa

2.1. 蒸发器中的等压吸热过程（4-5-6-1）。有机工质在蒸发器中被余热流预热、蒸发、汽化，工质吸收的热量为：

$$q_1 = h_1 - h_4 \tag{1}$$

该过程的㶲损失为：

$$\dot{I}_e = T_0\left[\left(s_1 - s_4\right) - \frac{h_1 - h_4}{T_H}\right] \tag{2}$$

2.2. 膨胀机中的膨胀过程（1-2）。工质对外输出的功为：

$$w_t = h_1 - h_2 = w_{t,ideal}\eta_t = \left(h_1 - h_{2s}\right)\eta_t \tag{3}$$

该过程的㶲损失为：

$$\dot{I}_t = T_0(s_2 - s_1) \tag{4}$$

2.3. 冷凝器中的等压放热过程（2-3）。由膨胀机排出的乏气进入冷凝器被循环水冷凝，工质放出的热量为：

$$q_2 = h_2 - h_3 \qquad kJ/kg \tag{5}$$

该过程的㶲损失为：

$$\dot{I}_c = T_0\left[\left(s_3 - s_2\right) - \frac{h_3 - h_2}{T_L}\right] \tag{6}$$

2.4. 工质泵中的压缩过程（3-4）。冷凝后的液体工质进入储液罐，通过工质泵升压并送至蒸发器，外界对工质做的功为：

$$w_p = \frac{w_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\left(h_{4s} - h_3\right)}{\eta_p} = h_4 - h_3 \qquad kJ/kg \tag{7}$$

该过程的㶲损失为：

$$\dot{I}_p = T_0\left(s_4 - s_3\right) \tag{8}$$

2.5. 循环的热效率为：

$$\eta_{cycle} = \frac{w_{net}}{q_1} = \frac{w_t - w_p}{h_1 - h_4} = \frac{\left(h_1 - h_{2s}\right)\eta_t - (h_{4s} - h_3)\eta_p^{-1}}{h_1 - h_4} \tag{9}$$

2.6. 整个系统的㶲损失

由（2）、（4）、（6）和（8）可以得到总㶲损失为：

$$\dot{I}_{cycle}=\sum_j \dot{I}_j=\dot{I}_e+\dot{I}_t+\dot{I}_c+\dot{I}_p=T_0\left(-\frac{h_1-h_4}{T_H}-\frac{h_3-h_2}{T_L}\right) \tag{10}$$

2.7. 㶲效率

$$\eta_{ex}=\frac{w_{net}}{q_1\left(1-\frac{T_L}{T_H}\right)}=\frac{(h_1-h_{2s})\eta_t-(h_{4s}-h_3)\eta_p^{-1}}{(h_1-h_4)\left(1-\frac{T_L}{T_H}\right)} \tag{11}$$

上述式中，h_1、h_{2s}、h_2、h_3、h_4、h_{4s} 分别为各状态点的比焓值，kJ/kg；s_1、s_2、s_3、s_4 分别为各状态点的比熵值，kJ/(kg·K)；T_0、T_H、T_L 分别为环境、高温热源、低温热源的温度，K；$w_{t,ideal}$、$w_{p,ideal}$ 分别是理想状态下膨胀机的输出功和泵的耗功，kJ/kg；η_t、η_p 分别是膨胀机和泵的等熵效率。

3. 用 Aspen Plus 软件对系统进行模拟和优化

3.1 用 Aspen Plus 软件对系统流程进行模拟

为了找到合适的工况条件，使该 ORC 余热发电系统取得较好的热效率和㶲效率，使用 Aspen Plus 软件对系统流程进行模拟和优化，采用 PENG-ROB 物性计算方法进行模拟计算。图 3 为用该软件建立的实验模型， B1、B2、B4、B5 分别为蒸发器、膨胀机、冷凝器和工质泵。

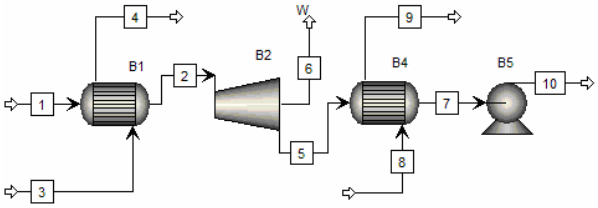


图 3 有机朗肯循环的 Aspen Plus 流程图

Figure 3. Flow chart of ORC

为了便于分析，余热源选用 120℃的导热油代替，导热油的摩尔成分为联苯（$C_{12}H_{10}$）26.5%：联苯醚（$C_{12}H_{10}O$）73.5%。冷凝器中的冷却介质选用环境温度下的水，入口水温为 20℃；膨胀机入口压力 p_1= 0.5 MPa，出口压力 p_2= 0.15MPa；膨胀机的等熵效率 η_t=0.7，泵的等熵效率 η_p=0.92。蒸发器的热负荷按目前实验台的板式换热器的额定热负荷，取为 7.9kW。图 4 为膨胀机的输入参数截面。用 Aspen Plus 软件得到的模拟结果如表 1 所示。

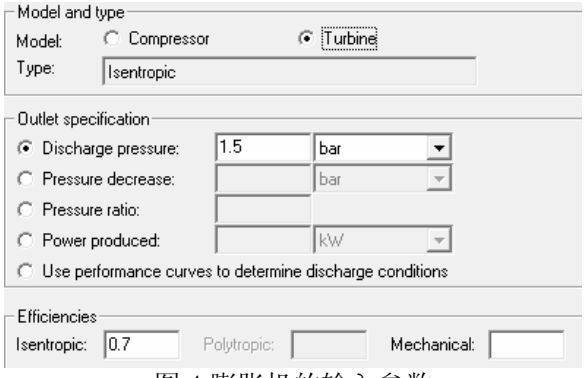


图 4 膨胀机的输入参数

Figure 4. Input parameters interface of the expander

表 1 ORC 系统的模拟结果

Table 1. Simulation results of ORC system

设备名称	工质温度 t/℃		工质流量 /(kmol/h)	能量/kW
	入口	出口		
蒸发器	25.5	79.7	0.90	7.9
膨胀机	79.7	57.2	0.90	0.5524019
冷凝器	57.2	25.3	0.90	-7.3588351

工质泵	25.3	25.5	0.90	0.0087567

由公式（9）和（11）得该循环的热效率和㶲效率分别为：

$$\eta_{cycle}=\frac{w_{net}}{q_1}=\frac{0.5524019-0.0087567}{7.9}=\frac{0.5436452}{7.9}=6.88\%$$

$$\eta_{ex}=\frac{w_{net}}{q_1\left(1-\frac{T_L}{T_H}\right)}=\frac{0.5436452}{7.9\left(1-\frac{20+273}{120+273}\right)}=27\%$$

可以看出，系统的热效率和㶲效率都较低。可以从工质参数和装置结构上对该循环系统进行优化和改进。

3.2 系统的优化

3.2.1 膨胀机入口过热度对系统性能的影响

由模拟结果可知，膨胀机入口工质的温度为 79.7℃，而 0.5MPa 的工作压力下对应的饱和温度为 63.1℃，工质的过热度达 16.6℃。R245fa 为干工质，在膨胀机中膨胀做功后不会冷凝为液体，因此不需要太高的过热度。在工质流量 0.90kmol/h 不变的情况下，通过减少在蒸发器中的吸热量 q_1 来降低过热度，得到表 2 所示的结果。

表 2　膨胀机入口工质过热度对系统性能的影响

Table 2. Effect of the expander inlet temperature on system performance

吸热量q_1/kW	膨胀机入口温度/℃	膨胀机做功/kW	泵功/kW	热效率	㶲效率
7.9	79.7	0.552	0.0087567	6.88%	27.01%
7.8	76.7	0.546	0.0087567	6.89%	27.06%
7.7	73.7	0.5403738	0.0087567	6.90%	27.10%
7.6	70.7	0.5342854	0.0087567	6.91%	27.15%
7.5	67.7	0.5281458	0.0087567	6.93%	27.20%
7.4	64.6	0.5219535	0.0087567	6.94%	27.24%

可见，随着吸热量的减小，膨胀机入口工质的过热度减小，虽然工质在膨胀机中的做功量减少，但由于在蒸发器中的吸热量也随之减少，循环的热效率和火用效率都不断升高。研究表明[8~10]，为了减少整个系统的不可逆性，有机工质应在饱和状态下工作。

3.2.2 膨胀机入口压力对系统性能的影响

在蒸发器的热负荷为 7.9kW，环境温度保持 20℃，膨胀机出口压力不变的情况下，提高入口压力，即增大压缩比，得到表 3 所示的结果。为了消除过热度的影响，令膨胀机入口的工质为饱和蒸气状态。

表 3　膨胀机入口压力对系统性能的影响

Table 3　Effect of the expander inlet pressure on system performance

压力 bar	工质流量 kmol/h	膨胀机入口温度/℃	膨胀机做功/kW	泵功/kW	热效率	㶲效率
5.0	0.968	63.1	0.5577	0.0094	6.94%	27.31%
5.5	0.956	66.6	0.5967	0.0106	7.42%	29.15%
6.0	0.946	69.9	0.6317	0.0118	7.85%	30.84%

可见，在其它条件不变的情况下，入口压力越高（即膨胀机的压比越大）循环的热效率和㶲效率就越高。这是因为循环的净功量随着膨胀机入口压力的增加而提高。

3.2.3 增加回热器之后系统性能的改善

在模拟中发现，无论哪种情况，膨胀机出口工质的温度仍然较高，远高于冷凝器内的冷凝温度。此时直接将工质冷凝，不但造成了能量的浪费，还将加大冷凝器内由于传热温差引起的不可逆损失。可以让乏气在进入冷凝器之前，先通过一回热器放出部分热量，用于预热进入蒸发器的液体。

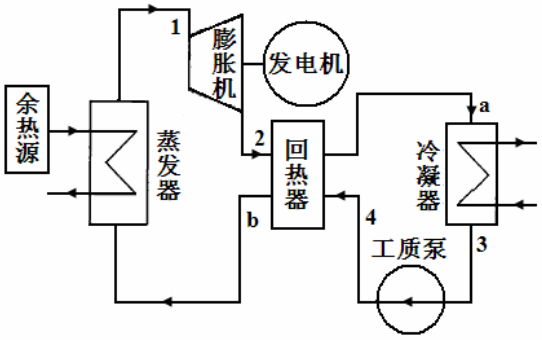


图 5 有回热的 ORC 余热发电系统图

Figure 5. Schematic diagram of ORC waste heat power generation with recuperator

有回热装置的系统简图如图 5 所示，温熵图如图 6 所示。图 7 为其对应的用 Aspen Plus 软件建立的实验模型， B3 为回热器。

为了与没有回热的基本有机朗肯循环做比较，取蒸发器的热负荷仍为 7.9kW，工质流量选为 0.968kmol/h，环境温度 20℃，膨胀机入口压力 p_1= 0.5 MPa，出口压力 p_2= 0.15MPa。由表 3 可知基本循环在上述条件下，膨胀机入口工质为饱和蒸气，循环的热效率、㶲效率分别为 6.94%和 27.31%。

有回热循环的模拟结果如表 4 所示。

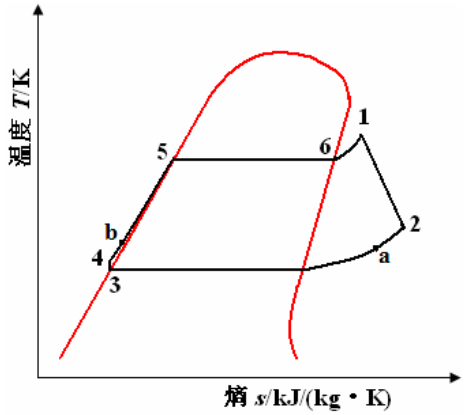


图 6.有回热器的 ORC 系统的温-熵图

Figure.6. T-s diagram of ORC system with recuperator

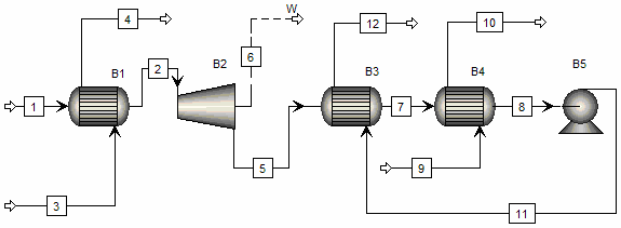


图 7 有回热的有机朗肯循环的 Aspen Plus 流程图

Figure 7. Flow chart of ORC with recuperator

表 4 有回热的 ORC 的模拟结果

Table 4. Simulation results of regenerative ORC system

设备名称	工质温度 t/℃		工质流量 /(kmol/h)	能量/kW
	入口	出口		
蒸发器	39.0	80.8	0.968	7.9
膨胀机	80.8	58.4	0.968	0.5965948
回热器热端	58.4	39.1	0.968	0.6399664
冷凝器	39.1	25.3	0.968	-7.3136508
工质泵	25.3	25.5	0.968	0.0094183
回热器冷端	25.5	39.0	0.968	0.6399664

得到此时循环的热效率和㶲效率分别为：

$$\eta_{cycle}=\frac{w_{net}}{q_1}=\frac{0.5965948-0.0094183}{7.9}=\frac{0.5871765}{7.9}=7.43\%$$

$$\eta_{ex}=\frac{w_{net}}{q_1\left(1-\frac{T_L}{T_H}\right)}=\frac{0.5871765}{7.9\left(1-\frac{20+273}{120+273}\right)}=29.2\%$$

可见，二者的值都比基本循环的高。这是由于回热器回收了乏气的部分热量，减少了排入大气中的冷源热损失，使工质在膨胀机中的做功量增大，也降低了冷凝器内的传热温差。

根据上述分析，在给定工况下，有机朗肯循环回收低温余热进行发电是可行的。对系统进行优化的结果表明，降低膨胀机入口温度、提高膨胀机入口压力、采用有回热的装置都可以提高系统的性能，使系统的热效率和㶲效率提高，而使其不可逆性减小。

4. 结论

本文运用热力学第一定律和第二定律对有机朗肯循环低温余热发电系统进行了热力计算、能量分析和㶲分析。并用 Aspen Plus 软件对采用 R245fa 为工质，以回收 120℃左右的工业余热为目的的系统进行了模拟、优化和改进，得到以下结论：

（1）有机朗肯循环可以利用低温余热进行发电。

（2）随着膨胀机入口工质过热度的降低，系统的性能越来越好，工质处于饱和状态时，系统的性能最好。

（3）增大膨胀机入口工质的压力，可提高系统的热效率和㶲效率。

（4）有回热的有机朗肯循环与基本有机朗肯循环相比，不仅具有较高的热效率和㶲效率，同时还有较低的不可逆性。

参考文献

[1] C. Somayaji. First and second law analysis of Oragnic Rankine Cycle [D]. Amecia:Mississippi State University .2008.

[2]Gurgenci, H. Performance of Power Plants with Organic Rankine Cycles under Part-Load and Off-Design Conditions. Solar Energy, 36, 1, 1986, pp. 45-52.

[3] Donghong Wei, Xuesheng Lu, Zhen Lu, Jianming Gu. Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. Applied Thermal Engineering, 28 (2008), 1216－1224

[4] G. Kosmadakis, D. Manolakos, S. Kyritsis, G. Papadakis. Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination. Desalination. 243 (2009) 74－94.

[5] X.D. Wang, L. Zhao*, J.L. Wang, W.Z. Zhang, X.Z. Zhao, W. Wu. Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa. Solar Energy, in press.

[6] Liu, B.T, Chen, K.H, Wang, C.C. “Effect of Working fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery.” Energy, 29, 2004, pp. 1207－1217.

[7] Maizza, V., and Maizza, A. “Unconventional working fluids in organic rankine-cycles for waste energy recovery systems.” Applied Thermal Engineering, 21, 3, 2001, pp. 381-390.

[8] P. J. Mago, L.M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids [J]. Applied Thermal Engineering. 28 (2008) 998-1007

[9] Somayaji, C., Mago, P. J., and Chamra, L. M., “Second Law Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycles.” Proceedings of IMECE2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 5-10, 2006, Chicago,Illinois, USA

[10] Hung, T.C., Shai, T.Y., and Wang, S.K. “A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Recovery of Low-grade Waste Heat.” Energy, 22, 7, 1997, pp. 661-667.

有机朗肯循环发电技术应用研究现状

谢飞博　朱彤
（同济大学机械与能源工程学院，上海 201804）

摘要：有机朗肯循环发电技术被认为是目前最具发展潜力的中低温热能资源发电技术之一，也是目前很多研究机构和学者研究的热点。广大的研究者在探索有机朗肯循环发电技术的应用领域方面做了大量的研究工作。本文就有朗肯循环发电技术的发展趋势和应用领域等方面做了总结和归纳，为今后该技术的进一步发展提供借鉴。另外，本文还对本课题组针对有机朗肯循环发电技术的研究工作作了介绍。

关键词：低温热能；有机朗肯循环；热功转换；　应用领域

Research status on Organic Rankine Cycle

ZHU Tong
(School of Mechanical Engineering，Tongji University，Shanghai 201804，China)

Abstract： *Organic Rankine Cycle is regarded as*

Key words：low grade thermal energy；Organic Rankine Cycle；

在可再生能源领域，太阳能（<120℃）、地热能(60~150℃)、生物质能等热能资源的温度都比较低，需要有效手段合理转换利用。另外，大量的工业余热利用和环境危机也对中低温热能的品位提升技术提出了新的要求。目前，有机朗肯循环（Organic Rankine Cycle，ORC）发电技术被认为是最有发展潜力的一项中低温热能发电技术[1-3]。ORC 是以低沸点有机物（如 R123、R245fa、R600a）作为循环工质的朗肯动力循环。ORC 的研究最早始于 1924 年，有人以二苯醚作为 ORC 循环工质进行了研究[4]。七十年代石油危机的爆发，使得人们意识到了能源的重要性，由于 ORC 在利用低品位热能方面的优势，再次获得人们的重视，从理论[5,6]和实验[7]两方面进行了研究。

截止目前，虽然国内外研究 ORC 的机构和学者在探索新的应用领域做了很多工作，也积累了很多经验，但是 ORC 发电技术，尤其是中小型 ORC，尚未完全成熟，未得到广泛的应用。因此，本文针对 ORC 发电技术的发展趋势和应用领域等方面做了总结和归纳，为今后该技术的进一步发展和实际应用提供借鉴。

1 有机朗肯循环原理

ORC 发电系统流程如图 1 所示。ORC 主要由膨胀机械、蒸发器、冷凝器、工质泵等主要四大部件构成。ORC 发电原理如下:低压低温的液态有机工质经工质泵增压进入蒸发器；吸收中低温热能后，工质在蒸发器中蒸发，变成高温高压的蒸气；然后高温高压的蒸气进入膨胀机械推动膨胀机械做功,，将热力学能转化为机械能，膨胀机械输出轴功带动发电机转动，将机械能转变为电能；膨胀机械出口的低压气态工质进入冷凝器，向低温热源放热，冷凝，又变成低压低温的液态，如此往复循环。

自从上世纪七十年代，第一座商业 ORC 电站投入运营开始，尤是进入 2000 年以后，ORC 技术从装机容量和发电站数量来看发展呈现指数增长的态势[3]。从上个世纪八十年代开始，国外就有公司开始致力于 ORC 发电技术的商业应用研究，能够提供满足客户需求的全套应用方案。目前，有越来越多的公司致力于 ORC 发电技术的研发，见表 1。其中就装机容量和电站数量而言，美国的 ORMAT，意大利的 Turboden，德国的 Maxxtec 三个公司占据绝对的优势。其中 ORMAT 公司在 MW 级大型地热电站的方面的技术比较领先，装机份额占大多数[3]。另外，从表 1 还可以看出，只有极个别公司掌握了大型 ORC 发电技术，剩下的很多公司都集中在几十到几百千瓦的规模。

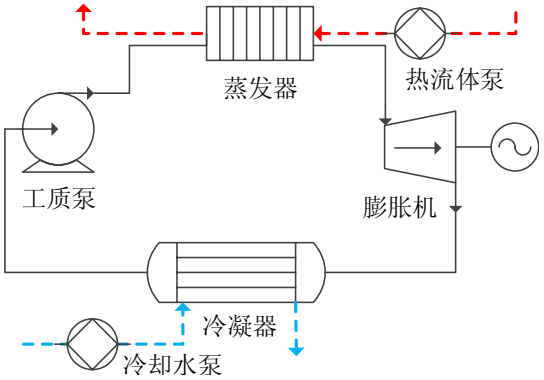


图 1 ORC 发电系统流程示意图

表 1 ORC 主要制造商及其技术特点

厂家	应用领域	功率范围（kW）	热源温度（℃）	技术
ORMAT，美国	地热，工业余热，太阳能	200-70000	150-300	工质：n-pentane 或其他，两级轴透平，同步发电机
Turboden，意大利	生物质-CHP，电池，地热	200-2000	100-300	工质：OMTS，Solkattherm，两级轴透平
Adoratec/Maxxtec，德国	生物质-CHP	315-1600	300	工质：OMTS
Opcon，瑞典	工业余热	350-800	<120	工质：氨，林氏透平
GMK，德国	工业余热，地热	50-5000	120-350	3000 转多级轴透平（KKK）
Bosch KWK，德国	工业余热	65-325	120-150	工质：R245fa
Turboden PureCycle，美国	工业余热，地热	280	91-149	径流透平，工质：R245fa
GE CleanCycle	工业余热	125	>121	单级径流透平，3000 转，工质：R245fa
Cryostar，法国	工业余热，地热	n/a	100-400	径流透平，工质：R245fa，R134a
Tri-o-gen，荷兰	工业余热	160	>350	径向透平膨胀机，工质：Toluene
Electratherm，美国	工业余热，太阳能	50	>93	双螺杆膨胀机，工质：R245fa

在国内，ORC 发电技术的应用研究起步较晚，目前虽然研究机构和学者数量也是日益增加，但是对低温热能资源的商业应用方面还非常少。近年来，西安交大、天津大学、华北电力大学、同济大学等科研院所在 ORC 系统工质筛选[7]、性能优化[8,9]、膨胀机研究[10]等方面做了部分的理论和实验工作，并积累了一定的经验。但都还是停留在实验室水平，离 ORC 发电技术的实际应用有待时日。

2 有机朗肯循环的应用研究

近年来，ORC 针对工业余热和可再生能源的应用研究引起了世界各国的普遍重视。众多科研单位的学者与工程技术人员针对 ORC 发电技术的应用做了大量的研究，大大拓展了其应用领域。目前，国内外 ORC 发电技术应用领域探索研究主要集中在地热[1,2,11,12]，工业余热[1,2,13]等领域，见图 2。

地热在地球上蕴含非常丰富，预估高达 4×10^{13}W，是目前全世界能源消费总量的三倍[14]。而用于地热的 ORC 发电技术也已经比较成熟。目前全世界有 504 座 ORC 发电系统应用于地热，分布在 27 个国家，总装机容量约为 10 GW[11,15]。

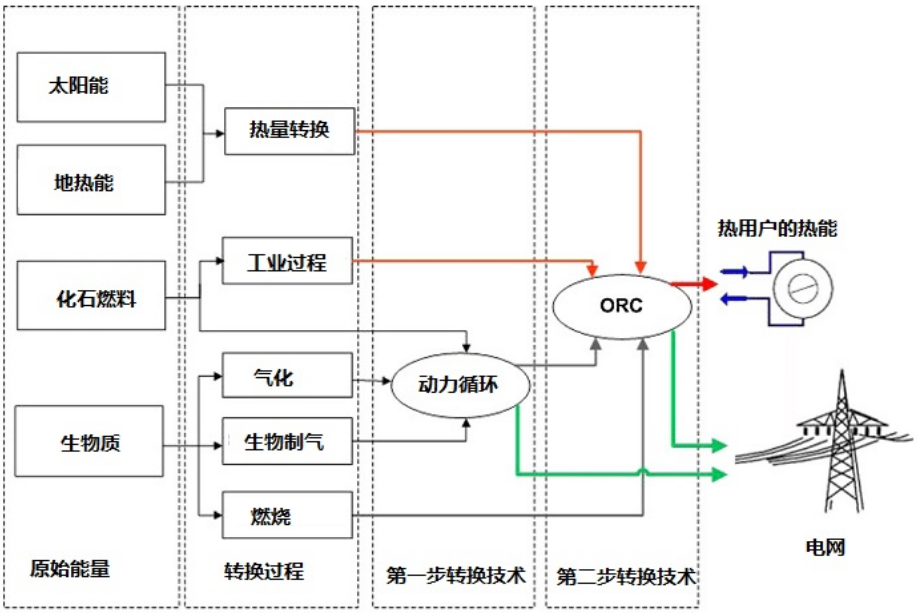


图 2 ORC 发电技术的应用领域

地热资源的温度范围非常大，从几十度到超过 300℃。根据研究结果，地热高于 100℃以上才有经济效益。对于低于 80℃的地热而言，由于系统效率非常低，使得地热电站经济效益较低。通常地热发电的热效率在 5-15%之间[15]，因此地热 ORC 发电技术还有很大的提升空间。DiPippo[15]比较了五个地热电站的性能，这些电站都是利用 ORC 将地热能转换为电能。通过对这些实际的地热电站数据的分析，DiPippo 证明这些低品位热能电站的第一定律效率仅在 8%~12%之间。

通常地热电站的采用双循环模式。根据当地的地热资源情况，钻采出水井和回灌井，井深从几十米到几千米不等。然后利用水泵将地热水从出水井抽出与 ORC 热交换后，再由回灌井注入地下。在地热电站的投资中，钻井的费用会占非常大的比例，有时会超过 70%[16]。另外，地热电站中，泵的耗功非常大，通常会占到系统输出功的 30%以上，甚至会高达 50%[17]。这主要是由于地热水泵要将热水从地下深处抽出，然后又注入地下，这个环节的耗功非常大。另外，当地热温度较低时，ORC 系统的蒸发温度较低，工质泵的耗功占比也会占较大的比例[3]。

表 2 国外部分地热型 ORC 发电站

电站	热源温度（℃）	热源质量流量	工质	总/净功(MW)	热效率（%）
Altheim，德国	106	861/s	-	-/1.0	-
Otake，日本	130	14.661kg/s	Isobutane	-/1.0	12.9
Nigorikawa，日本	140	50kg/s	R-114	-/1.0	9.81
Reno，NV，美国	158	556kg/s	Isobutane	27/21.744	10.2

在国内，我国西藏那曲地热电站，采用的 ORC 技术是由以色列 ORMAT 公司提供，于 1993 年建成发电。该系统以异丁烷作为工质，输出功率 1MW[18]。

工业余热的分布也非常广泛，大量存在于各大钢铁、冶金、石油炼化等企业中，然而并未得到充分利用。通常对于 350℃以上的余热利用比较多，而且技术也比较成熟，而对于 350℃以下的余热，通常采用 ORC 发电技术进行回收。

Legmann 等[19]和 Baatz 等[20]介绍了 1999 年德国海德堡水泥公司在所属的 Lengfurt 水泥厂，采用以色列 ORMAT 公司 1500kW ORC 发电系统作为工艺冷却系统，同时进行发电。该 ORC 发电系统回收水泥工业中排放的 300℃以下的余热，是世界首座用于水泥厂的 ORC 中低温余热发电站。该 ORC 发电系统每年可减少 CO_2 排放 7600t，其减排量占到整个工厂 CO_2 年排放量的 29.1%，输出的电能占到整个水泥厂电能消耗的 12%。

另外 ORC 发电机技术的应用领域已经拓展到太阳能[21-23]、生物质 CHP[24,25]、内燃机底层循环[26-31]、海洋温差能[32,33]以及海水淡化[34-36]等。

总之，ORC 发电技术目前在地热、工业余热、生物质 CHP 等领域的应用现状，表明中低温热源品位提升方面 ORC 技术是一项切实可行和具有很大发展潜力的解决方案。ORC 发电系统标准化的模块生产对于降低投资成本以及提高其普及率具有巨大的促进作用。

3 实验研究现状

目前国内外有一些学者采用实验的方法对 ORC 发电技术做了研究。其中采用的工质主要是 R123、R245fa、R134a、R600a 等。膨胀机选用的以涡旋膨胀机为主。发电功率一般在 2kW 以下。对大于 2kW 的研究还比较少。

目前本课题组搭建了以 R123 为工质，采用涡旋膨胀机，设计发电功率为 3kW 的 ORC 发电系统，系统图和实物图分别见图 3 和图 4。实验系统热源采用高温烟气模拟中低温工业余热。目前实验系统连续变工况运行 8 小时以上，在实验工况范围内输出功最高可达到 2.5kW 以上，基本达到设计目标，见图 5。

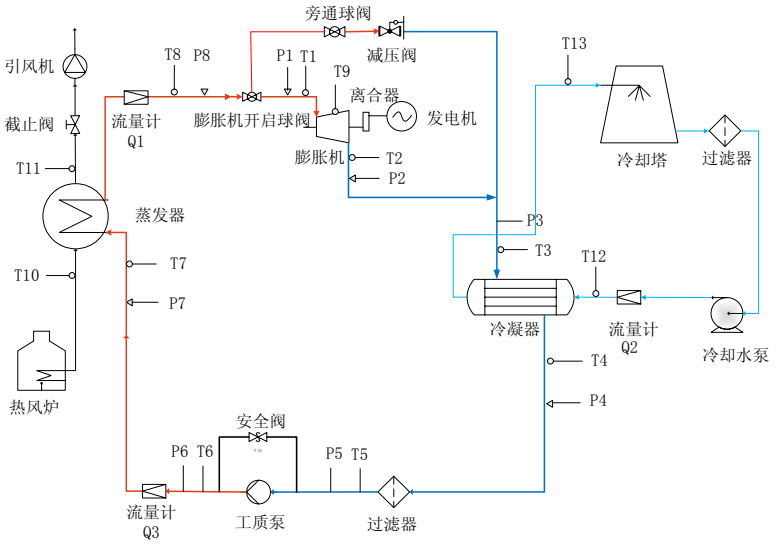


图 3　ORC 发电实验系统流程图

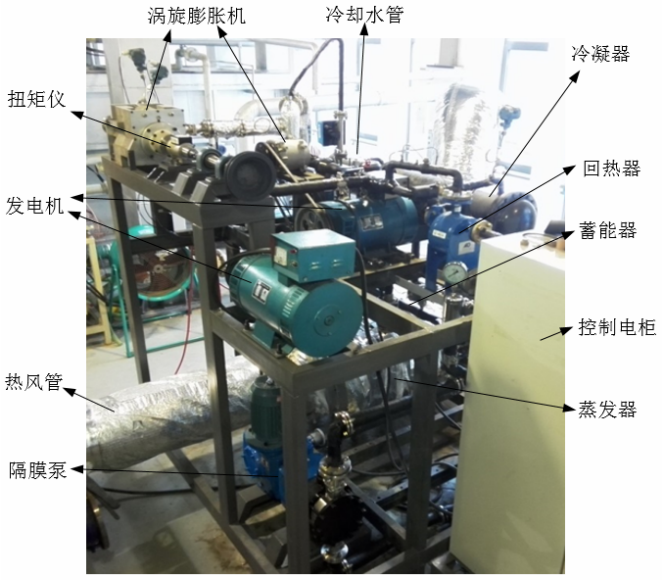


图 4 ORC 实验台实物图

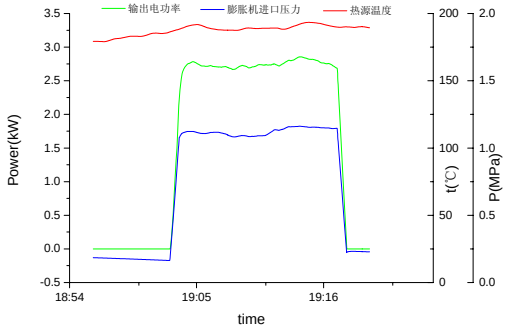


图 5 ORC 发电实验系统的热源温度、输出电功率和膨胀机进口压力随时间变化

同时，课题组以 Matlab 为平台，结合 REFPROP 8.0 工质物性数据库开发了 ORC 发电系统热力性能计算程序[37]。该程序包括工质筛选系统循环设计系统部件设计文件以及帮助 5 个模块。该程序主要的功能包括工质筛选、循环热力计算以及主要设备选型等。

同时，课题组还在工质筛选[38]、涡旋膨胀机性能测试和模拟方面[39]做了研究。

4 结论

本文从 ORC 发电技术的发展现状和应用领域研究等方面做了总结和归纳，为今后的 ORC 发电技术的进一步发展提供参考。目前 ORC 发电应用主要集中在地热、工业余热、生物质 CHP 利用方面，而且近年来更是呈现飞速发展的态势。根据对这些领域运行的系统分析，结果表明该技术对中低温热源的品位提升是一项切实可行和较为成熟的技术。另外 ORC 发电技术已经拓展到了太阳能、发动机底层循环、海洋温差、海水淡化等其他领域。要进一步提高 ORC 发电系统的效率和经济性，需要从工质筛选、膨胀机、换热设备等方面深入研究，实现系统设备的标准化和模块化设计和生产。

参考文献：

[1] Tchanche BF, et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—a review of various applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011,15:3963－79.

[2] Ve´lez F, et al. A technical, economical and market review of Organic Rankine Cycles for the conversion of low-grade heat for power generation[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012,6:4175－89.

[3] Sylvain Quoilin,et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013,22:168－186.

[4] 顾伟，翁一武，曹广益，翁史烈.低温热能发电的研究现状和发展趋势[J].热能动力工程，2007，22(2)：115-119.

[5] Davidson, Thomas A. Design and analysis of a 1 KW Rankine power cycle employing a multi-vane expander for use with a low temperature solar collector[D]. Massachusetts Institute of Technology, 1997.

[6] Probert,S.D. et al. Design optimization of a solar-energy harnessing system for stimulating an irrigation pump[J]. Applied Energy,1983,15(4):299-321.

[7] 黄晓燕，吴家正，王海鹰，朱彤.中低温工业余热 ORC 回收装置的工质发展与应用[J].节能技术，2012,30(1)：

[8] Dai YP，Wang JF，Lin G.Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle(ORC) for low grade waste
heat recovery[J].Energy Conversion and Management, 2009,50(3) :576－582.

[9] 顾伟，低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证[D].上海：上海交通大学，2009.

[10] 潘利生，低温发电有机朗肯循环优化及辐流式汽轮机性能研究[D].天津：天津大学，2012。

[11] DiPippo R. Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact [M]. Elsevier: 2008.

[12] Bertani R. World geothermal power generation in the period 2001－2005[J]. Geothermics,2005,34:651－90.

[13] Walsh C, Thornley P. Cost effective greenhouse gas reductions in the stell industry from an organic Rankine cycle[J]. Chemical Engineering Transactions, 2011,25:905－10.

[14] Barbier E. Geothermal energy technology and current status: an overview[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2002,6:3-65.

[15] R.DiPippo.Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids[J]. Geothermics,2004,33(5):565-586.

[16] Kranz S. Market Survey—Germany, Low-Bin project, 2007. Available from:<http://www.lowbin.eu/documentation.php>.

[17] Frick S. Design Approach for Geothermal Binary Power Plants, Low-Bin project, 2009. Available from: <http://www.lowbin.eu/documentation.php>.

[18] 王恒，黄文春.双工质循环机组在地热电厂的运用[J]. 四川电力技术，1995，4: 20-24.

[19] Legmann H. Recovery of industrial heat in the cement industry by means of the ORC process [C]. IEEE Cement Industry Technical Conference (Paper), 2002: 29-35.

[20] Baatz E., Heidt G. First waste heat power generating plant using the Organic Rankine Cycle Process for utilizing residual

clinker cooler exhaust air[J]. ZKG International, 2000, 53(8): 425-436.

[21] S.Quoilin，et al. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation[J].

Solar Energy, 2011, 85:955-966.

[22] Kohlenbach P., et al. Novel parabolic trough collectors driving a small-scale organic rankine cycle system[C]. Proceedings

of the Energy Sustainability Conference 2007, 2007: 995-1004.

[23] Swift A. H. P., Reid R. L., Sewell M. P., Boegli W. J. Operational results for a 3355m2 solar pond in El Paso, Texas[C]. Solar Engineering, 1987: 287-293.

[24] Chinese D., Meneghetti A., Nardin G. Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: A systems analysis[J]. International Journal of Energy Research, 2004, 28(11): 1003-1021.

[25] Obernberger I., Biedermann F., Thonhofer P., Gaia M., Bini R. New small scale Organic Rankine Cycle (ORC) technology (200 kw electrical) for decentralized biomass power and heat coupling facility[J]. VDI Berichte, 2008, 20(44): 133-149.

[26] M. Bianchi,et al. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative

solutions for the exploitation of lowand medium temperature heat sources[J]. Applied Energy, 2011,88: 1500-1509.

[27] Dimitrios T. Hountalas,et al. Improvement of bottoming cycle efficiency and heat rejection for HD truck applications by

utilization of EGR and CAC heat[J]. Energy Conversion and Management, 2012,53:19-32.

[28] Iacopo Vaja, et al. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs) [J]. Energy, 2010,

35:1084-1093.

[29] Kalyan K. Srinivasan, et al.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.

[30] Chacartegui R., Sanchez D., Munoz J. M., Sanchez T. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants[J].

Applied Energy, 2009, 86(10): 2162-2170.

[31] Invernizzi C., Iora P., Silva P. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 100-110.

[32] Kamogawa H. OTEC research in Japan[J]. Energy, 1980, 5(6): 481-492.

[33] Uehara H. History and the future of OTEC[J]. Renewable Energy, Japan, 2006.

[34] Agustín M.et al. Preliminary design of seawater and brackish water reverse osmosis desalination systems driven by low-

temperature solar organic Rankine cycles (ORC) [J]. Energy Conversion and Management, 2010,51: 2913-2920.

[35] Agustín M. Delgado-Torres,e t al. Double cascade organic Rankine cycle for solar-driven reverse osmosis desalination[J].

Desalination, 2007,216: 306-313.

[36] Delgado-Torres A. M., Garcia-Rodriguez L. Preliminary assessment of solar Organic Rankine cycles for driving a desalination system[J]. Desalination, 2007, 216(1-3): 252-275.

[37] 张丽娜，朱彤，王海鹰，黄晓艳.ORC 系统热力性能计算程序开发[J].热能动力工程，2014,29(1):41-45.

[38] 黄晓艳，吴家正，王海鹰，朱彤.中低温工业余热 ORC 回收装置的工质发展和应用[J].节能技术，2012,30(1):34-38.

[39] 潘登，高乃平，谢飞博，安巍，王海鹰，王海，朱彤.有机朗肯循环涡旋膨胀机性能试验研究[J].流体机械，2014,42(5):10-14.

余热发电最佳操作控制分析与实践

张锴　甄晓初
（首钢矿业公司烧结厂）

摘要：文章通过老系统余热发电投入运行后近两个月的摸索，分析各主要参数控制情况、梯形布料实验摸索情况、外部因素的变化等，综合分析各影响因素，研究各种参数控制范围，摸索出最佳控制方法。

关键字：产汽量　影响因素　操作

1 前言

老系统余热发电系统的运行需不影响主工艺的正常工作为首要原则，必须达到三个前提：热段废气温度控制 95° 以上，满足电除尘器正常运行；机尾结矿烧透冷好，实物质量达到工艺要求；不牺牲燃耗、电耗等能源消耗来增加余热产汽量。在此前提下研究如何最大限度的利用余热资源，提高余热利用的品质和效率，对余热发电系统而言，关键是在主工艺生产条件下保证余热资源的连续与稳定，主要表现在废气温度的稳定和锅炉进口废温的稳定。

经过近两个月产汽量摸索，个别时间段或个别班组产汽量较好，冷段废温较高，且冷热风风门角度均按照计划开，电单耗并不高，我们主要总结这样的时间段的经验，指导我们以后余热发电的操作。

2 各主要参数控制对余热产汽的影响

提高冷段废气温度受料厚、烧结终点位置、冷风风温、冷风风速、边缘效应和漏风率影响，我们从这些方面入手，寻求提高产汽量的有效方法和措施。首先分析 3-5 月份各项参数控制如下表 1：

表 1　2011 年 3-5 月份老系统烧结机主要控制参数与产汽量

月度	热温 /℃	冷温 /℃	料厚 /mm	机速 m/min	热压 /KPa	冷压 /KPa	产汽量 /t
3 月份	105.89	272.86	714.68	0.99	-7.52	-7.11	0
4 月份	102.24	292.83	729.89	1.05	-7.62	-8.00	25295
5 月份	105.35	291.51	722.91	0.95	-8.48	-7.94	27267

4 月份投入余热发电以后，为提高锅炉进口烟气的温度和流量，采取梯形厚料层布料并提高冷风风门措施，冷段废气温度提高 20°，冷压提高 0.89kpa,为余热发电顺利运行创造了条件，但同时风机电耗也有所升高，4 月份电耗计划 27.5 kwh/t，完成 27.89 kwh/t，超出 0.39 kWh/t，5 月份电耗完成 26.46 kwh/t，低于计划 1.04 kwh/t，单从电耗分析来看 5 月份主机参数控制值得借鉴，热段负压平均控制在 8.48 Kpa,冷段负压平均控制在 7.94 Kpa，保证余热发电的同时有利于降低风机电耗。

5 月份由于汽轮机故障，未进行余热发电，冷热段废气控制较稳定，4 月份余热发电有意识控制冷段废气温度，采取了提高冷风风门角度降低热风风门角度的措施，冷风风门后期按照大于 50 度进行控制，5 月份按正常风门控制，基本控制在 30-40 度之间，从根本上降低了风机电耗，但从各项参数分析，却未发生太大波动，热段废温提高 3.11 度，而冷段废温只降低了 1.32 度，依然稳定在 290 度以上，且 5 月份产汽量较 4 月份提高 1972t，产汽量仍然能够达到发电水平，所以 5 月份风门控制和料厚控制值得研究和借鉴，对余热发电时控制各项操作更有指导意义，通过分析 5 月份参数控制，制定了余热发电最佳操作法。

研究余热发电的最佳操作法，需从多方面、多角度进行分析研究，包括：料厚和产汽量关系、机速与产汽量关系、负压与产汽量关系、废温与产汽量关系、水分与产汽量关系、含碳与产汽量关系等等。其中作用比较明显的是料厚和产汽量的关系，所以重点分析料厚和产汽量趋势图如图 1，图 2：

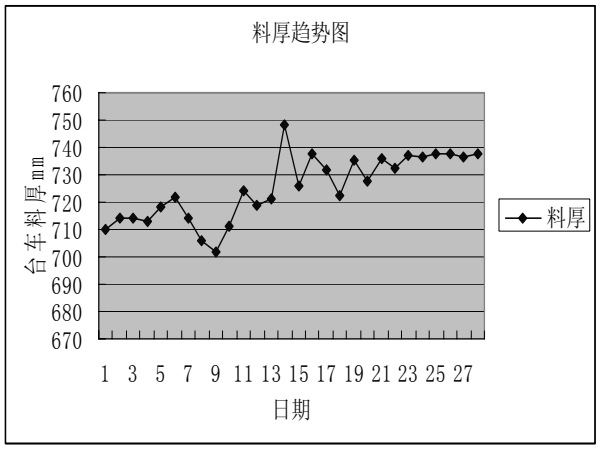


图 1　料厚趋势图

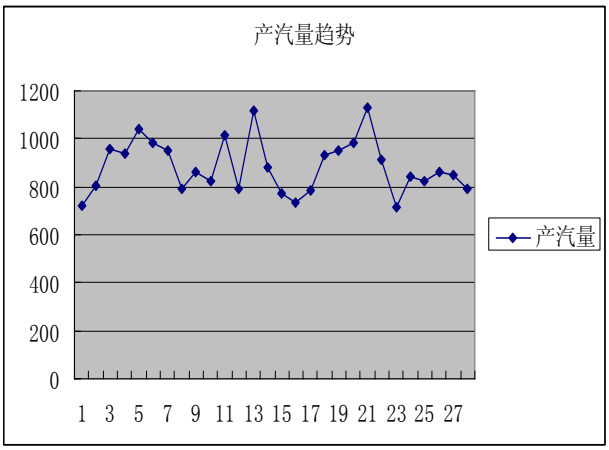


图 2　产汽量趋势图

从趋势图上分析，料厚和产汽量好像并无直接关系，料厚大体上呈上涨趋势，这与实际情况相符，4 月份后半月余热发电正式投入使用，料厚逐步高控，但产汽量上下波动幅度较大，并无规律可循，6 台机综合分析影响因素较多，不能直观的分析出料厚与产汽量较为明显的函数关系，需选择有代表性的机台进行研究。

4 月份 2#机只停机两次，基本连续生产，自 4 月 14 日全流程开机后 2#机产汽量逐步提高，至 23 日产汽量达到最高 258 吨，趋势如图 3：

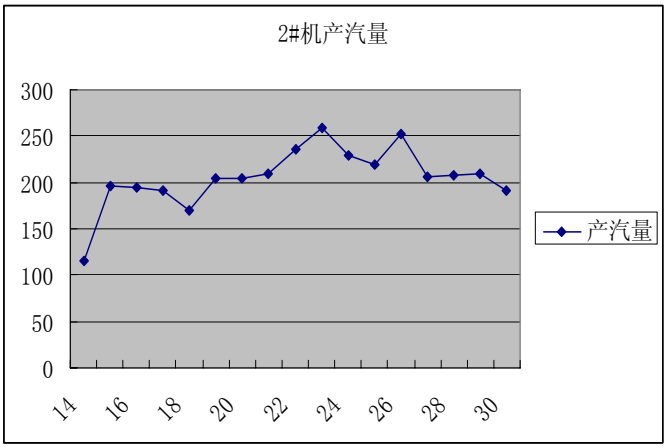


图 3　2#机产汽量趋势图

从趋势图分析可以看出 2#机后半月产汽量比较平稳，基本控制在 200t/d，2#机产汽量从 18 日到 23 日逐步上升，此段时间内料厚、负压、料比结构、水分、含碳非常值得研究和分析，得出影响产汽量的直接因素。

分析 2#机 14 日后料厚趋势如图 4：

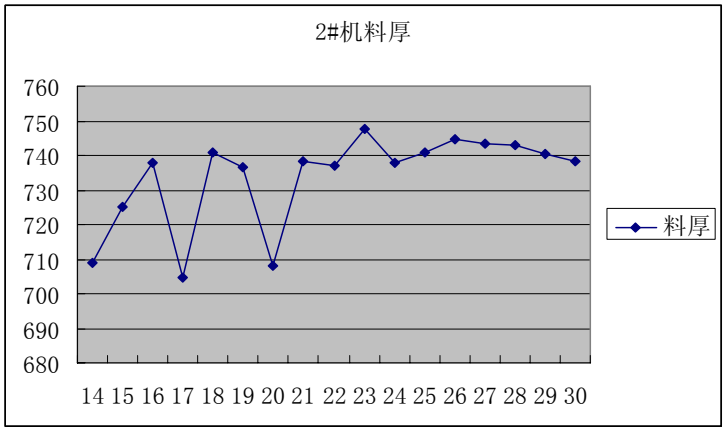


图 4　　2#机料厚趋势图

2#机自 14-23 日料厚上下浮动较大，虽然没有直接的线性关系，但值得关注的是 23 日产汽量最高，料厚也最厚，说明厚料层烧结能改善烧结条件，强化氧化放热反应，增强自动蓄热能力，减少烧结过程中的热损失，从而有效提高冷却烟气的温度和余热总量，当前，大型烧结机的料层厚度已达到 700mm，对余热发电非常有利，但是烧结料厚是不是越厚越好，什么样的料厚最适合老系统提高产汽量，这就需要我们进一步研究。

3 梯形布料实验

4 月中旬开始 5#、6#机进行梯形布料实验，分析其料厚对产汽量的影响，6#机大修开机后一段时间内趋势如图 5：（6#机没有雷达料位计，料厚以实际为准）

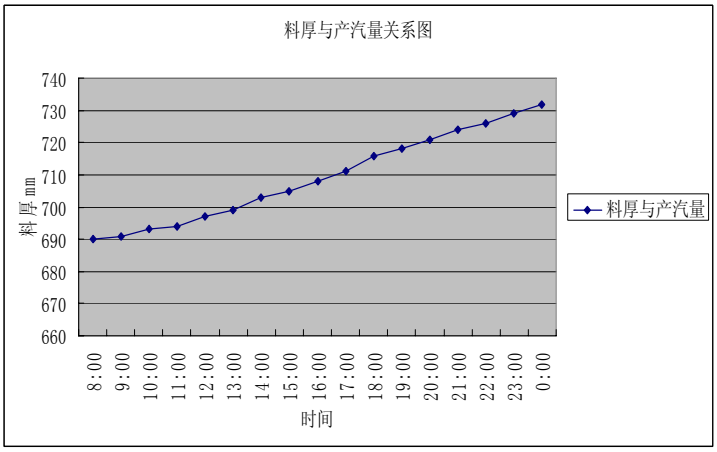


图 5　　料厚与产汽量关系图

同时间段产汽量趋势图 6：

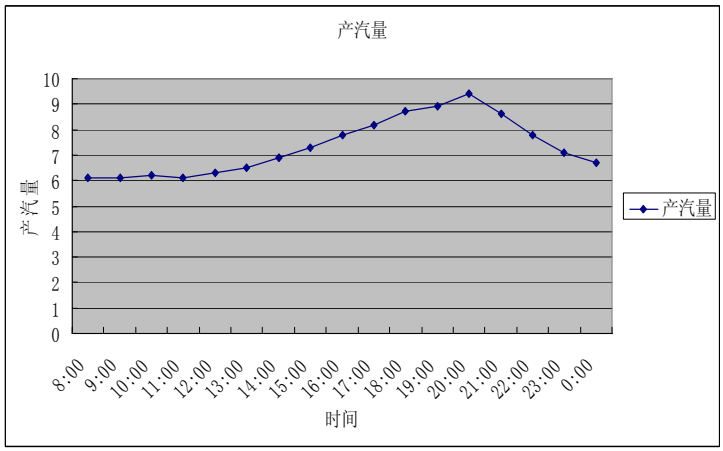


图 6　　产汽量趋势图

目前老系统料厚按照出平料网高出台车栏板 10mm 控制，已超过设计水平，现在老系统风机能力一定，风机风门开到 70-80°最为经济合理，风门角度超过 70°以后，风量和风速无太大变化，只是单纯消耗电量，料厚过厚，风机抽风能力最大的情况下，燃烧时间大于烧结机从点火器运行到机尾时间，造成结矿不能烧透冷好，在未提高风机抽风能力之前，烧结机最佳料厚以控制在 700-710mm 最佳。

5 月 28 日-29 日期间 5 台机生产，产汽量非常稳定，控制参数和料比结构也是值得研究和借鉴。各项参数控制如下表：

表 2　2011 年 5 月 28-29 日老系统烧结机主要控制参数与产汽量

日期	料厚 /mm	机速 m/min	热压 /KPa	冷压 /KPa	热温/℃	冷温/℃	产汽量 /t	含碳 /%
28 日	711.9867	21.586	-7.192	-7.144	106.926	301.576	233	2.76
29 日	713.7767	21.49	-7.276	-7.11	107.548	297.138	273	2.74

28 日、29 日料比结构没有调整，料比结构如下：

表 3　　2011 年 5 月 28-29 日老系统料比结构

料种	大粉	民粉	澳粉	巴卡粉	麦克粉	扬地粉	返矿
配比(%)	9	19	12	10	13	7	35

说明我们操作稳定，预热锅炉产汽量达到设计水平是没有问题的，不过我们还需要摸索的是如何减少波动来稳定冷段废温，尽快恢复主机参数。

4 参数恢复

主机参数需要研究的就是换台车和出现故停时后如何尽快回复主机参数，特别是冷段废温，或者是如何把影响降到最小限度。

更换台车过程中由烧结工通知集控工关闭相应风箱执行器，避免冷空气进入大烟道；更换台车提前掐料，严禁重吊以免堵塞风箱，自掐料起依次关闭相应风箱，开关风箱时遵循早关晚开原则，从 4#风箱开始操作，进入 4#风箱前关闭第 4、5#风箱，进入 5#风箱关闭 6#风箱打开 4#风箱，进入 6#风箱关闭 7#风箱打开 5#风箱，依次类推；在 16#、17#风箱换台车时同时关闭 16、17#风箱，并同时压冷热风风门，更换完毕，恢复风门，并随更换台车依次关闭相应风箱执行器。

出现故停后马上压冷风闸风门到 0 度，热风风门 5 分钟后也压到 0 度，保证停机时初始参数，不过长时间故障停机此种措施未必有效，还要进一步研究。

5　结语

通过两个月的摸索，老系统烧结废气余热发电还有很多问题需要解决，锅炉产汽量仍与设计值有一定的差距，有待以后在生产中不断改进和提高。总结这两个月来的生产经验，余热发电系统与烧结主体是息息相关的，今后应在提高进入余热锅炉的烟气温度和烟气量上采取措施，同时，提高烧结机作业率，切实保证余热发电系统自身的安全运行，进一步提高发电量，为循环经济作贡献。

真空相变换热技术在高炉冲渣水余热集中供热项目中的应用

师文龙　李雪梅　邯郸市热力公司
李伟　徐国伟　哈尔滨工大金涛科技股份有限公司

摘要：真空相变换热技术是根据水的沸点随压力变化而变化的特性，通过降低环境的压力，使得水在低压环境下转化为蒸汽，来提取工业余热。本文针对真空相变技术在邯郸钢厂高炉冲渣水余热集中供热项目上的应用，对余热资源和水质进行了分析。针对冲渣水这一特殊的水质，易造成析晶结垢的特性，选取直热机进行换热。经实地检测，该设备运行状况良好，换热量、传热温差等各项主要指标均达到设计要求，渣水侧未发现明显析晶、结垢以及腐蚀迹象。

关键词：真空相变　工业余热　高炉冲渣水余热利用　集中供热

前言

城市集中供热是城市的基础设施之一，也是改善城市人居环境、改善城市大气质量、提高城市现代化水平的重要措施。但目前我国集中供热所用能源仍以煤炭为主，据不完全统计，北方地区冬季供暖能源消耗约折合 1.7 亿吨标煤。我国近年来频繁出现的大面积雾霾天气与供热燃煤不无关系。

我国目前一次能源及各种余热资源利用水平较低，根据有关统计，我国工业能源消费量占总消费量的 70%以上，而能源利用率仅为 30%，而余热资源回收率仅 34.9%，大量余热以各种形式被排放到大气中，仅在 4 个月供暖期内的排放量就折合标煤约 1 亿吨。如果这些低品位工业余热都得到科学有效的开发利用，对我国集中供热能耗模式将起到极大的优化和改善。

邯郸市热力公司作为一家国有大型供热公司，在新能源、新技术领域一直进行积极的探索和尝试，2014 年为进一步提高邯郸市集中供热的技术水平、节约能源、改善大气质量、提高供热品质，结合邯郸工业余热和集中供热管网现状，与邯郸钢铁集团达成余热开发协议，采用该集团的高炉冲渣水作为低位热源，为邯钢周边约 600 万㎡既有供热建筑进行热源改造。

2014 年实施一期工程，利用邯钢高炉冲渣水余热实现 100 万㎡供热面积的热源及管网改造，其中 4、5 号高炉冲渣水采用了哈尔滨工大金涛科技股份有限公司自主研发的真空相变换热设备—“直热机”作为冲渣水余热的热能采集设备。该设备采用真空相变原理，使水质比较复杂的冲渣水在真空环境下闪蒸，以相对清洁的水蒸气进入常规换热设备进行汽水换热，从而有效的避免了高炉冲渣水在热能采集过程中容易出现的结垢、析晶以及腐蚀现象。为冶金、化工、造纸等行业产生的水质复杂的各类工业废水以及工艺循环水的余热开发提供了一个有效解决途径。

本文重点对邯郸钢厂高炉冲渣水余热集中供热项目的技术方案以及应用情况进行一个简单的论述。

一、余热资源分析

邯钢 4、5 号高炉共用一个渣池，采用底滤法冲渣工艺，补水水源为污水处理厂二级排放水及部分焦化废水。冲渣水原冷却工艺为：4 台额定流量 1120㎥/h（三用一备）和 3 台额定流量 755 ㎥/h（两用一备）的渣水泵将冲渣后的高温冲渣水送至冷却塔，冷却后进入凉水池，由另一套循环泵送至淬渣室再度进行冲渣。上塔水温约 70℃左右，下塔水温约为 60℃左右。

具体参数如下：

序号	项目	单位	4#高炉	5#高炉
1	高炉炉容	m^3	1000	2000
2	高炉数量	座	1	1
3	利用系数	$t/(m^3.d)$	2.65	2.5
4	出渣次数	次/d	13	15
5	渣铁比	t/t	0.34	0.35
6	产铁量	t/d	2650	5000
7	产渣量	t/d	901	1750
8	冲渣方式	-	底滤法	底滤法
9	冲渣水量	m^3/h	2300	2600
10	冲渣水池温度	℃	70	70

冷却塔上散掉的热量即是可以回收的热量，则根据上表提供的数据分析，可回收利用的热量分别计算如下：

4#高炉冲渣水余热量：

Q 冲渣水 4#=2300000*4.2*10/3600=26800kW=26.8MW

5#高炉冲渣水余热量：

Q 冲渣水 5#=2600000*4.2*10/3600=30300kW=30.3MW

4、5 号高炉冲渣水共计可提取余热量为 57.1MW，为安全起见，渣水余热的提取量按照 50MW 设计。

二、水质分析

由于高炉渣的主要成分为 CaO、SiO_2、Al_2O_3等物质，1400℃左右熔融状态的高炉渣在水淬的过程中其主要成分必然会有部分溶解于水中，而冲渣水属多次重复利用的循环冷却水，其年复一年的冲渣过程，实际上是冲渣水被不断浓缩的过程，高炉渣中可溶于水的物质必然达到了一个饱和状态。热能提取过程实际是对冲渣水的一个强制降温过程，溶解在冲渣水中的高炉渣成分必然会由于渣水温度的降低而出现过饱和，从而析出并附着在换热壁表面，造成换热器传热系数降低，甚至造成堵塞。

根据邯钢提供的水质报告及现场提取水样检验结果显示，此处冲渣水水质比较复杂，主要指标如下：碱度（$CaCo_3$）：43mg/L；氯化物：485mg/L；溶解性总固体：3274mg/L；电导率：4040μs/cm；硫酸盐：2064mg/L；另外还含有少量的油、铁和亚硫酸盐；PH 值：8.28。

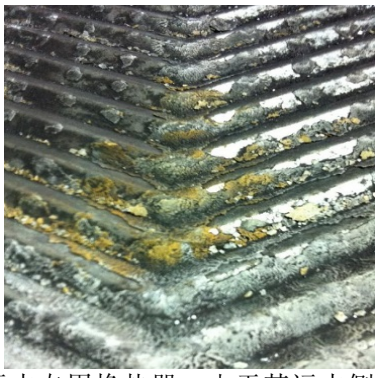
通过上述数据分析，该冲渣水水由于氯化物和硫酸盐含量较高，对不锈钢和碳钢等常用金属有较强的腐蚀性，因此在换热设备选择上必须注意防腐问题。

虽然报告中给出的溶解性总固体、电导率等指标已经较高，但我们分析认为该数据明显要低于实际换热工况时的水质指标，因为水样送至检测中心时温度已经降至环境温度，部分溶解于水中的可溶解固体随着水温的降低已经析出，因此检测结果中缺少析出部分的固体含量。即便如此，上述数据仍可断定该水必然存在比较严重的析晶、结垢现象。因此在热能采集设备的选择上必须要考虑防止换热壁面的污染和堵塞问题。

三、项目论证

项目论证过程中，通过水质分析以及其他钢厂类似项目的实地调研，发现以往很多采用板式、壳管式、螺旋板式等常规的换热设备的冲渣水余热利用项目的换热设备都出现了不同程度的污染甚至堵塞现象，另外大多存在比较严重的腐蚀情况。

虽然有些类似项目中也采用了纤维过滤器等前置过滤措施，但由于高炉冲渣水的堵塞并非由易沉固体、悬浮物等可见的固体污杂物造成的，而是在热能提取过程中，渣水温度降低导致过饱和，从而产生析晶、结垢现象造成的，因此常规的物理过滤措施效果不佳。



另外近些年在市场上新出现的污水专用换热器，由于其污水侧通道较宽大，具备较强的抗堵性能，在城市污水等固体污杂物含量较高的水质下效果较好，但在高炉冲渣水项目上应用效果不佳，无法彻底避免换热壁面的污染与堵塞问题。或许采用特殊的防污材料或其他能够阻止析晶、结垢现象发生的技术措施可能有效。类似的方法邯郸市热力公司在 2014 年也进行了尝试，但具体效果还有待观察。

为有效应对本项目冲渣水在热能提取过程中可能发生的析晶、结垢现象造成的换热器堵塞和腐蚀等问题，在常规条件下，必须避免废水与换热面直接接触，但传统的换热设备难以实现。

哈工大金涛公司当时提交的采用 “真空相变技术”进行热能采集的方案满足了这一要求。利用水在负压环境下沸点降低的特性，人为制造一个负压环境，使冲渣水在负压容器内沸点降低，从而实现无需加热，使部分冲渣水闪蒸、汽化，以清洁的水蒸气携带大量汽化潜热与清水进行换热，从而实现清洁、高效提取冲渣水热能的目的。

依据该方法研制成功的工业废水热能提取设备——“直热机”，无需对废水进行过滤及二次加热，仅需要消耗极小的电能维持一个负压环境，从废水中提取出大量热能。从而彻底解决热能提取过程中换热装置的换热壁面结晶、挂垢、腐蚀等问题。

四、设备选型

通过冲渣水余热资源分析，邯钢 4、5 号高炉冲渣水可利用热量为 57.1MW，为安全起见，渣水余热的提取量按照 50MW 设计。按照热负荷 50W/㎡计算，冬季可为大约 100 万㎡建筑进行供暖。

充分考虑系统安全及供热调节能力，本项目共计选取 10 台单机换热量为 5MW 的 JTZH-5.0-500-0.1/0.1-01 型直热机，即可单独运行又可并联运行，10 台设备互为备用。

单台直热机运行参数

机组型号		JTZH-5.0-500-0.1/0.1-01	
名义制热量		kW	5000
		kCal/h	4290000
泵组输入功率		kW	37．5
控制系统		微电脑全自动控制,PID 调节	
热源水侧	进出口温度	℃	70℃-52℃
	流量	m³／h	240
	接口尺寸	mm	200
循环水侧	进出口温度	℃	65℃-45℃
	流量	m³／h	215
	接口尺寸	mm	200
外形尺寸		mm	4700*5300*12500

整个热源站占地面积约 450 平方米，冲渣水设计最大用量 2400m³/h，渣水温降 18℃。制出流量为 215m³/h，进出水温度为 65/45℃的采暖水，单台直热机包含一台渣水排水泵 30kW；真空泵 7.5kW；冷凝水排水泵 2kW，单机总输入功率 37.5kW。

冲渣水给水利用邯钢原有冲渣水循环泵，提热后由机组自身配备的排水泵送至邯钢原有的凉水池。系统水循环系统等附属设备属常规配置，这里不再赘述。

五、运行情况分析

该系统设计供热能力 50MW，约可满足 100 万平米建筑采暖需求，由于本项目系该产品首次大规模投入使用，充分考虑供热安全，本采暖季实际并网面积约 65 万㎡，根据需要开机台数一般在 4-6 台。自 2014 年 11 月中旬投入运行以来，截至笔者截稿之日起系统已安全运行 60 余天，供暖效果良好。

经实地检测，该设备的换热量、传热温差等各项主要指标均达到设计要求，渣水侧未发现明显析晶、结垢以及腐蚀迹象。根据目前情况判断该设备一个采暖期内无需清洗维护，该系统完全可以满足 100 万平米的供热需求。

为验证系统运行能耗是否达标，于 2015 年元月 16 日 9：50 分开始，随机进行了一次为期 72 小时的数据统计分析，该系统 72 小时累计输出热量：4843.1GJ；累计耗电量：21768kW.h（包含采暖系统水泵、补水泵及照明等日常用电总量）；平均单位热量能耗为：4.49 kW.h/GJ，优于原设计要求，是非常经济、高效的热能采集设备。

六、总结

本项目热能采集设备—直热机，采用真空相变原理，热能的提取与释放在两个容器内分别进行，冲渣水侧没有换热壁面，溶解于水中的大量无机盐类等易结晶物质无处附着，从而彻底杜绝了传统间壁式换热器在换热过程中换热壁面结晶挂垢问题，同时也便于与冲渣水接触的蒸发器内部进行防腐处理，且不影响传热；同时采用逐级蒸发、分段冷凝的专利结构设计，既保证了大温差提热，又最大限度的缩小了传热温差，从而充分利用了冲渣水较高的热品位。

该技术为我国工业废水余热开发利用提供了一套全新的有效解决方案，该项目的成功运行是邯郸市热力公司勇于创新、积极探索的又一成功案例，为我国供热行业改善能耗模式、提高经济效益开辟了一条新途径，必将起到良好的引领示范作用。

直燃热泵深度回收锅炉烟气余热的应用分析

远大空调有限公司　杨光耀　匡胜严　李华文

摘要：燃气锅炉、直燃机等供热设备的排烟温度达 160℃以上，其中蕴含着 18%左右的热量直接排放至环境中。采用燃气驱动吸收式热泵机组产生低温水冷却烟气，可以将烟气降温至 30℃以下，实现烟气余热深度回收利用。分析了实际案例锅炉供热量、热泵运行参数及烟气节能率的变化，结果表明，排烟温度由 60℃降温至 30℃以下，锅炉节能率提高了 8.3%，脱除了 80%的水蒸汽并对烟气起一定净化作用。实践表明：采用直燃热泵回收烟气冷凝热具备经济效益和环保效益。

关键词：直燃热泵　燃气锅炉　烟气冷凝　余热回收

Measurement and analysis of Direct-fired absorption heat pump to deep heat recovery for gas boiler

Abstract：The exhaust temperature from natural gas boiler or direct-fired absorption chiller is over 160℃, equal to18% of exhaust heat which is released to the air. Using the low temperature water from direct-fired absorption heat pump for cooling exhaust gas can reduce the exhaust gas temperature below 30 ℃ that can realize the waste heat recovery with high efficiency. After the analysis on the changes of boiler heat supply, heat pump operating data and exhaust energy-saving rate ,the result shows the boiler energy-saving rate increased about 8.3%, 80% vapor condensated and the exhaust purified when the exhaust gas temperature is reduced from 60 ℃ to below 30 ℃. Practice shows using direct-fired heat pump recovering exhaust vapor condensation heat is economic and environmental.

Keywords：Direct-fired absorption heat pump gas boiler condensing heat waste heat recovery

0 引言

天然气是清洁的化石能源。我国正在加快发展和推进生活及工业用燃气锅炉，使得锅炉成为天然气最主要的消费设备。然而，目前燃气锅炉的能源利用效率普遍不高，烟气排热是最主要的损失形式。

目前国内对于烟气的余热回收进行了大量研究。冷凝式锅炉是使用最普遍的节能技术，节能率约 5~10%，但此种方式锅炉的供热量小，且节能率受回水温度的影响，目前主要应用于家用采暖、供卫生热水，但在北方集中采暖上应用非常困难[1~3]。

另一种烟气深度回收利用技术采用吸收式热泵。由于吸收式热泵能制取非常低的冷水（约 10℃）用于回收烟气热量，同时能产生 60℃左右的采暖水，烟气的排烟温度可以降低至 30℃以下，节能率达到 15%，适合应用于大型采暖锅炉排烟余热的深度回收利用。烟气余热的深度回收利用因换热器形式不同，分为接触式和非接触式。接触式是烟气与吸收式热泵机组产生的低温水在喷淋塔中直接接触换热，而非接触式是烟气通过板式或管翅式换热器与低温水换热。刘华[4]、祝侃[5]等针对吸收式热泵直接接触式回收燃气锅炉烟气进行了理论研究和实验效果分析，研究表明，采用吸收式热泵可以实现烟气显热和冷凝热的全热回收，锅炉的热效率提高约 13%，并去除大部分水蒸汽。

本文主要对间接式锅炉烟气余热深度回收系统在北方采暖锅炉房的实际案例应用情况进行分析。希望通过直燃热泵机组在线监测及锅炉房运行记录的实际数据对比分析得出的结论，能为大型燃气（燃油）锅炉等热能动力设备的节能改造提供示范和参考。

1. 工程概况

华北某市供暖锅炉房为“煤改气”项目，该锅炉房主要负责 156 万平米建筑采暖供热。目前安装有 4 台以天然气为燃料、供热能力为 29MW 的燃气热水锅炉，总供热能力 116MW。根据以往统计数据，初末寒期热负荷为 25MW，严寒期热负荷 45MW。热网回水温度为 45℃~50℃，供水温度为 75℃~100℃。燃气锅炉已安装有烟气冷凝器，锅炉最终排烟温度与锅炉负荷和采暖水回水温度有关，变化范围为 50~60℃。

2. 节能潜力

本次改造的主要目的在于将锅炉烟气的温度降温至 30℃以下。经理论计算并结合烟气换热器和热泵性能，最终确定热泵低温水出口温度为 12℃，采暖水的进出口温度 45/60℃。下图是理论计算的不同温度烟气降温至 30℃时烟气余热回收率。当烟气排烟温度高于烟气的露点温度时，回收率呈直线下降趋势，回收热量主要以烟气显热为主。当烟气温度低于露点时，烟气的回收率急剧降低，说明此阶段烟气热量比较集中，以水蒸汽冷凝热为主。本项目中烟气温度由 50~60℃降温至 30℃时，烟气余热回收率为 7.3~11.83%，可见其节能潜力非常可观。

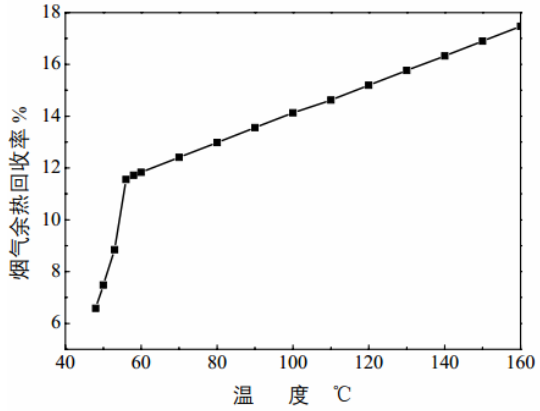


图 1 烟气余热回收率

3. 改造方案

本项目以锅炉房往年采暖基础负荷 30MW 为依据，采用一台余热回收量为 3489kW 的直燃热泵（如图 3）回收烟气的余热。

在每台锅炉及直燃热泵的排烟口各安装一套烟气换热器。直燃热泵在天然气驱动下制取 12℃低温水送入各烟气换热器，低温水将烟气降温至 30℃回收热量后升温至 20℃，再经循环泵送入热泵内，形成余热回收循环。

45℃的热网回水分两支，一支进入热泵机组，经热泵升温至 60℃后与另外一支混合再一起进入锅炉加热。

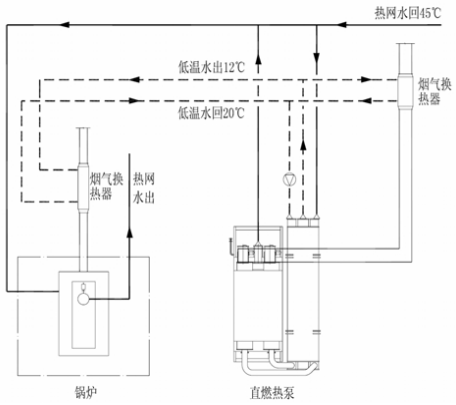


图 2 烟气余热回收系统流程图

吸收式热泵机组设计参数如下：

额定余热回收量	kW	3489
额定供热量	kW	8478
低温水进/出口温度	℃	20/12
低温水流量	m^3/h	375
采暖水进/出口温度	℃	45/60
采暖水流量	m^3/h	486
机组额定 COP		1.7

图 3 现场直燃热泵机组

4. 改造运行分析

整个改造项目于 2014 年 12 月 3 日安装，12 月 9 日完成调试，热泵机组稳定运行后开始记录数据。燃气锅炉、直燃热泵低温水和采暖水上分别安装热量表，每天早上抄录数据。另外热泵机组与生产商的全球联网监控系统连接，每 15 分钟对机组数据进行扫描。从双方获取的数据来看，两者统计的数据平均误差在 4%以内。

4.1 锅炉供热量及热泵回收量

对四台锅炉总的供热量和热泵机组的供热量进行统计，统计结果如图 4 所示。

统计数据从 12 月 9 日至次年 3 月 15 日共计 97 天的数据。四台锅炉采用两用两备的运行方式，严寒期开两台锅炉供暖，初末寒期开一台锅炉。锅炉总供热量最大 2847GJ，最小 1481GJ，平均 2286GJ/天，运行时间内总供热量约 22.18 万 GJ。热泵机组低温水余热回收量与锅炉的供热量的趋势基本一致(1 月 2 日和 14 日系统检修机组部分时间停机)。热泵的供热量最大为 556GJ，最小回收量为 275GJ，平均 468GJ/天，总的余热回收量 4.54 万 GJ。热泵的供热量约占总供热量的 17%。

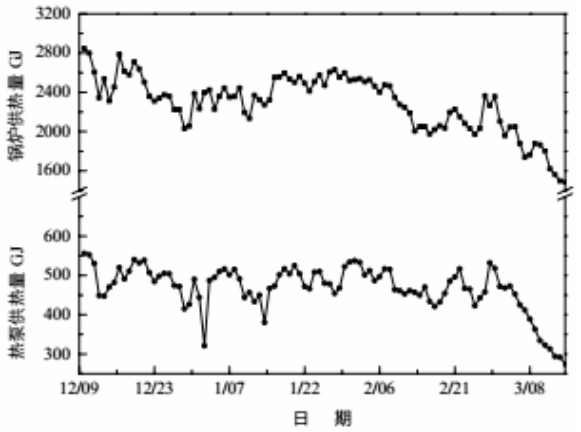


图 4 锅炉供热量和热泵供热量

4.2 热泵运行性能

分别采集低温水、采暖水上热量表数据，热泵上燃气流量计数据并按 8300×104kal/m^3 进行折算，分析整理所得的运行曲线如下图所示：

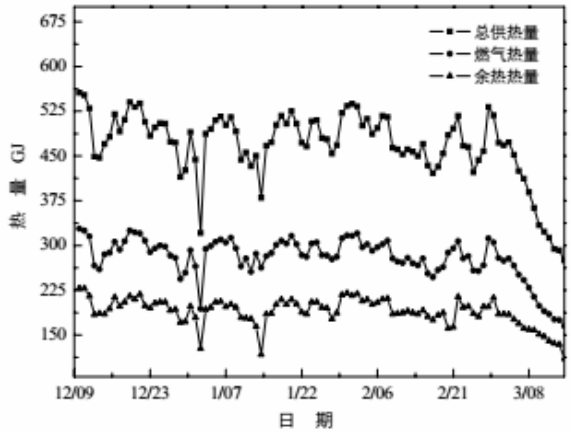


图 5 热泵运行数据

三条曲线从上到下依次为热泵机组采暖水热量、燃气热量以及余热热量，三条曲线的趋势基本一致，表明直燃热泵机组运行具有很好的稳定性。机组的供热 COP（总供热量/燃气热量）在 1.65~1.72 之间波动，平均 COP1.685，比设计的额定 COP 略小。主要是因为直燃热泵的性能主要受采暖水的回水温度影响，在严寒期由于供热的回水温度高于 45℃，与热泵机组的设计值有一定偏差，造成热泵机组的性能下降。

余热热量曲线反映了整个系统的节能成果。节能量随着每天的锅炉的负荷变化而变化，最大单日节能量为 228GJ，最小为 110GJ，整个运行期总节能量为 1.831 万 GJ，约占总供热量的 6.9%。

4.3 热泵机组的运行策略

整个改造工程的目的在于将烟气降温至更低的温度，提高烟气余热的回收率。在某些工况，比如：锅炉供热在部分负荷下时，热泵机组负荷余量较大，热网回水温度较低，这些对系统而言都是有利因素。通过降低直燃热泵机组的低温水温度来获得更高的节能率。

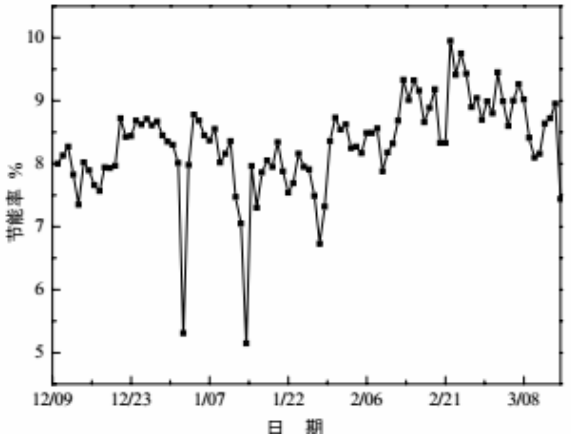


图 6 系统节能率

上图为系统改造节能率曲线图（余热回收量/锅炉供热量），1 月 2 日和 14 日系统检修机组部分时间停机，所以节能率比较低。在 2 月 12 前，系统的平均节能率为 8%，而 2 月 12 日后，锅炉的负荷由 2400GJ 下降至 2000GJ 左右（如图 3）。通过对热泵机组的参数进行优化，将低温水的调整到 10℃以下（根据回水的情况确定具体温度），烟气排烟温度降至 26℃。从调整的结果来看，节能率有明显提高，平均节能率达到 8.83%。

5. 节能改造的经济和环保效益

本项目为供暖所和设备生产商以合同能源管理方式共同投资建设的锅炉余热回收示范项目。从统计分析的各项数据来看，热泵机组运行的 97 天内，平均每天从烟气中回收 189GJ 热量，如果按运行一个完整采暖季计算，回收热量将达到 2.265 万 GJ，折合成天然气相当于 67.2 万 m^3，当地天然气价格为 2.67 元/ m^3，节省 179 万元，投资回收期约 3 年。

烟气中的水蒸汽被低温水冷凝后，大部分从烟气中脱除。根据实际测试的数据，烟气降温至 30℃，每 1m^3 天然气可以冷凝出 1.24kg 水。按相关文献报道[燃气锅炉排烟冷凝热回收技术]，每 1m^3

天然气燃烧后可产生 1.55kg 水蒸汽。经过热泵降温后，脱除了烟气中 80%水蒸汽，达到消除“白烟”的目的。图 6 为使用热泵前后，消“白烟”的效果非常明显。整个采暖季可消除 833 吨水蒸汽排放。

图 7 改造前后排烟对比

烟气冷凝过程中，烟气中的部分烟尘、NO_X 和 SO_X会随冷凝水一起排出。将凝水进行分析，PH 值为 5，呈弱酸性，凝水内检测出微量 CO_3^{2-}、SO_4^{2-}、NO_3^-，说明水蒸汽冷凝对烟气有一定净化作用。冷凝水经处理后可以再回收利用。

6. 结论及应用前景

采用直燃热泵机组对大型燃气锅炉的排烟进行深度回收利用并对其改造后的各项数据进行了分析。

实践表明采用直燃热泵机组将烟气的温度从 60℃降温至 30℃以下，通过烟气余热的回收使锅炉效率提高 8.3%以上；同时烟气冷凝也起到消除“白烟”、减少污染物排放的作用。

此种改造方式对于北方燃气锅炉供暖的形式而言可以缓解能源压力、改善空气质量具有重要的现实意义。以北京为例，原有煤锅炉都已改成燃气锅炉，造成采暖用气量的急剧上升，2014~2015 采暖季日均天然气消耗超过 1 亿 m^3，而锅炉的排烟温度普遍在 160℃以上，如果采用直燃热泵对烟气进行深度回收利用，可将节能率提高 17%，年减少天然气消耗 20.4 亿 m^3，减排二氧化碳 408 万吨，减少水蒸汽排放 25 万吨等。

参考文献：

[1] 徐俊芳. 天然气锅炉烟气冷凝热回收利用技术工程应用方案探讨[J]. 暖通空调，2009,39(11):128-132

[2] 肖鹏. 冷凝热回收用于锅炉补水预热的探讨[J]. 暖通空调, 2011, 41(7): 110-118

[3] 刘武标. 燃气锅炉尾部烟气余热回收冷凝型节能器的实验研究[J]. 工业锅炉, 2007, (4): 1-3

[4] 刘华. 接触式烟气-水冷凝换热器的热工计算方法[J]. 暖通空调, 2015, 45(2): 111-114

[5] 祝侃. 吸收式热泵及直接接触换热在燃气锅炉全热回收中的应用[J]. 暖通空调, 2015, 45(2): 111-115

[6] 张晓晖. 燃气锅炉排烟冷凝热回收技术[J]. 工业锅炉, 2008, (4): 4-8

组合式粉煤热解气冷却及余热回收装置

赵玉良　王高峰　葛延　金晶
（中国重型机械研究院股份公司，陕西 西安 710032）

摘要：开发了一种组合式间壁换热的高温热解气余热回收和冷却装置，介绍了相应的结构和工作原理，设计制造了试验样机并对其进行了试验验证，结果表明了其用于粉煤热解气冷却和余热回收的良好适用性。

关键词：热解气；余热回收；冷却；间壁换热器

The Cooling and Waste Heat Recovery Equipment of The Pyrolysis Gas for Small Sized Grain Coal

ZHAO Yu-liang　WANG Gao-feng　GE　Yan　JIN　Jing
(China National Heavy Machinery Research Institute Co.Ltd，　Xian，Shanxi 710032，China)

Abstract: A cooling and waste heat recovery equipment of the pyrolysis gas for small sized grain coal is developed, its structure and working principle are introduced, the testing device is designed and manufactured, and the test is carried out. The testing results reveal that the device is very suitable for the cooling and waste heat recovery equipment of the pyrolysis gas for small sized grain coal.

Key words: Pyrolysis Gas, Waste Heat Recovery, Cooling, surface type heat exchanger

1 问题的提出

在采用多加热管回转式热解窑或类似装置进行煤的热解作业时，从热解装置产生的热解气，通常温度可达 450～650℃，其所含显热仍十分可观。而且在排出的热解气中，类似焦炉煤气，通常含有焦油气。温度降低时，焦油会逐渐冷凝并从气体中析出。为从热解气中收焦焦油并保持其较高的纯净度，目前倾向性的方法是，先将热解气在高温状态下采用陶瓷或金属基滤管过滤器将粉尘滤除，之后再将气体冷却，在温度不断降低的过程中焦油陆续冷凝析出，完成焦油和煤气的分离。之后，再分别进行各自的后续处理。

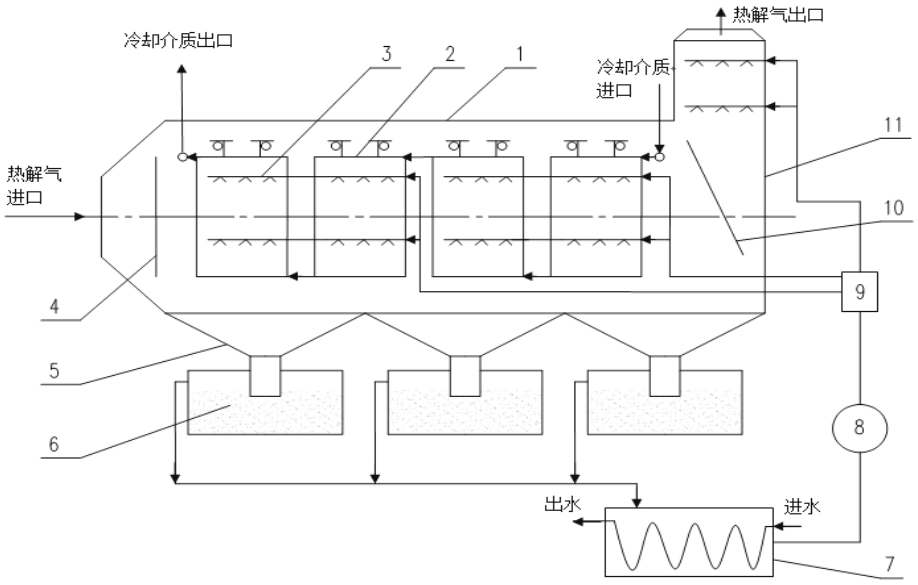
在传统的荒煤气冷却工艺中，亦即目前仍比较通用的方法，是直接用氨水对高温热解气喷淋冷却，使其温度降至 80～90℃。这一方法虽然实现了煤气冷却和焦油的冷凝，但由于气体中所含粉尘和冷凝焦油混在一起，使得焦油纯度较低，不便后续处理。同时在此过程中，热解气的显热也未实现回收，白白产生浪费，而且也会消耗大量冷却水，产生了较多需要处理的含有机物和氨氮且难以处理的废水，会大大增加生产及运行成本。现有技术中，也有采用轻质焦油或洗油直接对热解气进行喷淋冷却，虽然减少了废水生成量，但余热回收不便实现，焦油纯度仍较低。

多年来，人们一直试图在将含焦油气的高温气体进行冷却的同时，回收其所含的余热。为此，先后出现了螺旋上升管式、套管式、热管换热器式、余热锅炉式等多种形式的回收装置或方法，并进行了大量的工业试验。但上述技术由于均无法解决余热回收过程中的焦油冷凝而导致换热面热阻增大、换热效率逐渐下降等难题，因而一直未能得以工业化应用，这一余热回收难题也始终未能彻底解决。

基于上述，为提升煤热解工艺的整体技术水平，提高焦油品质和系统综合能效，应基于热解气首先实现高温过滤，同时回收余热及减少废水生成量，又能实现气体和焦油冷却分离的原则，尽快开发出新的高效冷却工艺方法及装置。

2 冷却及余热回收装置结构简述

基于现有热解气冷却和余热回收的迫切需要，我们开发了一种煤热解气冷却和余热回收的新工艺系统，用以解决热解气冷却过程中的余热回收和焦油分离，同时又不致出现因焦油冷凝而导热换热器工作面传热能力下降等问题。系统的具体构成如图 1 所示。



1、水平壳体；2、换热体；3、喷管；4、入口气体分布板；5、锥斗；6、液封槽；7、分离池；8、循环泵；9、控制器；10、出口气体分布板；11、立式壳体。

图 1 热解气余热回收与冷却装置结构示意图

整体结构上，本系統采用了水平及立式组合的间接与直接换热组合的结构方案，包括了水平壳体、喷管、换热体、立式壳体、液封槽、分离池、循环泵、控制器及冷却水管等部件。

本装置的前部为水平壳体，内置多级由不锈钢或耐热钢焊接的空腔换热体，换热体外部设置有多组喷嘴，可向换热体外表面喷洒洗油，并由控制器控制喷淋时间和频率。

本装置的后部为一立式壳体，由其顶端向下布置有 2～3 排喷管，亦由控制器控制喷洒时间及喷洒量。水平及立式壳体，前后可焊接在一起，组成装置外壳体。两者亦可采用分立结构，中间用管路连接。为减少散热损失，外壳体进行了保温处理，外包硅酸铝或岩棉等保温材料。

本装置的内部，为保证气体在截面上的均匀分布，在前后分别设有气体分布板。分布板上开有多个通气孔，其位置及分布可保证气体在整个断面上均匀分布。

本装置外壳体的下端为多组液封槽、沉降分离池、换热管、循环泵及控制器等。

前述换热体为薄壁板式焊接腔体，其长度一般 1～2m,高 1～3m,宽度 30～80mm。换热体可采用不锈钢或耐热钢焊接，板厚 1～4mm，用以提供冷却介质的通道。冷却介质可采用空气、氮气及导热油等。不同的冷却介质，对应换热体的宽度也不同。对气体介质，宽度取较大值，而对液体介质则可小些。为延长冷却介质在通道内的停留时间，如图 2 所示，沿介质流动方向设置有一系列的导流板，以改变介质流动方向和流速，同时也增强了介质的换热能力。对液体介质，换热体可直接用钢管或不锈钢管。

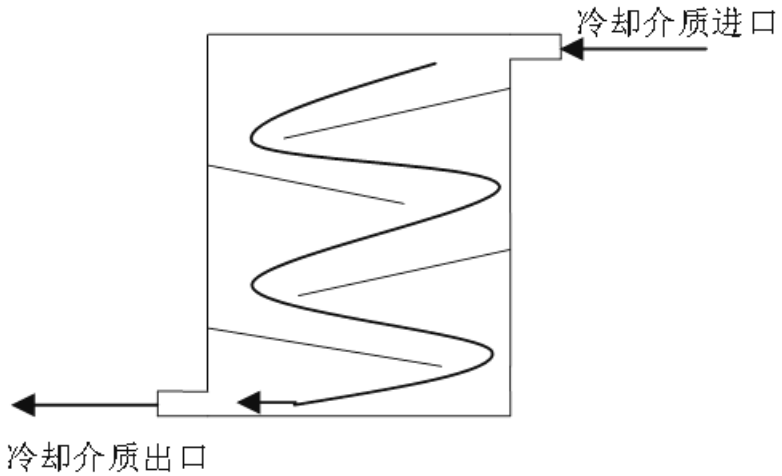


图 2 换热腔内部介质流向示意图

此外，在换热体两侧外表面均对称分布有一组散热片，一方面可增大传热面积，另一方面可改变气流方向，对气流产生扰动，以增强换热效果。

换热体的外表面喷涂有不粘涂料，用以减缓表面焦油的沉积，并易于实现对焦油的冲洗。换热体布置在水平壳体段，沿宽度方向设置 4～20 组，沿长度方向设置有 3～4 组，并可从热解气入口起，依次分为高温区和中温区。工作过程中，在控制器的作用下，对高温区，采用定期喷淋方式，一般喷淋间隔为 30～120 分钟，每次喷淋 5～10 分钟。中温区采用周期性或连续喷淋方式均可。立式壳体区域为低温区，喷淋为连续喷淋，逆流换热后的煤气由上端排至后续处理设备。

换热体多件刚性组合为一体后悬挂于水平壳体内，以适应热膨胀及喷洒的要求。

本系统中采用洗油为喷洒介质，在外壳体下设置有多个液封槽，以承接喷洒下来的冷却介质和冷凝焦油。各个液封槽溢出的介质集中到分离池，循环使用。分离池中设置有冷却水管，以冷却循环介质，同时回收介质的余热。加热水可用于生活用水或并入其它回收水管集中使用。液封槽及分离池中沉积的焦油定期排至焦油收焦槽中。

为减少洗油消耗，避免冲洗过程中产生的洗油气进入后部装置，可在冷却器出口处设置除液器，用于收集油气雾滴，同时配有冲洗管。而即是进入下一级，也就是和焦油及水混合在一起，轻质部分仍可用于冲洗。

控制器为专门设计的装置，可分别提供不同区域定期或连续喷洒的循环洗油。

3 工作原理及特点

如前述，本装置主要由水平壳体、换热体、喷管、入口气体分布板、锥斗、液封槽、分离池、循环泵、控制器、出口气体分布板及立式壳体组成。其中换热体布置在水平壳体段，由多段组成，由热解气入口起，依次为高温区和中温区。临近换热体外表面处，设置有多组喷管，用以进行冲洗冷却，换热体前后用管路连接在一起，用以提供冷却介质的流动通道。

本装置的工作原理为：

工作时，来自高温过滤器的高温热解气在邻近高温区的壳体进口进入水平壳体，并向出口方向移动。在此过程中，通过换热体的外表面，与换热体内的冷却介质实现间接换热。冷却介质由邻近低温区的进口进入，依次流经各个换热体，在和体外热解气换热升温后，由高温区出口排出，供工艺线上煤的干燥或预热使用。经过换热的热解气温度不断下降，到达低温区时的温度为 100～150℃，之后经后部气体分布板进入立式壳体，并向上运动，与上部喷管连续喷洒的洗油逆流换热到达排气口时温度达 60～90℃，然后经除液器收集洗油雾滴后，由壳体上部出口导至后续设备处理。

热解气和换热体换热过程中，热解气中的焦油，由于温度不断下降而会陆续冷凝析出，部分焦油会粘附在换热体外表面上，沉积过多会影响传热。因此，通过控制器和循环油泵，定期或连续对换热体外表面进行喷洒，以清除所积焦油。在高温区为定期喷淋，周期 30～120 分钟，每次喷吹时间 5～10 分钟。中温区可采用间喷，或者连续喷。间喷时时间间隔 30 分钟，每次 10～15 分钟。

冷凝析出的焦油及喷洒的洗油集中收焦在下部的几个液封槽中，然后溢流集中到分离池。分离池中设置有冷却水管，用以冷却和回收余热。回收水的温度 50～70℃，可集中使用。

各液封槽及分离池集中收集的焦油可定期排至焦油槽。

本装置的特点如下：

（1）可将 400～650℃的已滤除固体粉尘的热解气连续不断地冷却至 60～90℃，不仅实现了焦油和煤气的分离收集，同时有效回收了余热，回收介质温度可达 200～300℃，可用于工艺线上煤的干燥及预热。

（2）间接与直接组合换热大大减少了直接换热介质的消耗，采用洗油喷吹清洗，可及时冲洗去表面沉降焦油，恢复传热性能，还可避免产生更多难以处理的含酚及氨氮废水。此外，喷吹自身也是一种扰动，可影响换热体表面的结焦状态，防止粘结。

4 试验研究及验证

为验证本文上述热解气余热回收及冷却装置的可行性和适用性，我们设计开发了试验样机，并安装在我院的粉煤热解半工业化试验线上。余热回收装置的安装现场如图 3 所示。

本试验线的热解气温度为 400～450℃，气体通过量为 500m3/h。装置散热面积为 8m2，采用空气为冷却介质，洗油为冲洗介质，冲洗间隔为 5min。装置未设保温层。试验环境温

图 3 装置试验安装及现场图

度 28℃时，自然风冷，热解气出口温度 100～120℃。抗粘结涂料采用了 A、B 两种材料，经过累计运行 600h 后，均未发生焦油粘结现象，冷却效果也很明显，证实了用于煤热解工艺系统的可行性。下一步试验仍会继续进行，以验证装置的可靠性和持久性，同时对其它相关影响因素进行进一步的试验研究。

参考文献

[1] 丰恒夫,郑文华. 焦炉荒煤气显热回收技术的研发及应用 [J]. 河北冶金，2016（6）

[2] 曹先常，史强，徐正等. 焦炉荒煤气显热回收的热力计算与模拟对比[J].冶金能源，2014（5）

[3] 杨仕杰，郁鸿凌，林友斌等.一种焦炉上升管荒煤气余热回收方法及试验 [J].能源研究与信息，2013（4）