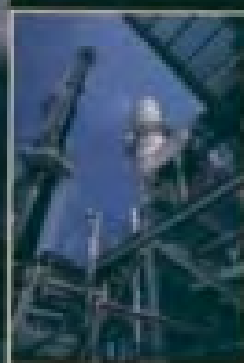




سیستمهای انرژی پیشرفته



نیکولای فارتینگو

ترجمه: دکتر اصغر برادران رحیمی

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه گیلان

انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، شماره ۲۹۲

سیستمهای انرژی پیشرفته

نیکولای خارتچنکو

ترجمه

دکتر اصغر برادران رحیمی

Khartchenko, Nikolai Vasil'evich

خارتچنکو، نیکولای واسیلیویچ

سیستمهای انرژی پیشرفته / نیکولای خارتچنکو؛ ترجمه اصغر برادران رحیمی. - مشهد: دانشگاه فردوسی مشهد، ۱۳۸۰.

۴۷۲ ص: مصور، جدول، نمودار. - (انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد: ۲۹۲).

ISBN: 964-5782-16-3

۲۱۵۰۰ ریال

فهرست نویسی بر اساس اطلاعات فیبا.

Advanced energy systems.

عنوان اصلی:

واژه نامه.

کتابنامه.

۱. انرژی مکانیکی. الف. برادران رحیمی، اصغر، ۱۳۲۹ - ، مترجم. ب. دانشگاه فردوسی مشهد. ج. عنوان.

۶۲۱/۰۴۲

۹ س ۲ خ / ۱۶۳/۹ TJ

۱۳۸۰

۸۰-۱۸۱۵ م

کتابخانه ملی ایران



دانشگاه فردوسی مشهد

نیکولای خارتچنکو

سیستمهای انرژی پیشرفته

ترجمه

دکتر اصغر برادران رحیمی

وزیری ۴۷۴ صفحه، ۱۰۰۰ نسخه، چاپ اول، بهار ۱۳۸۰

امور فنی و چاپ: مؤسسه چاپ و انتشارات دانشگاه فردوسی

بها: ۲۱۵۰۰ ریال

(ISBN: 964-5782-16-3)

شابک ۹۶۴-۵۷۸۲-۱۶-۳

فهرست مطالب

۹	پیشگفتار مترجم
۱۱	پیشگفتار
۱۷	فصل اول - مقدمه: مبانی انرژی
۱۷	اشکال انرژی
۲۴	کار و قدرت
۲۸	گرما
۲۹	بقای انرژی
۳۱	ذخایر و منابع انرژی
۳۴	مسائل
۳۵	مراجع
۳۷	فصل دوم - احتراق سوخت و گازسازی
۳۸	ترکیب سوخت و ارزش حرارتی
۴۶	احتراق آمونکیومتری (با نسبت صحیح شیمیایی)
۴۸	محاسبات احتراق
۵۰	محصولات احتراق
۵۷	دمای آدیاباتیک احتراق
۵۹	تجزیه و تحلیل گاز دودکش

۶۰	گازسازی از زغال سنگ
۷۲	مؤخره
۷۲	مسائل
۷۳	مراجع

فصل سوم - کاهش آثار زیست محیطی سیستمهای انرژی

۷۵	نشر آلاینده ها از نیروگاههای معمولی
۷۸	کنترل نشر ذرات
۸۱	تشکیل و حفظ اکسیدهای گوگرد
۸۹	تشکیل اکسید نیتروژن
۹۲	کنترل نشر NO_x احتراقی
۹۷	به عمل آوردن گاز دودکش برای کنترل نشر NO_x
۱۰۰	سیستمهای پیشرفته برای کنترل نشر آلاینده ها
۱۰۷	مؤخره
۱۰۸	مسائل
۱۰۸	مراجع

فصل چهارم - تکنولوژی نیروگاه بخار

۱۱۱	چرخه کارنو و چرخه رانکین
۱۱۲	روشهای افزایش راندمان برای نیروگاههای بخار
۱۱۶	چرخه بازگرم
۱۱۷	چرخه قدرت بخار با گرمایش آب تغذیه
۱۲۳	چرخه های بازگرم فوق بحرانی پیشرفته
۱۳۱	معیار عملکرد نیروگاه
۱۳۶	مولدهای بخار، توربینهای بخار، و سیستمهای دفع گرما
۱۴۱	مؤخره
۱۵۵	مسائل
۱۵۷	مراجع

فصل پنجم - تکنولوژی تولید قدرت توربین گازی

۱۵۹	
۱۶۰	چرخه هوای استاندارد ژول
۱۶۴	عملکرد نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده
۱۷۶	چرخه توربین گاز با بازیابی
۱۷۹	نیروگاههای توربین گاز، با خنک کن میانی و بازگرم
۱۸۴	اجزای نیروگاههای توربین گاز
۲۰۲	توربینهای گاز با تزریق بخار
۲۰۴	میان سرمایش، تهویه هوای ورودی، و پرخورانی
۲۰۶	چرخه های توربین بهبود یافته با تزریق آب و هوای مرطوب
۲۱۰	مؤخره
۲۱۱	مسائل
۲۱۳	مراجع

فصل ششم - نیروگاههای با توربین گاز بر مبنای چرخه مرکب

۲۱۵	
۲۱۵	چرخه های بالایی، پایینی و مرکب
۲۱۷	راندمان کلی نیروگاههای با چرخه مرکب
۲۲۸	وضعیت های نیروگاه با چرخه مرکب
۲۴۶	طراحی مولد بخار با بازیافت حرارتی
۲۵۱	بررسی های طراحی سیستم با چرخه مرکب
۲۵۳	چرخه مرکب در مقابل ایستگاههای قدرت معمولی
۲۵۶	نیروگاههای با چرخه مرکب بازگرم با خنک کن میانی
۲۶۱	سیستمهای قدرت با عملکرد بالا
۲۶۲	چرخه مرکب با آتش زایی از خارج
۲۶۳	تقویت مجدد و ترفیع
۲۶۵	مؤخره
۲۶۶	مسائل
۲۶۷	مراجع

فصل هفتم - تولید همزمان

۲۶۹	اصول کلی تولید همزمانی
۲۶۹	نیروگاههای با تولید همزمانی بر مبنای توربین بخار
۲۷۱	معیار عملکرد نیروگاههای با تولید همزمانی
۲۷۵	نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با دیگ
۲۸۰	یا بهبود بخشنده با گرمای مواد زائد
۲۸۴	نیروگاههای تولید همزمان با چرخه مرکب
۲۹۰	نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای موتور دیزلی / گازی
۲۹۸	مؤخره
۲۹۹	مسائل
۳۰۰	مراجع

فصل هشتم - نیروگاههای بر مبنای MHD و سلول سوختی

۳۰۱	مبانی سلول سوختی
۳۰۲	راندمان تبدیل سلول سوختی
۳۰۵	مشخصه های سلول سوختی
۳۰۹	انواع سلولهای سوختی
۳۱۴	نیروگاههای بر مبنای سلول سوختی
۳۲۱	تولید و مصرف هیدروژن
۳۲۶	تبدیل هیدرو دینامیک مغناطیسی انرژی
۳۳۰	سیستمهای MHD با چرخه باز
۳۳۶	مؤخره
۳۴۴	مسائل
۳۴۵	مراجع

فصل نهم - تکنولوژی تولید قدرت با زغال سنگ تمیز

۳۴۷	سودمند کردن ، مایع کردن و گازی سازی زغال سنگ
۳۴۸	تکنولوژی احتراق بستر افشانه ای
۳۵۲	

۳۷۳	تکنولوژی IGCC
۳۸۶	چرخه های مرکب پیوندی
۳۹۱	مؤخره
۳۹۱	مسائل
۳۹۲	مراجع
۳۹۵	فصل دهم - سیستمهای پیشرفته ذخیره سازی انرژی
۳۹۵	مشخصه های عملکردی ذخیره انرژی
۳۹۷	ذخیره سازی انرژی مکانیکی
۴۰۸	ذخیره سازی انرژی حرارتی
۴۲۰	ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی
۴۲۳	ذخیره سازی انرژی الکتروشیمیایی و الکترومغناطیسی
۴۲۸	تکنولوژیهای ذخیره سازی انرژی برای نیروگاههای خورشیدی
۴۳۳	مؤخره
۴۳۳	مسائل
۴۳۴	مراجع
۴۳۷	فهرست علائم اختصاری
۴۴۱	ضمایم
۴۴۱	ضمیمه الف : فاکتورهای تبدیل واحد
۴۴۴	ضمیمه ب : ثابتهای فیزیکی
۴۴۵	ضمیمه ج : تبدیل درجه حرارت از مقیاس سلسیوس به مقیاس فارنهایت
	ضمیمه د : گرمای ویژه مولی گازهای ایده آل در فشار متوسط ثابت
۴۴۵	برحسب $\text{kJ}/(\text{K mol})$
	ضمیمه ه : گرمای ویژه مولی گازهای ایده آل و بخار آب در فشار متوسط ثابت
۴۴۶	برحسب $\text{kJ}/(\text{kg K})$
۴۴۷	ضمیمه و : خواص ترموفیزیکی آب اشباع و بخار آب اشباع : جدول درجه حرارت

۴۴۸	ضمیمهٔ ز : خواص ترموفیزیکی آب اشباع و بخار آب اشباع : جدول فشار
۴۴۹	ضمیمهٔ ح : خواص ترموفیزیکی آب
۴۵۰	ضمیمهٔ ط : خواص ترموفیزیکی هوا در ۱۰۱/۳ کیلو پاسکال
۴۵۱	ضمیمهٔ ی : خواص ترموفیزیکی بخار آب اشباع
	ضمیمهٔ ك : نمودار انتالپی - آنترופی مولیر برای بخار : نقطه بحرانی $374/15^{\circ}\text{C}$
۴۵۲	و ۲۲۱/۲ بار

۴۵۳	فهرست علائم
۴۶۱	واژه نامه

پیشگفتار مترجم

باعث افتخار است که توفیق ترجمه کتاب ارزنده سیستمهای انرژی پیشرفته، اثر نیکولای خارتچنکو، نصیب این جانب شد. با توجه به زمینه و نیز منابع اندک موجود در مورد کتاب درسی «موضوع نیروگاه» اثر حاضر می‌تواند تا حدودی پرکننده این خلأ باشد، که امیدوارم مورد توجه دانشجویان عزیز قرار گیرد.

در انجام این کار، افراد بسیاری مترجم را یاری رسانده‌اند که باید تشکر صمیمانه خویش را از آنها داشته باشم؛ از جمله: جناب آقای دکتر رضا تنباکوجی که در مراحل اولیه تصویب جهت چاپ این کتاب تلاش فرمودند، و نیز همکار ارجمند آقای دکتر محمدرضا مدرّس رضوی که مطالعه دقیق و بهسازی پیشنویس این ترجمه را به عهده گرفتند، و همچنین ویراستار ادبی این ترجمه جناب آقای جواد میزبان که جملات این کتاب را هرچه روانتر کردند. مهمتر از همه از همسر گرامی ام خانم شیدا صبوری طباطبائی و فرزند دلبندم شروین، که مشوق من در انجام این کار بودند، از صمیم قلب تشکر و قدردانی می‌کنم.

دکتر اصغر برادران رحیمی

بهمن‌ماه ۱۳۷۹

پیشگفتار

این کتاب سیستم‌های انرژی پیشرفته هنرمندانه و تکنولوژیهای انرژی ظهوری کننده‌ای که قبلاً محسوس بودن آنها در پروژه‌های با مقیاس بزرگ به اثبات رسیده‌اند و بنابراین در شرف تجارتي شدن تمام عیار می‌باشند را دربر می‌گیرد.

هزاره آینده تقاضای تولید انرژی بیشتر با خرج کمتر و با پیامد زیست محیطی کاهش یافته را درپیش دارد. مسائل محیطی اساساً* به دلیل پخش افزاینده به صورت دائمی CO_2 از واحدهای صنعتی با سوخت فسیلی شامل سوختهای مصرفی برای تولید قدرت، حمل و نقل و صنعت جدی‌تر می‌شود. اثر گرم شدن جهانی نهایتاً می‌تواند باعث تغییرات خطرناک آب و هوایی بر روی زمین شود. پخش افزاینده پایدار آلوده‌کننده‌های محیطی دیگر از قبیل گوگرد و اکسید نیتروژن نیز برای محیط زیست خیلی زیان‌آور هستند. بنابراین کاهش کلیه پخش شونده‌های مربوط به قسمت‌های انرژی در درجه اهمیت بالا قرار دارند.

این اهمیت زاینده فرصت‌های جدیدی در زمینه تکنولوژی انرژی می‌باشد. تکنولوژی تولید قدرت موجود نمی‌تواند این شرایط را در حساس‌ترین موارد یعنی راندمان و پخش آلاینده‌ها ایفا نماید. اکنون، تکنولوژی انرژی دربرگیرنده جدیتهای عظیم با هدف رسیدن به راندمانهای بالاتر در تبدیل انرژی با اثرات زیست محیطی کاهنده و با خرج کمتر می‌باشد. بنابراین سیستم‌های انرژی پیشرفته‌ای که در دهه گذشته توسعه یافته‌اند کاملاً در مقابل تکنولوژی انرژی قدیمی بر مبنای ایستگاههای مرکزی قدرت بخار بر اساس سوزاندن زغال سنگ قرار می‌گیرند. گرچه تکنولوژیهای انرژی قدیمی به صورت یکنواخت در حال پیشرفت در زمینه‌های راندمان، اقتصادی و کاهش اثرات زیست محیطی در دهه گذشته بوده‌اند، ایستگاههای درت جدید به موقعیت از درجه نهایی ذاتی محدودیت راندمان دست یافته‌اند. پیشرفتهای بنیستر فقط با تغییرات انقلابی در تکنولوژی انرژی می‌تواند ممکن باشد. قرن بیست و یکم به صورت ناگهانی تولید انرژی را تغییر داده و برهه نیروگاههای مرکب با راندمان بیشتر خواهد شد. روند پیشرفت در جهت تغییر از تکنولوژی قدرت بخار به قدرت با چرخه مرکب بر مبنای

واحدهای صنعتی از قبیل توربینها، سلولهای سوختی، ژنراتورهای MHD، و همچنین سیستمهای انرژی پیشرفته براساس به کارگیری منابع انرژی بازیافتی خواهد بود.

این کتاب با همه سیستمهای انرژی پیشرفته ای که به حالت پیشرفت کافی رسیده اند تا مطابقت با احتیاجات به کارگیری تجاری تا قبل از پایان این قرن باشند سروکار دارد. این سیستمها اصولاً توربین گاز با چرخه ترکیبی و نیروگاههای توربین بخار، وضعیتهای توربین گاز بهبود یافته مختلف، توربینهای گاز از نسل دوم و سوم با خنک کن میانی، بازگرم، تزریق آب/بخار، تهویه هوا، غیرو، سیستمهای قدرت با پخش پایین بر مبنای زغال سنگ از قبیل چرخه ترکیبی مجتمع گازی سازی کردن (IGCC) و احتراق بستر افشانه ای (شامل احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار از نسل دوم، مثل PFBC)، وسایل کاهش اثرات زیست محیطی سیستمهای انرژی، محفظه های احتراق و کوره های با پخش پایین، واحدهای صنعتی پیشرفته با بازیافت، سیستمهای خورشیدی و باد پیشرفته، و همچنین سیستمهای پیشرفته ذخیره سازی انرژی می باشند.

این کتاب از ۱۰ فصل و ضمایم تشکیل می شود.

فصل اول دید عمقی اصول انرژی در شکلهای مختلف را فراهم می آورد. همچنین مسائل تبدیل انرژی، به خصوص تبدیل گرما به کار، مسائل بقای انرژی، منابع و ذخیره های انرژی سوختی فسیلی، انرژی تجدیدشونده، انرژی خورشیدی اساسی، و همچنین مسأله تولید تبدیل انرژی هسته ای جهانی را مورد بحث قرار می دهد.

فصل دوم اصول احتراق سوخت و گازی سازی زغال سنگ را بیان می دارد. هدف اصلی آن ارائه روشهای محاسبه ای احتراق سوخت به شکل دقیق می باشد. کاربردهای این روش توسط تعدادی از مثالهای حل شده نمایش داده می شود. هدف ثانویه آن آشنا کردن خواننده با اصول گازی سازی زغال سنگ به عنوان معرفی چرخه های ترکیبی مجتمع گازی سازی که در فصل نهم در نظر گرفته می شوند می باشد. این هدف شامل تشریح فرآیندهای گازی سازی مدرن و انواع گازی کننده ها از قبیل بستر ثابت، بستر افشانه ای و گازی کننده جریان ادغامی می باشد.

فصل سوم با مسأله کاهش اثر زیان بار نیروگاههای استفاده کننده از سوخت فسیلی بر روی محیط سروکار دارد. مکانیزمهای تشکیل آلودگی ضمن احتراق سوخت در ابتدا در نظر گرفته می شود. سپس روشهای کنترل پخش برای انواع آلوده کننده ها (خاکستر منتشر شده، دی اکسید گوگرد، و اکسیدهای نیتروژن) تشریح می شوند. فصل سوم روشهای کاهش مدرن که عموماً برای تمیز کردن گاز دودکش در نیروگاهها به کار گرفته می شوند را تشریح کرده و روشهای کنترل پیشرفته آلوده کننده های چند جانبه از قبیل مواد جذب کننده دوتایی، تزریق اوره، و فرآیندهای بر مبنای چار را ارائه می دهد.

مسائل به خصوص از قبیل کنترل NO در محفظه های احتراق توربین گاز پیشرفته و تکنولوژی احتراق با بستر افشانه ای با قدرت زایی کاهش پخش SO_2 و NO مربوط به خود در فصول پنجم و نهم در نظر گرفته می شوند.

فصل چهارم مسائل اصلی مربوط به تکنولوژی تولید قدرت بخار پیشرفته با تأکید بر روشهای بهبود عملکرد را مرور می کند. نیروگاههای بخار فوق بحرانی پیشرفته با سوخت زغال سنگ پارامترهای بخار بهبود یافته، فشار کندانسور پایین، بازگرم واحد یا دوتایی و گرم کردن با آب تغذیه بازیافتی چندتایی را به کار می گیرند. نقاط نظر ترمودینامیکی توسط چندین مسأله حل شده که هر کدام اثر این پارامترها بر روی عملکرد نیروگاه را تجزیه و تحلیل می کنند حمایت می شوند. راندمانهای خالص نیروگاههای بخار هنرمندانه در حدود ۴۵٪ برای نیروگاههای با سوخت زغال سنگ سخت و حدود ۴۳٪ برای نیروگاههای با سوخت لینیت اخیراً حاصل شده است. به دست آوردن راندمانهایی تا ۴۸-۴۷٪ با وجود مواد پیشرفته جدید برای گرمترین مؤلفه های ژنراتور بخار، مجاری عبور بخار و توربین بخار در چند سال آینده پیش بینی می شوند.

تحسین انگیزترین پیشرفت در زمینه تولید قدرت با توربینهای گاز در دهه گذشته صورت پذیرفته است. فصل پنجم مسائل اصلی تکنولوژی تولید قدرت توربین گاز شامل تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی چرخه های توربین گاز پیشرفته را بحث می کند. روشهای استفاده شده برای بهبود عملکرد توربین گاز و مشخصه های اقتصادی و زیست محیطی نیروگاه گاز در این فصل ارائه می شوند. این روشها شامل به کارگیری درجات حرارت بالا در توربین گاز و نسبتهای فشار بالا در کمپرسور، خنک کردن میانی و بازگرم کردن، و تهویه ورودی کمپرسور می باشند. پیشرفته ترین توربینهای گازی صنعتی، به خصوص توربینهای گازی آیرودینامیکی، راندمانهایی تا حدود ۴۰٪ را به دست می آورند. موارد بحث شده دیگر روشهای کاهش پخش NO ، از قبیل استفاده از به کارگیری محفظه های احتراق و اجاقهای با NO خشک پایین با کنترل دقیق اضافه کردن و مخلوط کردن سوخت و هوا، یا تزریق آب یا بخار می باشد. مؤثرترین چرخه ها از قبیل چرخه های بهبود یافته با تزریق آب (RWI) و توربین هوای مرطوب (HAT) نیز در این جا ارائه می شوند.

فصل ششم همراه با فصل پنجم مرکزی ترین قسمت این کتاب را تشکیل می دهد. این فصول جهت اصلی پیشرفت در زمینه تولید قدرت مؤثر با اثرات زیست محیطی پایین را بحث می کنند. فصل ششم تمام مسائل مربوط به نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته شامل ترمودینامیکی، طراحی، اثرات زیست محیطی و اقتصادی را بررسی می کند. یک تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک نیروگاه با چرخه مرکب یک فشاری ارائه می شود. بر مبنای مؤثرترین توربینهای گاز، نیروگاههای با چرخه مرکب که از

ژنراتور بخار با بازیافت گرمای نسبتاً پیشرفته و یک چرخه بخار بازگرم پیشرفته استفاده می کنند، می توانند بالاترین راندمان یعنی حدود ۶۰-۵۸٪ را کسب کنند. جداول متعددی مشخصه ها و اطلاعات عملکردی اخیر از نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته را دارا می باشند.

فصل هفتم با واحدهای صنعتی بازیاب بر مبنای استفاده از توربینهای بخار استخراجی یا فشار پستی و توربینهای گازی یا موتورهای گاز/دیزلی با دیگهای گرمای زائد یا HRSG سروکار دارد. برخلاف واحدهای صنعتی فقط برای تولید قدرت، راندمان واحدهای صنعتی بازیاب توسط معیارهایی از قبیل فاکتور استفاده انرژی (EUF)، نسبت گرما به قدرت، و نسبت صرفه جویی انرژی سوختی، علاوه بر راندمان الکتریکی که بیان کننده تبدیل گرما به قدرت است مشخص می شوند. مقادیر EUF ماکزیمم ۹۰-۸۵٪ در واحدهای صنعتی بازیاب پیشرفته حاصل می شوند.

فصل هشتم اصول و مباحث پیشرفت اخیر در سلول سوختی و تکنولوژیهای تولید قدرت هیدرو دینامیک مغناطیسی (MHD) را مرور می کند. انواع اصلی سلولهای سوختی شامل اسید فسفریک (PAFC)، کربنات مذاب (MCFC) و سلولهای سوختی با الکترولیت جامد (SOFC) همراه با مؤلفه های الکترودها و الکترولیت های مربوطه تشریح می شوند. چرخه های مرکب بر مبنای سلولهای سوختی درجه حرارت بالا (650°C برای MCFC و حدود 1000°C برای SOFC)، نوید به دست آوردن راندمانهای کلی بیشتر از ۶۰٪ را می دهند. فصل هشتم همچنین وضعیت اخیر توسعه تکنولوژی MHD که می تواند در نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته با راندمانهای بالاتر از ۶۰٪ را تشریح می کند. مسائل تکنولوژی بحرانی که ممانعت از واقعیت پذیری سریع نیروگاههای با چرخه مرکب در مقیاس بزرگ می کند نیز مورد بحث قرار می گیرند.

فصل نهم کاربرد تکنولوژی بستر افشانه ای در احتراق و گازی سازی زغال سنگ و تکنولوژی IGCC را مورد بررسی قرار می دهد. این موارد تکنولوژیهای اصلی زغال سنگ تمیز هستند که اکنون در مراحل پیشرفت تجاری قرار دارند. تکنولوژی احتراق با بستر افشانه ای قابلیت ذاتی کاهش پخش گوگرد و اکسید نیتروژن را دارد. هر دو مورد بستر افشانه ای گردشی جدید و تکنولوژی احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار اخیراً توسعه یافته مورد بحث قرار می گیرند. یک تکنولوژی IGCC، یک واحد گازی سازی زغال سنگ با یک توربین گاز و نیروگاه با چرخه مرکب توربین بخار را در یک واحد متمرکز می کند. این تکنولوژی راندمان تبدیل انرژی را افزایش داده و اثرات زیست محیطی را در مقایسه با نیروگاههای با سوخت زغال سنگ قدیمی کاهش می دهند. مسائل بحرانی از قبیل تمیز کردن گاز گرم نیز مورد بررسی قرار می گیرند. تأکید بر تکنولوژی PFBC می باشد که در مقایسه با تکنولوژی بستر افشانه ای آتمسفری امتیازاتی دارند زیرا که می توان از آن مستقیماً در نیروگاههای

با چرخه مرکب بهره برداری کرد.

فصل دهم با تکنولوژیهای ذخیره انرژی پیشرفته از قبیل قدرت آب پمپ شده (PHPS)، انرژی هوای فشرده (CAES)، و باتری الکتریکی را برای ذخیره انرژی الکتریکی و با ذخیره گرمای محسوس و ویژه در سیستمهای انرژی خورشیدی سروکار دارد. همچنین معادلات برای محاسبه ظرفیت ذخیره انرژی و معادلات جرم و حجم ذخیره انرژی لازم برای ذخیره سازی مقدار معینی انرژی نیز ارائه می گردند. کاربرد به خصوص، تکنولوژی ذخیره انرژی برای نیروگاههای خورشیدی می باشد.

این کتاب را می توان به عنوان یک کتاب درسی برای دانشجویان دوره لیسانس و فوق لیسانس که در زمینه تکنولوژی تبدیل انرژی و زیست محیطی درس می خوانند مورد استفاده قرار داد. خیلی از مثالهای به کارگیرنده اصول تئوریک به صورت خیلی دوستانه ای ارائه می شوند. مسائل داده شده در انتهای هر فصل را می توان به عنوان تمرین تعیین نمود.

این کتاب همچنین می تواند مورد استفاده مهندسان عملی و علمی واقع گردد زیرا که مروری بر تکنولوژی هنرمندانه انرژی داشته و تکنولوژیهای تولید قدرت پیشرفته اصلی را تجزیه و تحلیل کرده و روندهای توسعه را برشمرده و دیدگاهی بر آینده مهندسی قدرت می اندازد.

مقدمه: مبانی انرژی

اشکال انرژی

انرژی، قابلیت انجام کار ماده است. تمام اشکال انرژی در دسترس را می توان به عنوان «انرژی ذخیره شده» یا «انرژی گذرا» دسته بندی کرد. مثالهای انرژی ذخیره شده عبارتند از: انرژی شیمیایی سوخته های فسیلی، انرژی داخلی یک ماده، انرژی پتانسیل مربوط به موقعیت یک جرم در یک میدان نیرو، از قبیل میدان گرانش زمین یا یک میدان الکترواستاتیکی. انرژی گذرا، انرژی انتقال یافته بین یک سیستم و محیط آن است. حرارت و کار به عنوان انرژیهای گذرا در مورد تبدیل انرژی حرارتی به شمار می روند.

انرژی در اشکال مختلفی ظاهر می شود (کالپ^۱، ۱۹۹۱؛ دچر^۲، ۱۹۹۴):

- انرژی تشعشع الکترومغناطیسی
- انرژی شیمیایی (انرژی واکنش شیمیایی)
- انرژی هسته ای (انرژی اتصال هسته)
- انرژی مکانیکی (انرژی پتانسیل، انرژی جنبشی، کار)
- انرژی داخلی
- انرژی حرارتی (گرما)
- انرژی الکتریکی

هر شکلی از انرژی می تواند به هر شکل دیگری از آن تبدیل شود. حوزه تبدیل انرژی می تواند کامل یا جزئی باشد. انرژی مکانیکی، شیمیایی، و الکتریکی می تواند به طور کامل به انرژی حرارتی تبدیل شود (گرما)؛ در حالی که تبدیل حرارت به انرژی مکانیکی فقط به صورت جزئی است و در یک سیستم تبدیل مثل یک توربین یا موتور احتراق داخلی با استفاده از یک سیال عامل (گاز، بخار) و با تغییر چرخه ای حالت آن اتفاق می افتد. راندمان این تبدیل انرژی بستگی به تفاوت دما بین سیال عامل سیستم و محیط آن دارد. راندمانهای معمول در نیروگاههای زغال سنگی %۳۸-۴۴ و در موتورهای احتراق داخلی و توربینهای گازی %۳۲ تا %۴۰ است.

در تولید، تبدیل و به کارگیری انرژی، از واژه هایی چون منابع انرژی متداول و غیرمتداول، انرژی اولیه و ثانویه و انرژی آماده، و انرژی مفید استفاده می شود. منابع انرژی متداول عبارتند از: سوختهای فسیلی (زغال سنگ، لئیت، تورب (زغال سنگ نارس)، سوخت نفتی، گاز طبیعی، و چوب) و همچنین انواع سوخت تولیدی مصنوعی از قبیل گاز زغال سنگ، گاز مایع، کک، چار^۱ و نیز مواد زائد قابل احتراق. منابع انرژی قابل احیا (که همچنین غیرمتداول و جایگزین نامیده می شوند) عبارت هستند از انرژی خورشیدی، باد، آب، حرارت مربوط به زمین، موج و جزر و مد و انرژی مربوط به جسم موجودات زنده. یک منبع انرژی قبل از تبدیل، انرژی اولیه نامیده می شود. انرژی خورشیدی و انرژی شیمیایی سوختهای فسیلی مثالی از این نوع هستند. اشکال انرژی حاصله از تبدیل انرژی اولیه، انواع انرژی ثانویه را تشکیل می دهند. این نوع انرژیها انرژی الکتریکی، کار، و انرژی حرارتی برای گرم کردن، پختن و خنک کردن هستند. برای محاسبه مقدار انرژی ثانویه به دست آمده از مقدار معینی انرژی اولیه، بازده تبدیل یک دستگاه مبدل مثل توربین بخار یا گاز در یک ایستگاه قدرت و یا یک موتور احتراق داخلی مورد استفاده قرار می گیرد. انرژی مفید، انرژی فراهم شده جهت استفاده کننده است. مقدار این انرژی در یک کاربرد به خصوص برابر با انرژی ثانویه منهای انرژی اتلافی در سیستمهای توزیع و جابه جایی انرژی است. انرژی لازم برای منظور خاصی مثل استفاده در وسایط نقلیه، موتورها، روشنایی، گرمایش، سرمایش، پختن یا فرآیندهای تکنولوژی صنعتی، انرژی مفید نامیده می شود.

واحد اصلی انرژی، ژول است: $1 \text{ J} = 1 \text{ N} \times 1 \text{ m} = 1 \text{ kg m/s}^2 \times 1 \text{ m} = 1 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$

برای مقادیر بزرگ انرژی، واحدهای زیر مورد استفاده قرار می گیرد:

$$1 \text{ EJ (exajoule)} = 10^{18} \text{ J} \quad 1 \text{ PJ (petajoule)} = 10^{15} \text{ J} \quad 1 \text{ TJ (terajoule)} = 10^{12} \text{ J}$$

$$1 \text{ GJ (gigajoule)} = 10^9 \text{ J} \quad 1 \text{ MJ (megajoule)} = 10^6 \text{ J} \quad 1 \text{ kJ (kilojoule)} = 10^3 \text{ J}$$

انرژی - به خصوص انرژی الکتریکی - همچنین بر حسب کیلووات ساعت (kWh) اندازه گیری می شود. این واحد انرژی به صورت زیر به یکدیگر مربوط می شود: $1 \text{ kWh} = 3.6 \text{ MJ}$ و $1 \text{ MJ} = 0.278 \text{ kWh}$.

در گزارشهای آماری به منظور مقایسه انواع مختلف سوخت و انرژی دو مقدار معادل انرژی می تواند استفاده شود: معادل زغال سنگ و معادل روغن معدنی؛ بنابراین یک تن معادل زغال سنگ $1 \text{ tce} = 29.308 \text{ MJ}$ و یک تن معادل روغن معدنی ($1000 \text{ kg} = 1 \text{ تن}$) $1 \text{ toe} = 41868 \text{ MJ}$ است. برای مقادیر زیاد انرژی (سوخت)، یک میلیون تن معادل روغن (1 Mtoe) استفاده می شود: $1 \text{ Mtoe} = 41868 \times 10^{12} \text{ J} = 41868 \text{ TJ} = 11630 \times 10^6 \text{ kWh}$. شرح مختصری از اشکال مختلف انرژی در ادامه آمده است.

انرژی تابشی الکترومغناطیسی

تمام طیف تشعشع الکترومغناطیس شامل تشعشع γ (محدوده طول موج $\lambda \leq 10^{-11} \text{ m}$)، اشعه ایکس ($\lambda \leq 10^{-8} \text{ m}$)، تشعشع خورشیدی و حرارتی ($\lambda < 10^{-4} \text{ m}$)، رادیو، تلویزیون و موجهای رادار ($\lambda > 10^{-2} \text{ m}$) است.

انرژی خورشیدی

انرژی خورشیدی، انرژی الکترومغناطیس با محدوده طول موج از 0.25 تا $4 \mu\text{m}$ ($1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$) است. طیف خورشیدی شامل تشعشع ماورای بنفش ($\lambda = 0.25 - 0.38 \mu\text{m}$)، نور مرئی ($\lambda \leq 0.78 \mu\text{m}$) و تشعشع نزدیک مادون قرمز ($\lambda \leq 4 \mu\text{m}$) است. کمیت انرژی حامل در یک فوتون نور (تشعشع خورشیدی) توسط رابطه زیر داده می شود:

$$E = h\nu = hc/\lambda \quad (1-1)$$

که در آن h ثابت پلانک $(6.626 \times 10^{-34} \text{ Js})$ ، ν فرکانس موج برحسب $\frac{1}{s}$ ، c سرعت نور ($2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$) و λ طول موج بر حسب متر (m) است.

انرژی یک فوتون موج با طول موج کوتاهتر (به عنوان مثال در محدوده تشعشع ماورای بنفش) بیشتر از با طول موج بلندتر (در محدوده تشعشع نزدیک مادون قرمز) است.

قدرت پخش کلی خورشید $4 \times 10^{23} \text{ kW}$ است (کارتچنکو^۲، ۱۹۹۵). فقط کسر کوچکی از

شار انرژی خورشیدی کلی در زاویه رأس 53° به زمین می رسد. در صورتی که شار انرژی خورشیدی که به سطح زمین می رسد خیلی بزرگ است ($1.03 \times 10^{16} \text{ kWh} = 3.7 \times 10^{24} \text{ J}$) و از مصرف سالانه انرژی اولیه در دنیا به اندازه حدود ۱۳۰۰۰ برابر بیشتر می باشد.

خورشید غنی ترین منبع نامحدود انرژی بدون آلودگی است؛ ولی مشکل بودن استفاده انرژی خورشیدی به دلیل شدت نسبتاً پایین آن و مشخصه آماری تشعشع خورشیدی بر خوردی است که شدیداً متأثر از فصل و چرخه روز و شب و ابری بودن آسمان است. این خصوصیات انرژی خورشیدی بر خوردی توسط اندازه سیستمهای خورشیدی جبران می شود. بنابراین جمع کننده های خورشیدی باید به اندازه کافی بزرگ باشند تا کمیتی از انرژی خورشیدی را جذب کنند که نه تنها برای مصارف جاری کافی باشد، بلکه به مصرف مواقع با تشعشع کم خورشید و در شب نیز برسد. این مقدار اضافی انرژی خورشیدی ذخیره می شود. عملاً در تمام واحدهای صنعتی خورشیدی برای تضمین تغذیه انرژی یک سیستم انرژی اضافی (پشتیبان) مورد استفاده قرار می گیرد. یک متر مربع از مساحت سطح جمع کننده انرژی در محلی با شار خورشیدی سالیانه در حدود 1200 kWh/m^2 می تواند در حدود 500 kWh گرمای مفید را با دمای سیال انتقال دهنده گرما برابر با $45-60^\circ \text{C}$ فراهم آورد. برای گرم کردن آب مصرفی خانگی در یک خانواده چهار نفری، یک صفحه تخت جمع کننده به مساحت $4-6 \text{ m}^2$ و تانک آب گرم با ظرفیت ۲۰۰-۳۰۰ لیتر لازم است. مخارج کلی یک چنین واحد صنعتی در آلمان حدود ۷۰۰۰ دلار می شود. زمان استهلاک این سیستم بین ۱۲ و ۱۵ سال است (کارتنچکو، ۱۹۹۵).

انرژی شیمیایی

انرژی شیمیایی، انرژی ذخیره شده در یک ترکیب شیمیایی است. برای تبدیل انرژی حرارتی، انرژی (گرما) تشکیل و انرژی (گرما) واکنشهای شیمیایی مهم هستند. انرژی (گرما) در واکنشهای گرمازا آزاد می شود، مثل احتراق سوخت، و انرژی در واکنشهای گرماگیر، مثل گازسازی از زغال سنگ جذب می شود.

حرارت (انتالپی) تشکیل ΔH_f یک ترکیب، حرارت لازم برای تشکیل یک مول محصول توسط واکنش کننده ها در یک حالت استاندارد ترمودینامیکی است. معمولاً ΔH_f در دما و فشار استاندارد (25°C و 1 atm) داده می شود؛ برای مثال، انتالپی تشکیل ΔH_f بخار آب از هیدروژن و اکسیژن برابر با -57798 kcal/mol (یا ضرب در 4.187 kJ/kcal یعنی -242 kJ/mol) است. برای مواد ساده به شکل طبیعی از قبیل H_2 ، O_2 ، C (به صورت جامد) مقدار ΔH_f برابر صفر است. علامت منفی در ΔH_f بدین معنی است که حرارت آزاد می شود و واکنش گرمازا است.

گرمای (انتالپی) واکنش ΔH_r عبارت از تفاوت بین مجموع گرماهای تشکیل محصولات، یعنی $\Delta H_{f,p}$ و مجموع گرماهای تشکیل واکنش کننده هاست (کالپ، ۱۹۹۱؛ دچر، ۱۹۹۴):

$$\Delta H_r = \sum \Delta H_{f,p} - \sum \Delta H_{f,r} \quad (۱-۲)$$

به عنوان مثال، واکنش احتراق هیدروژن را در نظر بگیرید:



سپس

$$\Delta H_r = \Delta H_f(\text{H}_2\text{O}) - [\Delta H_f(\text{H}_2) + 1/2\Delta H_f(\text{O}_2)] = -242.0 \text{ kJ/mol} - 0 = -242.0 \text{ kJ/mol}$$

و با جرم مولی هیدروژن برابر 2.016 g/mol، داریم:

$$\Delta H_r = -242.0 \text{ kJ}/2.016 \text{ g} = -120.04 \text{ kJ/g} = -120.04 \text{ MJ/kg}$$

ارزش حرارتی یک سوخت برابر با $-\Delta H_r$ است و بنابراین برای هیدروژن این مقدار برابر با 120.04 MJ/kg می شود.

انرژی هسته ای

انرژی هسته ای توسط تنزل یا تباهی رادیواکتیو، شکاف هسته ای، یا همجوشی هسته ای آزاد می شود. هسته ای که با عدد جرمی A از z پروتون و $n = A - z$ نوترون تشکیل شده است. جرم یک هسته کمتر از جرم کلی ذرات متشکله آن است. این تفاوت نقص جرمی نامیده می شود:

$$\Delta m = zm_p + nm_n - m_{\text{هسته}} \quad (۱-۴)$$

انرژی اتصال کلی برابر با نقص جرمی Δm است:

$$E = \Delta mc^2 \quad (۱-۵)$$

که در آن c سرعت نور ($2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$) است. معمولاً E بر حسب MeV و Δm بر حسب واحدهای جرمی اتمی (amu) داده می شوند:

$$1 \text{ MeV} = 1.602 \times 10^{-13} \text{ J} \quad 1 \text{ amu} = 1.66 \times 10^{-24} \text{ g} \quad 1 \text{ amu} = 931.5 \text{ MeV}$$

بنابراین :

$$E = 931.5 \Delta m \quad \text{MeV} \quad (1-6)$$

انرژی اتصالی اضافی در هر کدام از فرایندهای شکافت هسته‌ای یا همجوشی هسته‌ای آزاد می‌شود. فرایند شکاف هسته‌ای انجام گیرنده در یک رآکتور هسته‌ای وقتی اتفاق می‌افتد که یک هسته سنگین یک نوترون را جذب می‌کند و به دو یا تعداد بیشتری هسته سبک تقسیم می‌شود. مقدار انرژی آزاد شده در شکافت هسته‌ای یک گرم اورانیوم ۲۳۵ برابر با $78.5 \text{ GJ} = 490 \times 10^{21} \text{ MeV}$ است. این انرژی معادل مقدار حرارت آزاد شده از احتراق ۲۷۰۰ kg زغال سنگ با ارزش حرارتی ۲۹.۳ MJ/kg است.

در یک فرایند همجوشی هسته‌ای دو هسته سبک ترکیب شده و تشکیل یک هسته سنگین‌تری را می‌دهد که همراه با آزادسازی انرژی اتصالی اضافی است. در مرکز خورشید، دو هسته هیدروژن یک هسته هلیوم همراه با آزادسازی ۲۳.۸۵ MeV انرژی تولید می‌کنند.

انرژی مکانیکی

آشکال انرژی مکانیکی انرژی جنبشی، انرژی پتانسیل و کار است. انرژی جنبشی مربوط به حرکت جابه‌جایی، چرخشی، یا نوسانی است. انرژی جنبشی برای جسمی به جرم m در حال حرکت با سرعت w می‌شود :

$$E_k = 1/2 m w^2 \quad \text{J} \quad (1-7)$$

که در آن m جرم بر حسب kg و w سرعت بر حسب m/s است. تغییر سرعت از w_1 به w_2 باعث تغییر در انرژی جنبشی مربوط به آن می‌شود :

$$\Delta E_k = E_2 - E_1 = 1/2 m (w_2^2 - w_1^2) \quad \text{J} \quad (1-8)$$

انرژی پتانسیل

انرژی پتانسیل مربوط به جسمی در میدان نیرو است. انرژی پتانسیل برای توده‌ای از جرم در میدان گرانش، می‌شود :

$$E_p = g m z = g \rho V z \quad \text{J} \quad (1-9)$$

که در آن g شتاب به واسطه گرانش بر حسب m/s^2 ، m جرم جسم بر حسب kg، ρ دانسیته ماده بر حسب

V ، kg/m^3 حجم جسم بر حسب m^3 ، و z ارتفاع مرکز گرانش جسم از یک سطح مرجع بر حسب m است.

تغییر موقعیت جسم در میدان گرانش باعث تغییر انرژی پتانسیل مربوط به آن می شود؛ بنابراین :

$$\Delta E_p = gm(z_1 - z_2) \quad \text{J} \quad (1-10)$$

انرژی داخلی

انرژی داخلی یک پارامتر ترمودینامیکی حالت یک ماده است. انرژی داخلی شامل انرژی جنبشی حرکت مولکولها، اتمها، و ذرات جزء اتم و انرژی پتانسیل به دلیل موقعیت نسبی آنهاست. انرژی داخلی U برای یک گاز کامل فقط بستگی به دما دارد. انرژی داخلی برای سیالات عامل واقعی از قبیل بخار آب یا بخار مواد سرمازا بستگی به دما و فشار دارد. تغییر در انرژی داخلی یک گاز کامل عبارت است از :

$$\Delta U = U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1) \quad \text{J} \quad (1-11)$$

که در آن m جرم گاز بر حسب kg ، c_v گرمای ویژه گاز در حجم ثابت بر حسب J/(kg K) ، و T_1 و T_2 دمای اولیه و نهایی گاز بر حسب K است.

انتالپی

انتالپی مثل انرژی داخلی یک پارامتر ترمودینامیکی، حالت یک ماده است. این کمیت برابر با مجموع انرژی داخلی و انرژی فشاری است؛ بنابراین انتالپی ویژه می شود :

$$h = u + pv \quad \text{J/kg} \quad (1-12)$$

تغییر در انتالپی کل یک گاز کامل به صورت زیر داده می شود :

$$\Delta H = H_2 - H_1 = mc_p(T_2 - T_1) \quad \text{J} \quad (1-13)$$

که در آن c_p گرمای ویژه گاز در فشار ثابت و بر حسب J/(kg K) است.

انرژی الکتریکی

انرژی الکتریکی یکی از انواع انرژی آماده است. این نوع انرژی مربوط به جریان الکترونها

(جریان) از داخل یک هادی است. انرژی الکتریکی در نیروگاه‌ها و از تبدیل انرژی اولیه سوخت‌های فسیلی یا هسته‌ای، انرژی خورشیدی، انرژی آب، انرژی مربوط به گرمای زمین، یا انرژی باد تولید می‌شود.

کار و قدرت

کار جابه‌جایی

کار انرژی مکانیکی در حالت گذراست. در این جا کار جابه‌جایی، جریانی محوری را در نظر می‌گیریم. کار جابه‌جایی کاری است که در مرز یک سیستم ترمودینامیکی - وقتی که حجم یک سیال عامل تغییر می‌کند - اتفاق می‌افتد؛ بنابراین این نوع کار مربوط به تغییر حجم یک سیال عامل در فرآیند انبساطی یا تراکمی می‌شود. این کمیت، در یک فرآیند انبساطی، مثبت و در یک فرآیند تراکمی، منفی است. مثال متداول در این مورد، سیستم بسته نشان داده شده در شکل ۱-۱ است که از یک پیستون - سیلندر شامل یک سیال عامل تشکیل می‌شود.

با تعریف کار به عنوان حاصل عمل یک نیرو در یک فاصله، معادله زیر (شکل ۱-۱) کار جابه‌جایی بی‌نهایت کوچک را به دست می‌دهد:

$$dw = Fdx = pAdx = pdv \quad \text{J/kg} \quad (1-14)$$

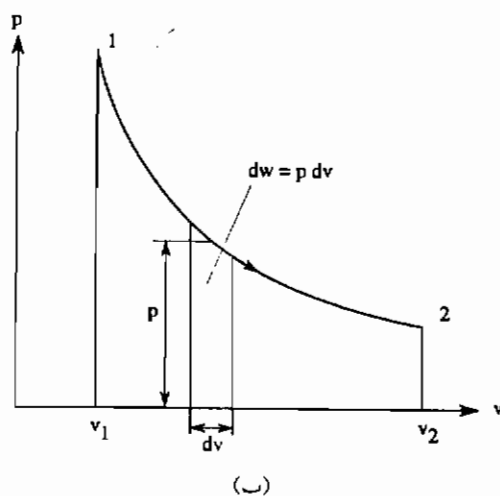
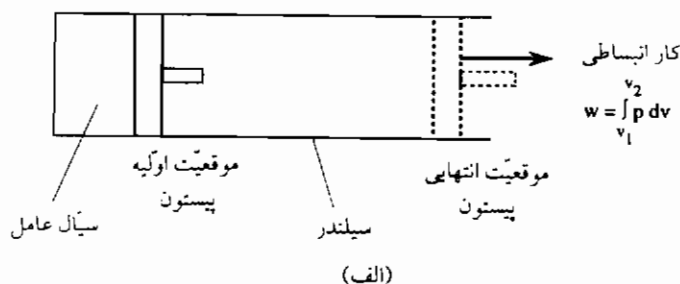
که در آن F نیرو بر حسب N ، dx فاصله در جهت نیرو و بر حسب m ، p فشار بر حسب Pa ، A مساحت سطح مقطع سیستم بر حسب m^2 ، و v حجم مخصوص سیال عامل بر حسب m^3/kg است. کار جابه‌جایی ویژه با انتگرال‌گیری به دست می‌آید:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} pdv \quad \text{J/kg} \quad (1-15)$$

کار جابه‌جایی کل برای جرم m می‌شود:

$$W = mw = m \int_{v_1}^{v_2} pdv \quad \text{J} \quad (1-16)$$

بدین ترتیب دیده می‌شود که کار جابه‌جایی، بستگی به رابطه بین دو پارامتر سیال عامل - یعنی فشار و حجم مخصوص v آن در یک فرآیند ترمودینامیکی (فرآیند حجم ثابت، فشار ثابت، دما ثابت، آدیاباتیک، یا پلی‌تروپیک) - دارد.



شکل ۱-۱. سیستم بسته ترمودینامیکی برای تبدیل گرما به کار: الف. آرایش سیلندر، پیستون با یک سیال عامل، ب. کار جابه‌جایی، یک فرآیند انبساطی روی نمودار $p-v$.

برای یک فرآیند ترمودینامیکی انبساطی یا تراکمی معینی از سیال عامل، انتگرال معادله (۱-۱۵) یا (۱-۱۶) معادلات (۱-۲۰) - (۱-۱۷) را به دست می‌دهد.

برای یک فرآیند فشار ثابت - یعنی در ثابت p - داریم:

$$w = p(v_2 - v_1) \quad \text{J/kg} \quad (1-17)$$

برای یک فرآیند انبساطی یا تراکمی آدیاباتیکی برگشت پذیر - یعنی در ثابت s (ثابت $pv^k = \text{ثابت}$) - داریم:

$$w = (p_2 v_2 - p_1 v_1) / (k - 1) \quad \text{J/kg} \quad (1-18)$$

برای یک فرآیند انبساطی یا تراکمی دما ثابت - یعنی (ثابت $p v$) - داریم :

$$w = p_1 v_1 \ln (v_2/v_1) = p_1 v_1 \ln (p_1/p_2) \quad \text{J/kg} \quad (1-19)$$

برای یک فرآیند انبساطی یا تراکمی پلی تروپیک - یعنی (ثابت $p v^n$) - داریم :

$$w = (p_2 v_2 - p_1 v_1)/(n - 1) \quad \text{J/kg} \quad (1-20)$$

برای به دست آوردن کار جابه جایی کلی، مقادیر کار ویژه w محاسبه شده در معادلات (1-20) - (1-17) باید در جرم m سیال عامل موجود در سیستم ضرب شود. برای یک فرآیند حجم ثابت - یعنی در ثابت v - مقدار کار صفر است.

کار جریانی

کار جریانی، کار لازم برای جابه جا کردن سیال عامل به داخل و یا خارج از مرزهای یک سیستم باز است (شکل 1-2). این کار عبارت است از :

$$dw_{\text{جریان}} = d(pv) \quad \text{J/kg} \quad (1-21)$$

$$W_{\text{جریان}} = p_2 V_2 - p_1 V_1 \quad \text{J} \quad (1-22)$$

کار محوری

کار محوری، کاری است که بر روی محور یک موتور حرارتی از قبیل توربین یا یک ماشین از قبیل کمپرسور، پمپ یا دمنده ای که به منظور افزایش فشار سیال به کار می رود، اندازه گیری می شود. این کار محوری برای توربینها مقداری مثبت و برای کمپرسورها، پمپها، یا دمنده ها منفی است. کار محوری، تفاوت بین کار جابه جایی و کار جریانی است؛ بنابراین کار محوری برای تغییر بی نهایت کوچکی در حالت سیال عامل به صورت زیر داده می شود :

$$dw_{\text{محوری}} = dw - dw_{\text{جریان}} = dw - d(pv) = p dv - (p dv + v dp) = -v dp \quad \text{J/kg} \quad (1-23)$$

برای یک تغییر معین در حالت سیال عامل، داریم :

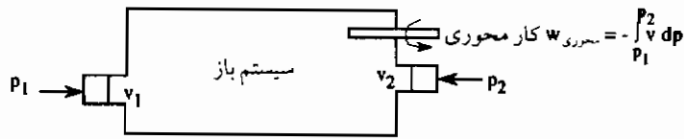
$$w_{\text{محوری}} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad \text{J/kg} \quad (1-24)$$

$$W_{\text{محوری}} = m w_{\text{محوری}} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad \text{J} \quad (1-25)$$

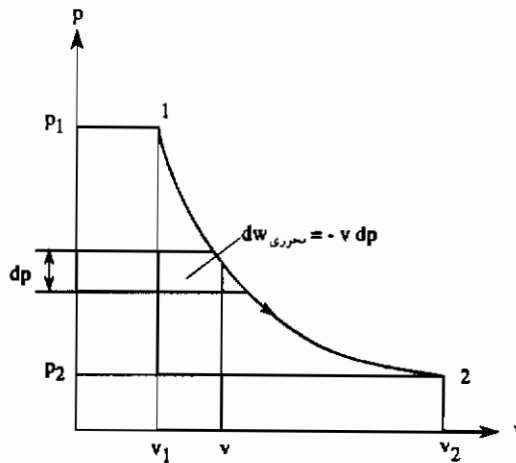
در غیر این صورت داریم :

$$w_{\text{محوری}} = w - (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad \text{J/kg} \quad (۱-۲۶)$$

$$W_{\text{محوری}} = m w_{\text{محوری}} = W - (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad \text{J} \quad (۱-۲۷)$$



(الف)



(ب)

شکل ۱-۲. سیستم باز ترمودینامیکی برای تبدیل حرارت به کار :

الف - طرح سیستم؛ ب - کار محوری یک فرآیند انبساطی بر روی یک نمودار $p-v$.

که در آن $w_{\text{محوری}}$ ، w و جریانی \dot{w} به ترتیب کار محوری ویژه، کار جابه جایی، و کار جریانی برحسب J/kg، v حجم مخصوص سیال عامل برحسب m^3/kg و dp تغییر در فشار برحسب Pa است؛ برای مثال، کار محوری در انبساط یا تراکم آدیاباتیک سیال عامل می شود :

$$W_{\text{محوری}} = (p_2 V_2 - p_1 V_1)k / (k - 1) = mR(T_2 - T_1)k / (k - 1) = m c_p (T_2 - T_1) \quad \text{J} \quad (۱-۲۸)$$

لذرت

نرخ انتقال انرژی یا کار انجام گرفته در ثانیه، «قدرت» است :

$$P = dW/dt \quad W \quad (1-29)$$

واحد اصلی قدرت، «وات» است ($1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$). واحدهای دیگر قدرت $1 \text{ kW} = 10^3 \text{ W}$ ، $1 \text{ MW} = 10^6 \text{ W}$ و $1 \text{ GW} = 10^9 \text{ W}$ هستند.

گرما

انرژی حرارتی در حالت گذرا «گرما» است. گرما می تواند به سیستم اضافه و یا از آن گرفته شود. به طور کلی برای یک تغییر بی نهایت کوچک در آنتروپی سیال عامل، گرمای اضافه شونده یا گرفته شده از یک سیستم برای یک یا $m \text{ kg}$ سیال عامل به صورت زیر داده می شود :

$$dq = T ds \quad \text{J/kg} \quad (1-30)$$

$$dQ = mdq = T dS \quad \text{J} \quad (1-31)$$

که در آن T دما بر حسب K ، ds تغییر در آنتروپی ویژه سیال عامل بر حسب J/(kg K) ، و $dS = mds$ تغییر آنتروپی بر حسب J/K است.

کمیت گرما مانند کار، بستگی به فرآیند ترمودینامیکی دارد؛ یعنی بسته به رابطه بین دو پارامتر دما و آنتروپی سیال عامل است :

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds \quad \text{J/kg} \quad (1-32)$$

$$Q = mq = \int_{s_1}^{s_2} T dS \quad \text{J} \quad (1-33)$$

گرمای اضافه شونده به سیال عامل، مثبت و گرفته شده از آن، منفی است؛ بنابراین برای یک فرآیند آدیاباتیک (ثابت $p v^k$) مقدار آنتروپی s ثابت و گرما برابر صفر است. کمیت گرما برای یک فرآیند دما ثابت (ثابت T) می شود :

$$q = T(s_2 - s_1) \quad \text{J/kg} \quad (1-34)$$

$$Q = mq = T(S_2 - S_1) \quad \text{J} \quad (1-35)$$

که در آن T دما بر حسب K ، s_1 و s_2 آنتروپی ویژه سیال عامل در حالت های اولیه و انتهایی بر حسب

$J/(kg \ K)$ ، و S_1 و S_2 آنتروپی سیال عامل در حالت‌های اولیه و انتهایی برحسب J/K هستند. اگر تغییر دما در یک فرآیند ترمودینامیکی از قبیل فرآیند حجم ثابت یا فشار ثابت معلوم باشد (و غیرصفر)، کمیت گرما توسط معادلات (۱-۳۶) و (۱-۳۷) داده می‌شود. برای یک فرآیند حجم ثابت (ثابت v) و با یک گاز کامل به عنوان سیال عامل، داریم:

$$Q = mc_v(T_2 - T_1) \quad J \quad (1-36)$$

که در آن m جرم سیال عامل برحسب kg ، c_v گرمای ویژه با حجم ثابت سیال عامل برحسب $J/(kg \ K)$ ، و T_1 و T_2 به ترتیب دمای اولیه و انتهایی سیال عامل برحسب K هستند. برای یک فرآیند فشار ثابت (ثابت p) با یک گاز کامل به عنوان سیال عامل، داریم:

$$Q = mc_p(T_2 - T_1) \quad J \quad (1-37)$$

که در آن c_p گرمای ویژه در فشار ثابت سیال عامل برحسب $J/(kg \ K)$ است؛ بنابراین داریم:

$$c_p = c_v + R \quad J/(kg \ K) \quad (1-38)$$

$$c_p/c_v = k \quad (1-39)$$

که در آن R ثابت گاز سیال عامل (گاز کامل) برحسب $J/(kg \ K)$ ، و k ثابت نمایی فرآیند آنتروپی ثابت است (برای هوا و گازهای دیگر با دواتم در مولکول آنها، برابر $1/4$ است).

بقای انرژی

اصل بقای انرژی بیانگر این است که انرژی نمی‌تواند خلق یا معدوم شود، بلکه فقط می‌تواند به‌اشکال دیگر آن با کمیت‌های معادل تبدیل گردد. کار تمام دستگاه‌های بقای انرژی بر مبنای این اصل است. معادله انرژی، تشریح ریاضی اصل بقای انرژی برای یک سیستم ترمودینامیکی است که جهت تبدیل گرما به انرژی مکانیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. این معادله قانون اول ترمودینامیک برای یک حجم کنترل مربوط به یک سیستم باز با جریان پایدار (دائمی) است. قانون اول ترمودینامیک بیانگر این است که گرمای Q انتقال یافته به حجم کنترل برابر با کار محوری W و مجموع تغییرات در انرژی داخلی ΔU ، تغییرات در کار جریانی $\Delta(pV)$ ، تغییرات در انرژی جنبشی ΔE_k ، و تغییرات در انرژی پتانسیل ΔE_p است؛ بنابراین معادله انرژی برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۱-۳) به صورت زیر داده می‌شود:

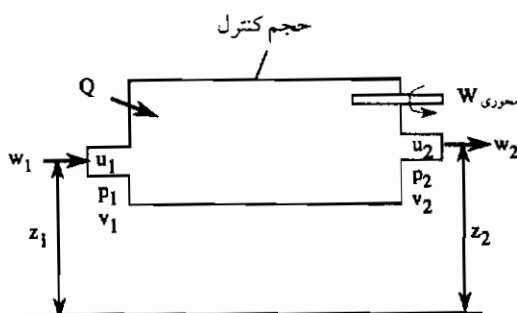
$$Q = W + \Delta U + \Delta(pV) + \Delta E_k + \Delta E_p \quad J \quad (1-40)$$

مجموع تغییرات در انرژی داخلی ΔU و کار جریانی $\Delta(pV)$ می تواند با تغییر در انتالپی جایگزین شود :

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(pV) = U_2 - U_1 + p_2 V_2 - p_1 V_1 \quad \text{J} \quad (1-41)$$

تغییر در انرژی جنبشی سیال عامل برابر است با :

$$\Delta E_k = 1/2 m (w_2^2 - w_1^2) \quad \text{J} \quad (1-42)$$



شکل ۱-۳. انرژی در حال جریان در حجم کنترل یک سیستم باز ترمودینامیکی.

که در آن w_1 و w_2 به ترتیب سرعت سیال عامل در ورودی و خروجی سیستم برحسب m/s هستند. تغییر در انرژی پتانسیل آن برابر است با :

$$\Delta E_p = gm(z_2 - z_1) = gm \Delta z \quad \text{J} \quad (1-43)$$

که در آن z_1 و z_2 به ترتیب ارتفاع ورودی و خروجی سیستم، براساس یک سطح مرجع اختیاری برحسب m هستند.

در بیشتر موارد در موتورهای حرارتی (توربینهای گازی و بخار) می توان Δz و بنابراین ΔE_p را نادیده گرفت. در این صورت معادله (۱-۴۰) را می توان این گونه نوشت :

$$Q = W_{حرری} + \Delta H + \Delta E_k \quad \text{J} \quad (1-44)$$

کار محوری ویژه و قدرت تئوری نهایی، برای یک مورد عملی خیلی مهم در یک فرآیند انبساطی آدیاباتیک در یک توربین گازی یا بخار ($Q = \Delta E_k = 0$) به ترتیب عبارتند از :

$$w_{حرری} = -\Delta h = h_1 - h_2 \quad \text{J/kg} \quad (1-45)$$

$$P_1 = m w_{حرری} = m(h_1 - h_2) \quad \text{W} \quad (1-46)$$

که در آن m نرخ جریان جرم سیال عامل برحسب kg/s و h_1 و h_2 انتالپی ویژه سیال عامل به ترتیب در ورودی و خروجی سیستم برحسب J/kg هستند.

ذخایر و منابع انرژی

منابع انرژی به صورت متداول و غیرمتداول وجود دارند؛ منابع انرژی متداول مربوط به سوختهای فسیلی و سوختهای تولیدی به صورت مصنوعی می شوند. منابع انرژی غیرمتداول، شامل انرژی هسته ای و منابع انرژی تجدیدشونده هستند. منابع انرژی تجدیدشونده - که غیرمتداول نیز نامیده می شوند - عبارتند از: انرژی خورشیدی، باد، آب، زمین گرمایی، موج و جزر و مد و انرژی مربوط به جسم موجودات زنده. آمار انرژی اولیه مصرفی در دنیا در جدول (۱-۱) ارائه می شود (ب. پ^۱ مرور آماری انرژی در دنیا، ۱۹۹۴).

جدول ۱-۱. مصرف انرژی اولیه در دنیا

ناحیه	Mtoe	EJ	PWh
دنیا	۷۸۰۴/۳	۳۳۷/۱۴	۹۳/۶۵
آفریقا	۲۲۰/۹	۹/۵۴	۲/۶۵
آسیا و استرالیا	۱۹۲۴/۷	۸۳/۱۶	۲۳/۱۰
اروپا (بدون کشورهای OECD) ^۱	۱۳۸۷/۷	۵۹/۹۴	۱۶/۶۵
اروپا (کشورهای OECD)	۱۴۱۱/۹	۶۰/۹۸	۱۶/۹۴
آمریکای لاتین	۳۸۷/۴	۱۶/۷۴	۴/۶۵
خاورمیانه	۲۶۱/۰	۱۱/۲۷	۳/۱۳
آمریکای شمالی	۲۲۱۰/۷	۹۵/۵۰	۲۶/۵۳
ایالات متحده	۱۹۹۶/۰	۸۶/۲۲	۲۳/۹۵

Mtoe = میلیون تن معادل نفت ، 1 EJ = 10^{18} J ، 1 PWh = 10^{15} Wh

جدول ۱-۲. ذخایر انرژی دنیا، مصرف و منابع سوختهای فسیلی

سوخت	ذخایر انرژی EJ	مصرف EJ	منابع به سال
زغال سنگ	۳۰۲۲۶	۱۳۵	۲۲۴
نفت	۵۷۹۰	۱۲۹	۴۵
گاز طبیعی	۴۹۷۰	۷۶	۶۵

1 EJ = 10^{18} J

1. BP [British Petroleum]

2. OECD (Organization for Economic Co-Operation and Development)

جدول ۱-۳. نسبت ذخایر موجود به تولید برای سوخت‌های فسیلی به سال

سوخت	زغال سنگ	نفت	گاز طبیعی
دنیا	۲۲۴	۴۵	۶۵
اروپا بدون کشورهای OECD	۳۲۵	۱۸	۶۸
اروپا با کشورهای OECD	۲۳۰	۱۰	۱۵
LDCs	۱۶۰	۶۳	۱۵۳

LDCs = آمریکای لاتین، خاورمیانه، آفریقا، و آسیای بدون OECD

جدول ۱-۴. تولید سالیانه انرژی هسته‌ای در دنیا

ناحیه	انرژی هسته‌ای 10^9 kWh
دنیا	۶۷۰۰
اروپا بدون OECD	۸۳۰
اروپا با OECD	۲۴۴۰
LDCs	۳۸۰
آمریکای شمالی	۲۲۶۰

LDCs = آمریکای لاتین، خاورمیانه، آفریقا، و آسیای بدون OECD

ذخایر سوخت فسیلی

ذخایر سوخت فسیلی در دنیا محدود است. جدول (۱-۲) حاوی اطلاعاتی در مورد ذخایر جهانی انرژی سوخت فسیلی (زغال سنگ، نفت، و گاز طبیعی) و مصرف آن و همچنین منابع مربوطه است (ب پ مرور آماری انرژی دنیا، ۱۹۹۴). جدول (۱-۳) حاوی اطلاعات در مورد نسبت ذخایر سوخت‌های فسیلی موجود به تولید آن بر حسب سال است (ب پ مرور آماری انرژی دنیا، ۱۹۹۴).

تولید انرژی هسته‌ای

اطلاعات در مورد تولید و مصرف سالیانه انرژی هسته‌ای در دنیا در جدول (۱-۴) داده شده است (ب پ مرور آماری انرژی دنیا، ۱۹۹۴).

منابع انرژی تجدیدشونده

انرژی خورشیدی مهمترین منبع انرژی برای بشر است (بویل^۱، ۱۹۹۶؛ بورنهم^۲، ۱۹۹۳). مقدار سالیانه انرژی خورشیدی بر خوردکننده به زمین حدوداً ۱۳۰۰۰ برابر بیشتر از مصرف سالیانه انرژی سوختهای فسیلی و هسته ای و انرژی آب در دنیا است. این مقدار انرژی حدوداً ۱۶۰ برابر ذخایر انرژی سوختهای فسیلی است.

اطلاعات در مورد تشعشع خورشیدی خارج از جو و تشعشع خورشیدی بر خوردکننده به زمین در جدول (۱-۵) داده می شود (بویل، ۱۹۹۶).

هم اکنون انرژی آب پر مصرفترین نوع انرژی از انواع منابع انرژی تجدیدشونده است. اطلاعات در مورد تولید و مصرف سالیانه الکتریسته از آب در دنیا در جدول (۱-۶) ارائه می شود (ب پ مرور آماری انرژی دنیا، ۱۹۹۴).

جدول ۱-۵. تشعشع خورشیدی داخل و خارج جو و انرژی باد

شار انرژی سالیانه		قدرت	
10^{24} J	10^{18} kWh	10^{14} kW	
۵٫۶	۱٫۵۶	۱٫۷۸	تشعشع خورشیدی خارج از جو
۳٫۷	۱٫۰۳	۱٫۲۰	تشعشع خورشیدی در سطح زمین

جدول ۱-۶. تولید و مصرف سالیانه الکتریسته از آب در دنیا

ناحیه	الکتریسته از آب kWh 10^9
دنیا	۲۴۰۰
اروپا بدون کشورهای OECD	۳۰۰
اروپا (کشورهای OECD)	۴۷۰
LDCs	۸۴۰
آمریکای شمالی	۶۱۵

آمریکای لاتین، خاورمیانه، آفریقا، و آسیا بدون OECD = LDCs

جدول ۷-۱. تخمین منابع انرژی قابل احیا

منبع انرژی	پتانسیل منبع TW	شار انرژی قابل بازیافت TW
خورشیدی	۹۰۰۰۰	۱۰۰۰
باد	۱۲۰۰	۱۰
قدرت آب	۳۰۰۰	
زمین گرمایی	۳۰	کاربردی ندارد
جزر و مدی	۳۰	۰/۱
موج	۳	۰/۵
انرژی ذخیره شده، PWh		
مربوط به اجسام زنده (گیاهان)	۳۹۴۰	کاربردی ندارد
زمین گرمایی	$۸/۸ \times 10^{11}$	> 400

منبع: بویل (۱۹۹۶).

تخمینهای متفاوتی از منابع انرژی تجدیدشونده در دنیا وجود دارند. جدول (۷-۱) حاوی بعضی از اطلاعات در مورد تخمین منابع انرژی تجدیدشونده و شار انرژی قابل بازیافت برحسب تترارات^۱ ($1 \text{ TW} = 10^{12} \text{ W}$) و همچنین انرژی ذخیره شده در اجسام موجودات زنده و انرژی زمین گرمایی برحسب پتاوات^۲ - ساعت ($1 \text{ PWh} = 10^{15} \text{ Wh}$) است.

مسائل

۱-۱ یک کیلوگرم هوا از حالت اولیه 12°C و $0/97$ بار به فشار نهایی 14 بار به صورت آیزنتروپیک متراکم می شود؛ موارد داده شده را محاسبه کنید: الف- دمای نهایی هوا؛ ب- کار جابه جایی؛ ج- کار محوری؛ د- تغییر در انرژی داخلی هوا؛ ه- تغییر در انتالپی هوا. فرض کنید که ثابت گاز برای هوا 287 J/(kg K) ، ثابت نمایی آیزنتروپیک k برابر $1/4$ ، و گرمای ویژه هوا در حجم ثابت برابر 718 J/(kg K) و در فشار ثابت 1005 J/(kg K) است.

۱-۲ مقدار 200 kg/s هوا در فشار ثابت $1/47 \text{ MPa}$ از 330°C به 1150°C گرم می شود. موارد داده شده را محاسبه کنید: الف- نرخ کار جابه جایی؛ ب- نرخ گرمای اضافه شونده؛ ج- نرخ تغییر در انرژی داخلی هوا؛ د- نرخ تغییر در انتالپی هوا. فرض کنید که ثابت گاز برای هوا

(287 J/(kg K)) ، ثابت نمایی آیزنتروپیک k برابر $1/4$ ، و گرمای ویژه هوا در حجم ثابت برابر (718 J/(kg K)) و در فشار ثابت (1005 J/(kg K)) است .

۱-۳ اثر تغییرات دماهای گرمای متوسط اضافه شونده و گرمای پس گرفته شده بر روی راندمان حرارتی یک چرخه موتور حرارتی اختیاری را تعیین کنید؛ فرض کنید که : الف - دمای متوسط گرمای اضافه شونده از 450°C به 620°C در دمای گرمای پس داده شده ثابت 300°C افزایش می یابد ؛ ب - دمای متوسط گرمای پس داده شده از 300°C به 350°C در دمای گرمای اضافه شونده ثابت 570°C تغییر می کند .

مراجع

- Boyle, G., ed. 1966. *Renewable energy: Power for a sustainable future*. Oxford University Press.
 BP Statistical Review of World Energy. June 1994.
 Burnham, L., ed. 1993. *Renewable energy: Sources for fuels and electricity*. Washington, D.C.: Island Press.
 Culp, A. 1991. *Principles of energy conversion*. New York: McGraw-Hill.
 Decher, R. 1994. *Energy conversion*. Oxford University Press.
 Khartchenko, N. V. 1995. *Thermische Solaranlagen* (in German). Berlin: Springer.

فصل دوم

احتراق سوخت و گازسازی

مبانی احتراق سوخت و گازسازی از زغال سنگ، دو موضوع مهم این فصل است. ابتدا اطلاعات مربوط به ترکیب سوخته‌های جامد، مایع و گازی و ارزش حرارتی آنها ارائه می‌شود، سپس محاسبات احتراق سوخت استوکیومتری^۱ (با نسبت صحیح شیمیایی) و احتراق سوخت واقعی تشریح می‌گردد. این توضیحات شامل محاسبه مقدار لازم هوا جهت احتراق و حجمهای محصولات مربوط به آن و همچنین محاسبه ترکیبات آنها بر حسب کسرهای مولی اجزای گاز دودکش هستند. به علاوه، فرمولهایی برای محاسبه دمای احتراق آدیاباتیک و نسبت هوای اضافی ارائه می‌گردد.

قسمت دوم این فصل مروری است بر مبانی گازسازی از زغال سنگ شامل استوکیومتری و همچنین تبدیل کسرن، گازسازی و راندمانهای حرارتی. همچنین ظرافت فرآیندهای گازسازی از زغال سنگ و انواع مولدهای گازسازی شامل بنتر ثابت لورجی^۲ و بریتیش گاز^۳ و لورجی (BGL)، بنتر بادافشان وینکلر^۴ و دما بالای وینکلر، و مولد گازسازی ادغامی جریان کاپرز-توتزک^۵ همراه با انواع مولدهای اختصاصی گازسازی نیز تشریح می‌شود.

1. stoichimetic

2. fixed bed lurgi

3. British gas

4. Winkler

5. Koppers-Totzek

ترکیب سوخت و ارزش حرارتی

اجزای سوخت جامد

آنتراسیست (زغال سنگ خشک)، زغال سنگ چرب^۱ (قیری)، لینیت (قهوه ای)، چوب، زغال سنگ نارس^۲ (تورب) و مواد زاید جامد به عنوان سوختهای جامد مورد استفاده قرار می گیرند. احتراق سوخت جامد شامل چندین مرحله است: گرمادیدن و خشک شدن؛ آتش زایی و تشکیل چار^۳؛ و مشتعل شدن و سوختن مواد فرار و چار. وقتی که زغال سنگ تا دمای نسبتاً پایینی گرم می شود، مواد فرار آزاد می گردد و چار تشکیل می شود. مقدار مواد فرار برای آنتراسیست بین ۳ و ۱۰٪ و برای زغال سنگ چرب با مواد فرار بالا بین ۲۸ و ۵۰٪ است. این مواد شامل قیر، روغن، فنول، و گازهای هیدروکربن هستند. این مواد در دمای بالا شکسته شده و به مواد H_2O ، CO_2 ، H_2 ، CO و اکسیده می شوند.

تمام سوختها شامل اجزای احتراقی و غیراحتراقی هستند. اجزای احتراقی یک سوخت عبارت از کربن، هیدروژن، و گوگرد است و اجزای غیراحتراقی آن نیتروژن، خاکستر و رطوبت است. خاکستر، گوگرد و رطوبت به دلیل پایین آوردن کیفیت زغال سنگ، از اجزای غیرمطلوب هستند. نسبت رطوبت موجود در یک سوخت جامد کاملاً متغیر است و بستگی به نوع سوخت و طرز استفاده از آن دارد. لینیت خام بالاترین درصد رطوبت - یعنی در حدود ۶۰-۴۰٪ - در میان انواع زغال سنگها را داراست. رطوبت موجود در زغال سنگهای چرب معمولاً ۱-۳٪ و در مورد کک ۸-۳٪ است. خاکستر موجود در زغال سنگهای چرب برابر با ۱۰-۸٪، در آنتراسیست ۶-۳٪، و در لینیت ۸-۳٪ است. انتخاب روش احتراق و نوع مواد محترقه و همچنین دمای خروجی کوره شدیداً تحت تأثیر ترکیبات و خواص خاکستر و به خصوص دمای ملایم شدن خاکستر است. مولدها و دیگهای بخار آب عملاً با تمام انواع سوختها شامل لینیتها، زغال سنگهای چرب، فضولات و زباله های قابل احتراق، روغنهای سوختی سنگین، گاز طبیعی، و انواع دیگر گازهای سوختی می توانند کار کنند.

تجزیه و تحلیل تقریبی و نهایی زغال سنگ

ترکیبات زغال سنگ معمولاً توسط تجزیه و تحلیل تقریبی و نهایی ارائه می شوند (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱). این تجزیه و تحلیلها می توانند بر مبنای شرایط دریافتی یا شرایط سوختنی و همچنین

1. bituminous

2. char

3. peat

بر مبنای شرایط خشک و بدون خاکستر آن داده شوند. قبل از شروع واقعی احتراق زغال سنگ، فرآیند خارج سازی مواد فرّار با گرم کردن در دمای بالاتر اتفاق می افتد؛ بنابراین مواد فرّار از زغال سنگ آزاد می شوند.

تجزیه و تحلیل تقریبی یک زغال سنگ محتویات کربن ثابت (FC)، مواد فرّار (VM)، خاکستر (A)، و رطوبت (M) را به صورت کسر جرمی به دست می دهد. تجزیه و تحلیل تقریبی زغال سنگ در شرایط سوختنی (daf) عبارت است از:

$$(FC + VM + A + M)_{af} = 1 \quad (2-1)$$

به علاوه محتویات گوگرد (S) و ارزش گرمایی بالایی زغال سنگ (HHV) به ترتیب به صورت کسر جرمی و برحسب kJ/kg داده می شوند. تعریف ارزش حرارتی یک سوخت در قسمت بعدی ارائه خواهد شد.

برای تبدیل تجزیه و تحلیل تقریبی در شرایط سوختنی بر مبنای خشک و بدون خاکستر (daf)، باید مقادیر FC_{daf} و VM_{daf} داده شده در بالا را بر $(1 - A - M)$ تقسیم کنیم؛ بنابراین، برای تجزیه و تحلیل تقریبی بر مبنای (daf)، داریم:

$$FC_{daf} = FC_{af} / (1 - A - M) \quad (2-2)$$

$$VM_{daf} = VM_{af} / (1 - A - M) \quad (2-3)$$

$$(FC + VM)_{daf} = 1 \quad (2-4)$$

محتویات گوگرد و کمیت HHV زغال سنگ به صورت زیر تبدیل می شوند:

$$S_{daf} = S_{af} / (1 - A - M) \quad (2-5)$$

$$HHV_{daf} = HHV_{af} / (1 - A - M) \quad (2-6)$$

تجزیه و تحلیل نهایی زغال سنگ، یک تجزیه و تحلیل عنصری است. تجزیه و تحلیل نهایی بر مبنای daf، کسر جرمی کربن (C)، هیدروژن (H)، گوگرد (S)، اکسیژن (O)، و نیتروژن (N) را به دست می دهد؛ بنابراین:

$$(C + H + S + O + N)_{daf} = 1 \quad (2-7)$$

برای تبدیل مقادیر daf به مقادیر af باید آنها را در $(1 - A - M)$ ضرب کرد؛ بنابراین:

$$C_{af} = C_{daf}(1 - A - M) \quad (۲-۸)$$

$$H_{af} = H_{daf}(1 - A - M) \quad (۲-۹)$$

$$S_{af} = S_{daf}(1 - A - M) \quad (۲-۱۰)$$

$$O_{af} = O_{daf}(1 - A - M) \quad (۲-۱۱)$$

$$N_{af} = N_{daf}(1 - A - M) \quad (۲-۱۲)$$

تجزیه و تحلیل نهایی af نه تنها نسبت جرمی این عناصر را، بلکه جرم خاکستر و رطوبت را نیز به دست می دهد؛ بنابراین :

$$(C + H + S + O + N)_{af} + A + M = 1 \quad (۲-۱۳)$$

مثال ۱-۲

تجزیه و تحلیل تقریبی daf برای یک زغال سنگ چرب به این شرح است (برحسب درصد جرم) :
 $VM_{daf} = 39.5\%$ و $FC_{daf} = 60.5\%$. محتویات گوگرد، خاکستر و رطوبت به ترتیب برابر $S = 4\%$ ،
 $A = 5\%$ و $M = 10\%$ است . تجزیه و تحلیل نهایی daf زغال سنگ برحسب کسر جرمی عبارت است از :
 $C_{daf} = 0.83$ ، $H_{daf} = 0.055$ ، $S_{daf} = 0.04$ ، $O_{daf} = 0.06$ و $N_{daf} = 0.015$.
 تجزیه و تحلیل تقریبی و نهایی af این زغال سنگ را تعیین کنید .

حل

۱- برای تبدیل تجزیه و تحلیل تقریبی daf به مبنای af فاکتور تبدیل می شود :
 $1 - A - M = 1 - 0.05 - 0.1 = 0.85$.
 بنابراین تجزیه و تحلیل تقریبی af برحسب درصد جرمی می شود :

$$VM_{af} = 0.85VM_{daf} = 0.85 \times 39.5 = 33.6\%$$

$$FC_{af} = 0.85FC_{daf} = 0.85 \times 60.5 = 51.4\%$$

$$A = 5\%$$

$$M = 10\%$$

$$Total = 100\%$$

۲- بنابراین تجزیه و تحلیل نهایی af برحسب کسر جرمی می شود :

$$C_{af} = 0.85 C_{daf} = 0.85 \times 0.83 = 0.705$$

$$H_{af} = 0.85 H_{daf} = 0.85 \times 0.055 = 0.047$$

$$S_{af} = 0.85 S_{daf} = 0.85 \times 0.04 = 0.034$$

$$O_{af} = 0.85 O_{daf} = 0.85 \times 0.06 = 0.051$$

$$N_{af} = 0.85 N_{daf} = 0.85 \times 0.015 = 0.013$$

$$A = 0.05$$

$$M = 0.10$$

$$\text{Total} = 1$$

گرمای احتراق

کاربرد قانون اول ترمودینامیک در یک فرآیند احتراقی در یک حجم کنترل (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱؛ بارتوک و ساروفیم^۱، ۱۹۹۱؛ اسموت و اسمیت^۲، ۱۹۸۵؛ مریک^۳، ۱۹۸۴) عبارت است از:

$$H_r = H_{fp} - H_{fr} \quad (2-14)$$

که در آن H_r گرمای (انتالپی) واکنش (یک مقدار منفی برای فرآیند احتراق)، H_{fp} گرمای (انتالپی) تشکیل محصولات و برابر تعداد مول ضرب در انتالپی بر مول، و H_{fr} گرمای (انتالپی) تشکیل واکنش کننده ها هستند. این مقادیر بر مبنای دمای 25°C (298 K) و ۱ بار شناخته می شوند.

ارزش گرمایی سوخت (HV) عبارت است از مقدار گرمای آزاد شده از هر مول آن، البته وقتی که کاملاً سوزانده شده و محصولات احتراق تا دمای اولیه سوخت سرد شده باشد؛ بنابراین:

$$HV = -H_r \quad \text{kJ/mol} \quad (2-15)$$

ولی برای منظوره‌های کاربردی، HV معمولاً بر مبنای واحد جرم برحسب kJ/kg داده می شود. این کمیت در مورد سوخته‌های گازی بر مبنای واحد حجم و برحسب kJ/m^3 در شرایط استاندارد 0°C و 101.3 kPa داده می شود. دو مقدار برای ارزش حرارتی یک سوخت استفاده می شود (ارزش حرارتی بالایی و ارزش حرارتی پایینی). اگر آب در محصولات احتراق به صورت بخار باقی بماند، در این صورت ارزش حرارتی پایینی سوخت نامیده می شود (LHV). اگر بخار آب در محفظه احتراق تقطیر شود، در آن صورت ارزش حرارتی بالایی سوخت (HHV) به دست آمده است.

مقدار HHV برای آتراسیت و زغال سنگهای چرب را می توان توسط معادله دولانگ^۱ تخمین زد (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱؛ بارتوک و ساروفیم، ۱۹۹۱؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴).

$$\text{HHV} = 33.95C + 144.2(H - O/8) + 9.4S \quad \text{MJ/kg} \quad (2-16)$$

که در آن C، H، O و S کسر جرمی کربن، هیدروژن، اکسیژن، و گوگرد در تجزیه و تحلیل نهایی af سوخت است.

با تفریق انتالپی تبخیر آب موجود در گاز دودکش از HHV مقدار LHV به دست می آید. به عنوان یک قاعده کلی، محصولات احتراق کوره را در دمایی ترک می کنند که در آن بخار آبی تقطیر نگردد؛ بنابراین غالباً LHV مورد استفاده قرار می گیرد.

جدول ۲-۱ ترکیب متوسط، ارزش حرارتی بالایی (HHV)، و ارزش حرارتی پایینی (LHV) سوختهای جامد

LHV MJ/kg	HHV MJ/kg	درصد جرمی تجزیه و تحلیل نهایی (daf)					نوع سوخت	٪ خاکستر	٪ آب
		N	O	S	H	C			
۲۷-۳۴	۲۹-۳۵	۰٫۶-۲	۴-۱۲	۰٫۷-۱٫۴	۴-۹	۸۰-۹۰	زغال سنگ سخت	۳-۱۲	۰-۱۰
							لینیت		
۸-۱۰٫۵	۱۰-۱۳	۰٫۵-۲	۱۵-۲۶	۰٫۵-۴	۵-۸	۶۵-۷۵	(زغال سنگ قهوه ای)	۲-۸	۵۰-۶۰
							آتراسیت		
۳۲٫۵-۳۴	۳۳٫۵-۳۵	۱-۱٫۵	۰٫۵-۴	۰٫۷-۱	۳-۴	۹۰-۹۴	(زغال سنگ خشک)	۲-۶	۰-۵

اگر دودکش در داخل کوره تازیر نقطه شبنم که در آن تقطیر بخار آب صورت می گیرد سرد شود، باید HHV مورد استفاده قرار گیرد. رابطه LHV برای هر سوختی می شود:

$$\text{LHV} = \text{HHV} - h_{fg}m_{\text{H}_2\text{O}} = \text{HHV} - 2.5(9H + M) \quad \text{MJ/kg} \quad (2-17)$$

که در آن h_{fg} انتالپی ویژه تبخیر برای آب (۲٫۵ MJ/kg در ۱۰۰°C و ۱ بار)، $m_{\text{H}_2\text{O}}$ جرم بخار آب در هر کیلوگرم سوخت، H هیدروژن موجود مطابق تجزیه و تحلیل نهایی سوخت، و M رطوبت موجود در سوخت است. مقادیر $m_{\text{H}_2\text{O}}$ ، H ، و M همه برحسب واحد kg/kg هستند.

جدول ۲-۱ ترکیب، HHV، و LHV انواع سوختهای جامد معمول را نشان می دهد.

مثال ۲-۲

مقدار HHV و LHV زغال سنگ چرب را محاسبه کنید که تجزیه و تحلیل نهایی af آن به شرح زیر است (برحسب کسر جرم): $C = 0.705$ ، $H = 0.047$ ، $S = 0.034$ ، $O = 0.051$ ، $N = 0.013$ ، $A = 0.05$ و $M = 0.1$.

حل

$$\text{HHV} = 33.95C + 144.2(H - O/8) + 9.4S = 30.11 \text{ MJ/kg}$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 2.5(9H + M) = 28.80 \text{ MJ/kg.}$$

سوختهای مایع

سوختهای مایع شامل هیدروکربنها و مقدار کمی از ترکیبات دیگر هستند. ترکیب سوختهای مایع مانند سوختهای جامد معمولاً به صورت تجزیه و تحلیل نهایی گزارش می شود. به دلیل اثر زیان آور دی اکسید گوگرد بر روی طبیعت، گوگرد جزئی نامطلوب از سوختهای مایع است. در نیروگاهها از محصولات روغن معدنی از قبیل سوخت نفتی سنگین^۱ (HFO) و سوخت نفتی سبک استفاده می شود. سوختهای نفتی مخلوطی از هیدروکربنها با ترکیبات شیمیایی گوگرد، نیتروژن، و اکسیژن هستند. ماده HFO در دمای محیط لزجت بالایی دارد و بنابراین قبل از سوزاندن باید پیش گرم شود (تا 80-140°C). سوختهای مایع در مشعلها توسط هوا، بخار آب، یا نیروی مکانیکی پودر (اتمیزه) می شوند. حاصل تقطیر سبک (نفت خام) عملاً بدون هیچ آلودگی جامدی می سوزند و بدین دلیل در اشتعال و احتراق در توربینهای گازی به کار گرفته می شوند. ترکیبات معمول و ارزش حرارتی سوختهای مایع در جدول ۲-۲ آورده شده است.

مقدار LHV برای محصولات روغن معدنی را می توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$\text{LHV} = 33.15C + 94.1H + 10.46(S - O) \text{ MJ/kg} \quad (2-18)$$

سوختهای گازی شکل

سوختهای گازی شامل گاز طبیعی و سوختهای گازی مصنوعی از قبیل محصول سوخت گازی، گاز کک، و بیوگاز هستند. ترکیبات سوختهای گازی معمولاً برحسب کسرهای مولی یا برحسب درصد حجمی در شرایط استاندارد (0°C و 101.3 kPa) داده می شوند.

جدول ۲-۲. دانسیته (در 20°C)، ترکیبات، ارزش حرارتی بالایی (HHV)،
و ارزش حرارتی پایینی (LHV) سوختهای مایع

LHV MJ/kg	HHV MJ/kg	% جرم ترکیبات				دانسیته kg/m ³	سوخت
		S	O + N	H	C		
۴۳	۴۵٫۵	۰٫۳	۰٫۵	۱۳-۱۴	۸۶-۸۷	۰٫۸۲-۰٫۸۶	سوخت نفتی سبک (شماره ۲)
۴۰	۴۲٫۵	۲	۱-۳	۱۱-۱۲	۸۴-۸۸	۰٫۹-۰٫۹۲	سوخت نفتی سنگین
۴۲٫۵	۴۷	-	-	۱۵	۸۵	۰٫۷۲-۰٫۸	بنزین
۴۱٫۵	۴۵	۰٫۶	۰٫۴	۱۳	۸۶	۰٫۸۴	گازوئیل

جدول ۲-۳. ترکیبات، ارزش حرارتی بالایی (HHV)، و ارزش حرارتی پایینی (LHV)، سوختهای گازی

LHV MJ/m ³	HHV MJ/m ³	% حجمی ترکیبات						سوخت گازی
		N ₂	CO ₂	H ₂	CO	C _n H _m	CH ₄	
۳۲-۳۸	۳۵-۴۲	۰٫۵-۸	۰٫۲-۱	۰-۲	۰-۳	۰-۱۵	۸۳-۹۴	گاز طبیعی
۵-۱۶٫۳	۵٫۳-۱۸٫۲	۵-۵۴	۴-۵	۱۸-۲۸	۱۲-۵۱	-	۰-۱۹	سوخت گازی

بنابراین:

$$H_2 + CO + CH_4 + C_nH_m + CO_2 + N_2 = 1 \quad (2-19)$$

که در آن H_2 ، CO ، CH_4 ، C_nH_m ، CO_2 ، و N_2 به ترتیب کسر مولی هیدروژن، منواکسید کربن، متان، هیدروکربنهای بالاتر، دی اکسید کربن و نیتروژن در گاز سوختی هستند. در این جا C_nH_m فرمول شیمیایی متداول برای تمام هیدروکربنها به جز برای متان، CH_4 ، است. مثالهای این هیدروکربنها عبارت است از: C_2H_6 برای اتان، C_3H_8 برای پروپان، C_4H_{10} برای بوتان، C_2H_4 برای اتیلن، و C_2H_2 برای استیلن. کسرهای مولی به معنای m^3 اجزای بر m^3 سوخت گاز (در شرایط استاندارد یعنی 0°C و 101.3 kPa) هستند.

ترکیبات معمول و ارزش حرارتی گاز طبیعی و سوخت گازی در جدول ۲-۳ داده می شود. مقدار HHV یا LHV یک سوخت گازی را می توان از ارزش حرارتی تک تک اجزای گاز محاسبه کرد.

$$HV = \sum r_i HV_i \quad (2-20)$$

که در آن r_i کسر مولی جزء (i) سوخت گازی خشک و HV_i ارزش حرارتی بالایی یا پایینی جزء (i) هستند. ارزش حرارتی اجزای سوخت گازی در جدول ۴-۲ داده شده است.

جدول ۴-۲. ارزشهای حرارتی پایینی (LHV) و ارزشهای حرارتی بالایی (HHV)، اجزای سوختهای گازی

گاز	فرمول شیمیایی	LHV, MJ/m ³	HHV, MJ/m ³
هیدروژن	H ₂	۱۰٫۸۱	۱۲٫۷۸
مونواکسید کربن	CO	۱۲٫۶۴	۱۲٫۶۴
متان	CH ₄	۳۵٫۹۳	۳۹٫۸۷
استیلن	C ₂ H ₂	۵۶٫۹	۵۸٫۹
اتیلن	C ₂ H ₄	۵۹٫۵۵	۶۳٫۵
اتان	C ₂ H ₆	۶۴٫۵	۷۰٫۴۵
پروپان	C ₃ H ₈	۹۳	۱۰۱
بوتان	C ₄ H ₁₀	۱۲۳٫۸	۱۳۴
سولفید هیدروژن	H ₂ S	۲۸٫۱۴	۳۰٫۳

جدول ۵-۲. جرم مولی و دانسیته (در 0°C و 101.3 kPa) هوا، سوخت، و اجزای گاز دودکش

ماده	فرمول شیمیایی	جرم مولی kg/(kg mol)	دانسیته kg/m ³
هوا	-	۲۸٫۹۶	۱٫۲۹۳
کربن	C	۱۲٫۰۱	-
هیدروژن	H ₂	۲٫۰۱۶	۰٫۰۹۰
نیتروژن	N ₂	۲۸٫۱۶	۱٫۲۵۷
اکسیژن	O ₂	۳۲٫۰۰	۱٫۴۲۹
گوگرد	S	۳۲٫۰۶	-
دی اکسید کربن	CO ₂	۴۴٫۰۱	۱٫۹۷۷
دی اکسید گوگرد	SO ₂	۶۴٫۰۶	۲٫۹۳۱
بخار آب	H ₂ O	۱۸٫۰۱۶	۰٫۸۰۴

احتراق استوکیومتری (با نسبت صحیح شیمیایی)

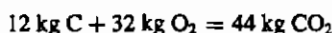
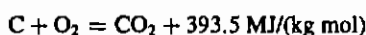
معادله استوکیومتری برای سوختهای جامد و مایع

احتراق یک سوخت عبارت از تبدیل شیمیایی سوخت به محصولات احتراق همراه با آزادسازی حرارت احتراق است. اجزای محترقه یک سوخت جامد یا مایع، مثل کربن، هیدروژن، و گوگرد، توسط واکنشهای شیمیایی گرمازا با اکسیژن هوای احتراق در می آمیزند. نمایه ای از فرآیند احتراق در شکل (۱-۲) نشان داده می شود. محصولات احتراق شامل گازهای دودکش و باقیمانده های جامد از احتراق سوختهای جامد هستند. گازهای دودکش حاوی آلوده کننده های زیان آور مثل گوگرد و اکسیدهای گوگرد و نیتروژن و گازهای گلخانه ای از قبیل دی اکسید کربن و بخار آب هستند.

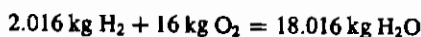
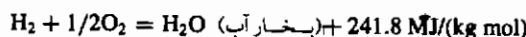
معادلات استوکیومتری تشریح ساده ای از واکنشهای احتراق کامل اجزای قابل احتراق سوخت با اکسیژن را به دست می دهند و همچنین موازنه مواد واکنشها بر مبنای مولی یا جرم را نیز ارائه می کنند. جرمهای مولی و دانسیته های هوا، سوخت، و اجزای گازهای دودکش مورد نیاز برای محاسبات احتراق در جدول (۵-۲) داده می شوند.

به دلیل ساده سازی، در محاسبات احتراقی زیر اندیس af در تجزیه و تحلیل نهایی سوخت بر مبنای شرایط سوختنی حذف شده است (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱؛ بارتوک و ساروفیم، ۱۹۹۱؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴).

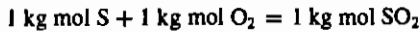
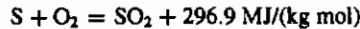
واکنش اکسیداسیون کربن با اکسیژن به دی اکسید کربن عبارت است از:



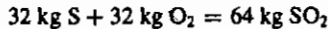
در نتیجه جرم اکسیژن لازم برای سوزاندن کامل یک واحد جرم کربن برابر $32/12 = 2.67 \text{ kg } O_2/\text{kg } C$ است. جرم CO_2 در واحد جرم کربن برابر $44/12 = 3.67 \text{ kg } CO_2/\text{kg } C$ است. به طور مشابه برای احتراق هیدروژن نیز داریم:



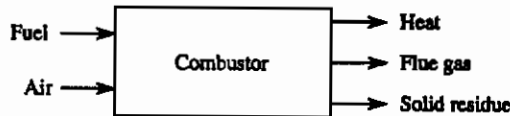
بنابراین نتیجه می شود که $8/94 \text{ kg}$ اکسیژن برای سوزاندن هر 1 kg هیدروژن لازم بوده است و $8/94 \text{ kg}$ بخار آب در هر کیلوگرم هیدروژن تشکیل می شود. به طور مشابه داریم:



(۲-۲۳)



بنابراین برای سوزاندن ۱ kg گوگرد مقدار ۱ kg O_2 مورد نیاز است و ۲ کیلوگرم SO_2 به ازای هر کیلوگرم S توسط احتراق تشکیل می شود.

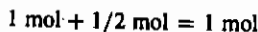
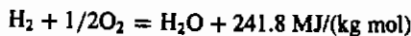


شکل ۱-۲. نمایه فرآیند احتراق

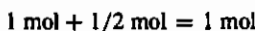
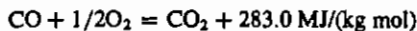
معادلات استوکیومتری برای سوختهای گازی

سوختهای گازی حاوی اجزای قابل احتراق از قبیل H_2 ، CO ، CH_4 ، و C_nH_m شامل C_2H_6 ، C_3H_8 ، و C_4H_{10} هستند. معادلات استوکیومتری برای احتراق سوختهای گازی بر مبنای مولی نوشته می شوند. راحت تر این است که ۱۰۰ مول از سوخت در نظر گرفته شود. سپس تعداد مولهای واکنش گرما و محصولات، به ترتیب برابر با درصد حجمی اجزای سوخت و محصولات احتراق هستند.

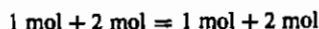
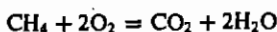
معادلات استوکیومتری زیر بر مبنای مولی را برای احتراق هیدروژن، متان و هیدروکربنهای بالاتر می توان نوشت :



(۲-۲۴)



(۲-۲۵)



(۲-۲۶)



(۲-۲۷)

محاسبات احتراق

ملزومات تئوری و واقعی هوا

ملزومات تئوری هوا

جدول (۲-۶) حاوی کسرهای جرمی و مولی اکسیژن و نیتروژن در هوای خشک است. از تمام اجزای دیگر هوا صرف نظر می شود (CO_2 و گازهای خنثی).

مقدار کمینه هوای لازم برای احتراق کامل یک واحد جرم سوخت، هوای تئوری یا هوای استوکیومتری است. این هوا را می توان براساس جرم یا مول محاسبه کرد. مبنای جرم برای سوختهای جامد و مایع و مبنای مولی برای سوختهای گازی ترجیح داده می شوند.

نسبت جرم هوای احتراق به جرم سوخت، نسبت هوا به سوخت نامیده می شود:

$$\text{سوخت } \text{kg} / \text{kg} \text{ هوا} = m_{\text{سوخت}} / m_{\text{هوا}} \quad \text{AF} \quad (2-28)$$

بر مبنای روابط استوکیومتری - یعنی معادلات (۲-۲۱) - (۲-۲۳) - نسبت هوا به سوخت تئوری برحسب kg هوای خشک بر kg سوخت به صورت زیر داده می شود:

$$\text{AF}_t = 1/0.232[2.67C + 7.94H + S - O] = 11.49C + 34.22H + 4.31(S - O) \quad (2-29)$$

که در آن C ، H ، S ، و O کسرهای جرمی در تجزیه و تحلیل نهایی سوخت جامد یا مایع هستند.

جدول ۲-۶. ترکیب هوای خشک

نسبت اکسیژن به نیتروژن	نیتروژن	اکسیژن	
۳/۳۱	۰/۷۶۸	۰/۲۳۲	کسر جرمی
۳/۷۶	۰/۷۹	۰/۲۱	کسر مولی

حجم تئوری هوای خشک لازم برای سوزاندن 1 kg سوخت جامد یا مایع عبارت است از:

$$V_{a,t} = \text{AF}_t / \rho_{\text{هوا}} \quad \text{m}^3/\text{kg} \quad (2-30)$$

که در آن $\rho_{\text{هوا}}$ دانسیته هوا در شرایط استاندارد (101.3 kPa و 0°C) و برابر با 1.293 kg/m^3 است.

تعداد مولهای تئوری اکسیژن لازم برای احتراق کامل 100 مول سوخت گازی از معادله استوکیومتری داده شده در بالا محاسبه می شود. با ضرب در نسبت $\frac{100}{21}$ ، هوای تئوری لازم

به دست می آید :

$$AF_{i,m} = 4.76[0.5(H_2 + CO) + 2CH_4 + (n + m/4)C_nH_m - O_2] \quad \text{مول سوخت/مول هوا} \quad (2-31)$$

که در آن H_2 ، CO ، CH_4 ، C_nH_m ، و O_2 به ترتیب کسر مولی هیدروژن، منواکسید کربن، متان، هیدروکربنهای بالاتر، و اکسیژن در سوخت گاز هستند. توجه کنید که کسر

$$\frac{\text{مول هوا}}{\text{مول سوخت}} \quad \text{برابر با کسر} \quad \frac{m^3 \text{ هوا}}{m^3 \text{ سوخت}}$$

در شرایط استاندارد $0^\circ C$ و 101.3 kPa است. فرض بر این است که H_2S در سوخت گاز موجود نیست.

نسبت هوای اضافی

برای رسیدن به احتراق کامل باید یک مقدار هوای اضافی علاوه بر مقدار تئوری فراهم شود. نسبت هوا به سوخت واقعی AF_e معمولاً برحسب نسبت هوای اضافی یا درصد هوای اضافی بیان می گردد. از تقسیم نسبت سوخت به هوای واقعی AF_e بر نسبت سوخت به هوای تئوری AF_i (استوکیومتری)، نسبت هوای اضافی (ضریب رقیق بودن) λ تعریف می شود :

$$\lambda = AF_e / AF_i \quad (2-32)$$

درصد هوای اضافی به صورت زیر تعریف می گردد :

$$\% \text{ درصد هوای اضافی} = 100(\lambda - 1) \quad (2-33)$$

نسبت هوای اضافی λ بستگی به مشخصه های سوخت، طراحی کوره، و نوع مشعل دارد. بنابراین λ برای زغال سنگ پودر، روغن و مشعلهای گازی به پائینی $1.1 - 1.03$ بوده در صورتی که برای کوره های زغال سنگ معمولی بین 1.3 و 1.6 قرار دارد. در کوره های با بستر افشانه ای مقدار λ بالاتر از 2 می باشد در جایی که در محفظه های احتراق توربین گاز می تواند حتی بالاتر (حدود 4) باشد. نسبت هوای اضافی واقعی در یک کوره را می توان از تجزیه و تحلیل گاز دودکش آن تعیین کرد.

هوای واقعی لازم

نسبت هوای خشک به سوخت واقعی عبارت است از :

$$AF_e = \lambda AF_i \quad \text{سوخت /kg هوا} \quad (2-34)$$

نسبت هوای تر به سوخت واقعی که بخار آب موجود در هوای آتمسفر را نیز در نظر دارد، می شود:

$$AF_{a,w} = \lambda AF_i(1 + w) \quad \text{سوخت } \text{kg/ هوا kg} \quad (2-35)$$

که در آن w نسبت رطوبت یا جرم بخار آب در واحد جرم هوای خشک (تقریباً 0.009 kg/kg در تابستان و 0.002 kg/kg در زمستان) است.

حجم هوای خشک و مرطوب فراهم شده برای کوره به صورت زیر داده می شود:

$$V_a = \lambda AF_i / \rho_{i,a} \quad \text{سوخت } \text{kg/ هوای خشک } \text{m}^3 \quad (2-36)$$

$$V_{a,w} = \lambda AF_i(1/\rho_{\text{air}} + w/\rho_{\text{H}_2\text{O}}) \quad \text{سوخت } \text{kg/ هوای مرطوب } \text{m}^3 \quad (2-37)$$

که در آن ρ_{air} و $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ به ترتیب دانسیته هوا و بخار آب (1.293 و $0.804/\text{m}^3$ در 0°C و 101.3 kPa) است.

مخلوط سوخت و هوای رقیق و غنی

نسبت هوای اضافی AF_e/AF_i در سوختههای مایع و گازی به کار گرفته می شود تا تفاوت بین مخلوطهای سوخت و هوای رقیق و غنی مشخص شود. اگر این نسبت کمتر از ۱ باشد، مخلوط غنی و در غیر این صورت رقیق نامیده می شود.

محصولات احتراق

جرم و حجم محصولات احتراق

محصولات احتراق کامل یک سوخت، حاوی CO_2 ، H_2O (بخار آب)، SO_2 ، N_2 و O_2 است. وقتی احتراق غیر کامل صورت پذیرد، گاز دودکش همچنین حاوی CO و هیدروکربنهای نسوخته است.

از معادلات استوکیومتری، معادلات (۲-۲۱) - (۲-۲۷)، مقدار اجزای گاز دودکش را می توان محاسبه کرد. سپس جرم هر جزء برای احتراق کامل یک سوخت جامد یا مایع از معادلات استوکیومتری - یعنی معادلات (۱-۲۱) - (۱-۲۳) - به دست می آید و سپس حجم از تقسیم جرم بر دانسیته حاصل می شود. جرم و حجم اجزای گاز دودکش برای احتراق استوکیومتری یک سوخت جامد یا مایع در جدول ۲-۷ آمده است.

حجم کلی نیتروژن در گاز دودکش می شود:

$$V_{\text{N}_2} = 0.8N + 0.79V_a \quad \text{m}^3/\text{kg} \quad (2-38)$$

جدول ۷-۲. جرمها و حجمهای اجزای گاز دودکش برای احتراق استوکیومتری سوخت جامد یا مایع

محصولات احتراق		اکسیژن تنوری kg/kg	تجزیه و تحلیل نهایی بر مبنای شرایط سوختی
m ³ /kg	kg/kg		
۱٫۸۶۷C	۳٫۶۷C	۲٫۶۷C	C
۱۱٫۱۱H	۸٫۹۴H	۷٫۹۴H	H
۰٫۶۸	۲S	S	S
۰٫۸N	N	-	N
-	-	O	O
۱٫۲۴ M	M	-	رطوبت (M)

حجم کلی بخار آب با در نظر گرفتن رطوبت هوای محیط برابر است با :

$$V_{H_2O} = 11.11H + 1.24M + 1.24w\lambda AF_i \quad m^3/kg \quad (2-39)$$

حجم اکسیژن در گاز دودکش می شود :

$$V_{O_2} = 0.21(\lambda - 1)V_a \quad m^3/kg \quad (2-40)$$

در این جا λ نسبت هوای اضافی (ضریب رقیق بودن) ، w نسبت رطوبت هوای احتراق (برحسب kg/kg) ، و V_a حجم هوای واقعی در هر kg سوخت است .

تعداد مولهای اجزای گاز دودکش را نیز می توان از تعداد مولهای n عنصر C ، H ، S ، O ، و N در هر kg سوخت از تجزیه و تحلیل نهایی af محاسبه کرد . موازنه مولی هر عنصر در سوخت و در گاز دودکش تعداد مولهای گاز دودکش را به دست می دهد .

حجم اجزای گازی زیر (برحسب m^3/m^3 سوخت گاز در شرایط استاندارد) در احتراق کامل سوخت گازی با هوای اضافی (برای $\lambda > 1$) تشکیل می شود .

دی اکسید کربن

$$V_{CO_2} = CO_2 + CO + CH_4 + nC_nH_m \quad (2-41)$$

نیتروژن

$$V_{N_2} = N_2 + 0.79\lambda AF_{i,m} \quad (2-42)$$

اکسیژن

$$V_{O_2} = 0.21(\lambda - 1)AF_{i,m} \quad (2-43)$$

حجم بخار آب (با رطوبت هوا و بدون آن)

$$V_{H_2O} = H_2 + 2CH_4 + m/2C_nH_m \quad (۲-۴۴)$$

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + 1.6w\lambda AF_{i,m} \quad (۲-۴۵)$$

بنابراین حجم گاز تر دودکش از مجموع حجم تمام این اجزا به دست می آید:

$$V_g = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O} \quad (۲-۴۶)$$

فشار جزئی اجزای گاز دودکش

فشار جزئی p_i جزء (i) گاز دودکش را می توان از کسر مولی r_i آن و فشار کلی p گاز دودکش محاسبه کرد:

$$p_i = r_i p \quad \text{Pa} \quad (۲-۴۷)$$

کسر مولی یک جزء گاز دودکش (H_2O ، CO_2 ، و غیره) را می توان از حجم V_i و حجم کلی گاز تر دودکش - یعنی V_g - محاسبه کرد:

$$r_i = V_i / V_g \quad (۲-۴۸)$$

محاسبات احتراق برای سوختهای جامد، مایع و گازی در مثالهای زیر ارائه می شود:

مثال ۳-۲

زغال سنگ چرب با تجزیه و تحلیل نهایی زیر (برحسب کسرهای مولی) در کوره یک مولد بخار با ۲۵٪ هوای اضافی ($\lambda = 1.25$) می سوزد: $C = 0.705$ ، $H = 0.047$ ، $S = 0.034$ ، $O = 0.051$ ، $N = 0.013$ ، $A = 0.05$ و $M = 0.10$. الف-نسبتهای استوکیومتری و واقعی سوخت به هوا؛ ب-حجم واقعی محصولات احتراق را تعیین کنید. فرض کنید که نسبت رطوبت هوای مرطوب 0.01 kg/kg است. دانسیته هوا در شرایط استاندارد 1.293 kg/m^3 است.

حل

۱- اکسیژن و محصولات احتراق استوکیومتری (تئوری)

محصولات احتراق استوکیومتری		اکسیژن تئوری	تجزیه و تحلیل نهایی af
m^3/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg
$V_{CO_2} = 1.86VC = 1.32$	$m_{CO_2} = 3.67C = 2.59$	$2.67C = 1.88$	$C = 0.705$
$V_{H_2O} = 11.11H = 0.52$	$m_{H_2O} = 8.94H = 0.47$	$7.94H = 0.37$	$H = 0.047$
$V_{SO_2} = 0.68S = 0.23$	$m_{SO_2} = 2S = 0.68$	$S = 0.34$	$S = 0.034$
$V_{N_2} = 0.8N = 0.01$	$m_{N_2} = N = 0.013$	—	$N = 0.013$
—	—	$-O = -0.051$	$O = 0.051$
$V_{H_2O} = 1.24M = 0.124$	$m_{H_2O} = M = 0.10$	—	$M = 0.10$
—	(باقی مانده جامد) 0.05	—	$A = 0.05$
1.997	3.191	$m_{O_2} = 2.233$	جمع = 1

۲- نسبت‌های تئوری و واقعی هوا به سوخت و حجم هوا عبارت است از :

$$AF_1 = m_{O_2}/0.232 = 2.233/0.232 = 9.625 \text{ kg هوا/kg سوخت}$$

$$V_1 = 9.625/1.293 = 7.444 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$AF_2 = \lambda AF_1 = 1.25 \times 9.625 = 12.03 \text{ kg هوا/kg سوخت} \quad \text{یا} \quad V_2 = 12.03/1.293 = 9.305 \text{ m}^3/\text{kg}$$

۳- جرم و حجم (در 0°C و 101.3 kPa) اجزای گاز دودکش برای احتراق با $\lambda = 1.25$ می‌شود :

$$m_{CO_2} = 2.59 \text{ kg/kg} \quad V_{CO_2} = 1.32 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$m_{SO_2} = 0.068 \text{ kg/kg} \quad V_{SO_2} = 0.023 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$m_{N_2} = N + 0.768AF_2 = 0.013 + 0.768 \times 12.03 = 9.25 \text{ kg/kg}$$

$$V_{N_2} = 0.8N + 0.79V_2 = 0.8 \times 0.013 + 0.79 \times 9.305 = 7.36 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$m_{O_2} = 0.21(\lambda - 1)AF_1 = 0.21(1.25 - 1)9.625 = 0.50 \text{ kg/kg}$$

$$V_{O_2} = m_{O_2}/\rho_{O_2} = 0.50/1.43 = 0.35 \text{ m}^3/\text{kg}$$

۴- جرم و حجم گاز خشک دودکش :

$$m_{g,d} = m_{CO_2} + m_{SO_2} + m_{N_2} + m_{O_2} = 2.59 + 0.068 + 9.25 + 0.50 = 12.41 \text{ kg/kg}$$

$$V_{g,d} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 1.32 + 0.023 + 7.36 + 0.35 = 9.05 \text{ m}^3/\text{kg}$$

۵- رطوبت کل در گاز دودکش برابر است با :

$$m_{H_2O} = 8.94H + M + wAF_2 = 8.94 \times 0.047 + 0.1 + 0.01 \times 12.03 = 0.64 \text{ kg/kg}$$

$$V_{H_2O} = m_{H_2O}/\rho_{H_2O} = 0.64/0.804 = 0.80 \text{ m}^3/\text{kg}$$

۶- جرم و حجم گاز تر دودکش می‌شود :

$$m_g = m_{g,d} + m_{H_2O} = 12.41 + 0.640 = 13.05 \text{ kg/kg}$$

$$V_g = V_{g,d} + V_{H_2O} = 9.05 + 0.80 = 9.85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

مثال ۲-۲

برای یک سوخت نفتی با $C = 0.86 \text{ kg/kg}$ ، $H = 0.12 \text{ kg/kg}$ ، و $S = 0.02 \text{ kg/kg}$ ، نسبت هوای تر را به سوخت واقعی AF_a و حجم گاز تر دودکش V_g ، وقتی که نسبت هوای اضافی $\lambda = 1.1$ است، پیدا کنید.

حل

۱- تعداد مول اجزای C ، H ، و S در سوخت نفتی در هر kg سوخت عبارت است از :

$$n_C = (0.86 \text{ kg/kg}) / [12 \text{ kg/(kg mol)}] = 0.0717 \text{ kg mol}$$

$$n_H = (0.12 \text{ kg/kg}) / [2.016 \text{ kg/(kg mol)}] = 0.0595 \text{ kg mol}$$

$$n_S = (0.02 \text{ kg/kg}) / [32 \text{ kg/(kg mol)}] = 0.0006 \text{ kg mol}$$

۲- معادله احتراق بر مبنای مولی را می توان به صورت زیر نوشت :

$$n_C + n_H + n_S + a\lambda(O_2 + 3.76N_2) = bCO_2 + cH_2O + dSO_2 + eO_2 + fN_2 \quad (E1)$$

۳- موازنه بر مبنای مولی برای C ، H ، S ، O_2 ، مقادیر مجهول a ، b ، c ، d ، e ، و f را به دست می دهد :

$$\text{برای } C : n_C = b : \text{برای } CO_2 \text{ در هر } 0.0717 \text{ kg در هر } \text{kg سوخت تشکیل می شود؛}$$

$$\text{برای } H : n_H = b : \text{برای } CO_2 \text{ در هر } 0.0595 \text{ kg در هر } \text{kg سوخت تشکیل می شود؛}$$

$$\text{برای } S : n_S = b : \text{برای } SO_2 \text{ در هر } 0.0006 \text{ kg در هر } \text{kg سوخت تشکیل می شود؛}$$

$$\text{برای } O_2 \text{ با } \lambda = 1.1 : 1.1a = b + c/2 + d + e : \quad (E2)$$

$$\text{برای } N_2 : 3.76 \times 1.1a = f : \quad (E3)$$

معادلات (E2) و (E3) شامل سه مجهول a ، e ، و f هستند. یک معادله اضافی برای O_2 را از هوای اضافی می توان نوشت :

$$0.1a = e \quad (E4)$$

از معادلات (E2) - (E4) ،

$$a = b + c/2 + d = 0.0717 + 0.0595/2 + 0.0006 = 0.1020$$

$$e = 0.0102$$

$$f = 3.76 \times 1.1 \times 0.1020 = 0.4218$$

۴- نسبت هوای خشک به سوخت واقعی می شود :

(i) بر مبنای مولی

$$a\lambda 4.76 = 0.1020 \text{ kg mol/kg} \times 1.1 \times 4.76 = 0.534 \text{ kg mol هوا per kg سوخت}$$

(ii) بر مبنای جرم

$$AF_{L,U} = a\lambda 4.76 M_{\text{هوا}} = 0.1020 \times 1.1 \times 4.76 \times 28.97 = 15.47 \text{ kg هوا /kg سوخت}$$

(iii) بر مبنای حجمی

$$\begin{aligned} AF_{L,U} &= a\lambda 4.76 V_M = 0.1020 \text{ kg mol/kg} \times 1.1 \times 4.76 \times 22.4 \text{ m}^3/(\text{kg mol}) \\ &= 11.96 \text{ m}^3 \text{ هوا /kg سوخت} \end{aligned}$$

۵- حجم گاز تر دودکش

$$\begin{aligned} V_{g,w} &= (b + c + d + e + f) V_M \\ &= (0.0717 + 0.0595 + 0.0006 + 0.0102 + 0.4218) 22.4 = 12.629 \text{ m}^3/\text{kg سوخت} \end{aligned}$$

در این جا V_M حجم مولی در شرایط استاندارد برابر با $22.4 \text{ m}^3/(\text{kg mol})$ (مقدار متوسط برای گازهای کامل) است.

مثال ۵-۲

یک گاز طبیعی با $98\% \text{ CH}_4$ ، $0.8\% \text{ N}_2$ ، و $1.2\% \text{ CO}_2$ (درصدها حجمی است) و با HHV برابر با 36290 kJ/m^3 (در شرایط استاندارد 0°C و 101.3 kPa) در یک توربین گازی می سوزد. ضریب هوای اضافی λ برابر با ۲٫۰ است.

نسبت هوای خشک به سوخت بر حسب kg/kg و m^3/m^3 و اجزای گاز تر دودکش بر حسب درصد حجمی را محاسبه کنید.

حل

۱- تعداد کیلوگرم مول C ، H_2 ، N_2 ، و O_2 در سوخت عبارت است از :

$$n_C = 0.98 + 0.012 = 0.992$$

$$n_H = 2 \times 0.98 = 1.96$$

$$n_N = 0.008$$

$$n_O = 0.012$$

۲- معادله احتراق به صورت زیر داده می شود :

$$(0.98\text{CH}_4 + 0.008\text{N}_2 + 0.012\text{CO}_2) + a\lambda(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) = b\text{CO}_2 + c\text{H}_2\text{O} + d\text{N}_2 + e\text{O}_2 \quad (\text{E5})$$

۳- نسبت هوای خشک به سوخت تئوری (استوکیومتری) می شود :

$$\text{AF}_{\text{t,d}} = 4.76(n_{\text{C}} + n_{\text{H}}/2 - n_{\text{O}}) = 4.76(0.992 + 1.96/2 - 0.012) = 9.33 \text{ mol هوا/mol سوخت گاز}$$

یا

$$\text{گاز } 9.33 \text{ m}^3 \text{ air/m}^3$$

۴- جرم مولی سوخت گاز

$$\begin{aligned} M_{\text{g}} &= \text{CH}_4 M_{\text{CH}_4} + n_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2} + n_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} = 0.98 \times 16 + 0.008 \times 28 + 0.012 \times 44 \\ &= 16.43 \text{ kg/(kg mol)} \end{aligned}$$

۵- برای $\lambda = 2.0$ نسبت هوای خشک به سوخت واقعی می شود :

$$\text{AF}_{\text{a,d}} = \lambda \text{AF}_{\text{t,d}} = 2 \times 9.33 = 18.66 \text{ m}^3 \text{ air/m}^3 \text{ گاز}$$

یا

$$18.66 \rho_{\text{air}} / \rho_{\text{g}} = 18.66 \times 1.293 \text{ kg/m}^3 / (16.43/22.4) = 32.9 \text{ kg هوا/kg گاز}$$

۶- برای گاز تر دودکش، از معادله (E1) بر حسب مول جزء بر مول گاز سوخت، هوای خشک :

$$b = 0.98 + 0.012 = 0.992 \text{ mol CO}_2 \quad \text{موازنه برای C}$$

$$c = 2 \times 0.98 = 1.96 \text{ mol H}_2\text{O} \quad \text{موازنه برای H}_2$$

$$d = 0.008 + 2a \times 3.76 = 0.008 + 7.52a \quad \text{موازنه برای N}_2 \quad (\text{E6})$$

$$b + c/2 + e = 0.012 + 2a \quad \text{موازنه برای O}_2$$

در نتیجه :

$$(E7) \quad e = 0.012 + 2a - b - c/2$$

از طرف دیگر

$$(E8) \quad e = \text{اکسیژن اضافی} = (\lambda - 1)a = (2 - 1)a = a$$

از معادلات (E3) و (E4) داریم : $1.96 = -0.012 + b + c/2 = -0.012 + 0.992 + 1.96/2$

$$\text{و بنابراین } a = 1.96 ; d = 0.008 + 7.52 \times 1.96 = 14.75$$

۷- تعداد مولهای کل در گاز دودکش می شود :

$$n_{g,w} = 0.992 + 1.96 + 14.75 + 1.96 = 19.66 \text{ mol گاز دودکش/mol سوخت}$$

۸- تجزیه و تحلیل گاز تر دودکش برحسب درصد حجمی عبارت است از :

$$\% \text{CO}_2 = 100b/n_{g,w} = 100 \times 0.992/19.66 = 5.04\%$$

$$\% \text{H}_2\text{O} = 100c/n_{g,w} = 100 \times 1.96/19.66 = 9.97\%$$

$$\% \text{N}_2 = 100d/n_{g,w} = 100 \times 14.75/19.66 = 75.02\%$$

$$\% \text{O}_2 = 100e/n_{g,w} = 100 \times 1.96/19.66 = 9.97\%$$

$$\text{جمع} = 100\%$$

دمای آدیاباتیک احتراق

دمای تئوری یا آدیاباتیک احتراق را می توان از یک موازنه انرژی برای جریان پایدار آدیاباتیک محفظه احتراق نوشت. دمای آدیاباتیک احتراق t_{ad} با فرض کامل بودن احتراق و عدم تجزیه محصولات آن محاسبه می شود (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱). موازنه انرژی برای جریان پایدار آدیاباتیک محفظه احتراق به ازای kg سوخت به صورت زیر داده می شود :

$$\text{LHV} + c_f t_f + \text{AF}_a c_{pa} t_a = m_g c_{pg} t_{ad} + m_{ash} c_{ash} t_{ash} \quad (۲-۴۹)$$

که در آن LHV برحسب kJ/kg ، AF_a نسبت هوا به سوخت واقعی برحسب سوخت kg/kg هوا، c_f ، c_{pg} ، c_{pa} ، c_{ash} به ترتیب گرمای ویژه سوخت، هوا، گاز دودکش، و خاکستر برحسب سوخت kJ/(kg K) ، t_f ، t_a ، و t_{ash} به ترتیب دمای سوخت و خاکستر برحسب $^{\circ}\text{C}$ ، و t_{ad} دمای آدیاباتیک احتراق برحسب $^{\circ}\text{C}$ هستند.

اولین جمله LHV سوخت، دومین جمله گرمای محسوس سوخت، سومین جمله گرمای محسوس هوای احتراق، چهارمین جمله انتالپی محصولات احتراق و پنجمین جمله گرمای محسوس باقی مانده جامد (خاکستر) است.

اگر از گرمای محسوس سوخت، هوای احتراق، و خاکستر بتوانیم صرف نظر کنیم. سپس خواهیم داشت :

$$t_{ad} = \text{LHV} / V_g \rho_g c_{pg} \quad (۲-۵۰)$$

که در آن V_g حجم گاز دودکش بر kg سوخت برحسب m^3/kg ، ρ_g دانسیته گاز دودکش برحسب kg/m^3 ، و c_{pg} گرمای ویژه متوسط فشار ثابت گاز دودکش برحسب kJ/(kg K) هستند.

دمای واقعی کوره (محفظه احتراق) انتقال حرارت در آن را در نظر گرفته و بستگی به خنک کردن کوره دارد. بنابراین از دمای آدیاباتیک احتراق سوخت به مقدار زیادی کمتر است. تجزیه H_2O و CO_2 با حرارت جذبی در دماهای بالاتر از $1500^\circ C$ صورت می پذیرد، به طوری که دمای کوره حتی از این مقدار هم پایتتر می رود (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱؛ بارتوک و ساروفیم، ۱۹۹۱؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴).

جدول ۸-۲. مقادیر معمول دمای آدیاباتیک احتراق

سوخت	دمای آدیاباتیک احتراق $^\circ C$
زغال سنگ سخت	۲۲۰۰-۲۳۰۰
لینیت	۱۴۰۰-۱۵۰۰
سوخت روغن، گاز طبیعی	۲۰۰۰-۲۱۰۰
گاز مولد	~۱۷۰۰

مقادیر نوعی دمای آدیاباتیک احتراق سوختهای مختلف در جدول (۸-۲) آمده است. احتراق ناکامل، دمای داخل کوره را کاهش می دهد. در دماهای خیلی بالای احتراق، ممکن است واکنش تجزیه گرماگیر CO_2 اتفاق بیفتد:



به علاوه واکنش زیر نیز صورت می پذیرد:



که این باعث کاهش دما می شود. به دلیل آلوده کردن هوای محیط، محصولات این واکنشها غیر مطلوبند.

مثال ۶-۲

دمای آدیاباتیک احتراق برای زغال سنگ چرب در مثال (۳-۲) را با صرف نظر کردن از تجزیه محصولات واکنش، تعیین کنید. فرض کنید که گرمای ویژه گاز دودکش $c_p' = 1.344 \text{ kJ} / (\text{m}^3 \text{ K})$ است.

حل

از مثال (۲-۲) و (۲-۳) مقدار LHV زغال سنگ برابر 28800 kJ/kg و حجم گاز تر $V_g = 9.85 \text{ m}^3/\text{kg}$ است.

دمای آدیاباتیک احتراق می شود :

$$t_{ad} = LHV / V_g c_p' = 28,800 / 9.85 \times 1.34 = 2182^\circ\text{C}.$$

تجزیه و تحلیل گاز دودکش

برای کنترل فرآیند احتراق، یک تجزیه و تحلیل اورسات^۱ از گاز دودکش انجام خواهد گرفت. بدین وسیله مقدار O_2 و CO_2 موجود در گاز خشک دودکش تعیین خواهد شد. مقدار CO_2 موجود در گاز دودکش یک عامل مهم کیفیت در فرآیند احتراق است. مقدار بیشینه CO_2 موجود در گاز دودکش یک سوخت جامد یا مایع عبارت است از :

$$\text{CO}_{2\max} = 1.87C / V_g \quad \text{درصد حجم} \quad (2-53)$$

که در آن C کربن موجود (برحسب kg/kg) در سوخت و V_g حجم گاز دودکش (برحسب m^3/kg) است. برای کربن خالص $21 = \text{CO}_2$ بیشه است. مقدار بیشه CO_2 برای انواع مختلف زغال سنگ، لینییت بین $17/2$ و $19/8$ ، برای سوخت نفتی برابر 16 و برای گاز طبیعی $12/5$ است (تمام این مقادیر برحسب درصد حجم هستند).

نسبت هوای اضافی واقعی λ را می توان از تجزیه و تحلیل گاز دودکش بر مبنای مباحث زیر تعیین کرد. برای احتراق کامل یک سوخت بدون هوای اضافی، مثلاً برای $\lambda = 1$ ، مقدار CO_2 موجود در گاز دودکش برابر مقدار بیشینه CO_2 برای سوخت خاص مورد نظر است. وقتی که CO_2 موجود در گاز دودکش از تجزیه و تحلیل گازی اورسات معلوم باشد، مقدار O_2 موجود در گاز دودکش به قرار زیر داده می شود (مهندسی احتراق، ۱۹۸۱؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵) :

$$\text{O}_2 = 21(1 - \text{CO}_2 / \text{CO}_{2\max}) \quad \text{درصد حجم} \quad (2-54)$$

در این حالت نسبت هوای اضافی می شود :

$$\lambda = \text{CO}_{2\max} / \text{CO}_2 \quad (2-55)$$

اگر O_2 موجود در گاز دودکش از تجزیه و تحلیل گاز محاسبه شود، سپس

$$\lambda = 21 / (21 - O_2) \quad (2-56)$$

فرمول بالا فقط برای احتراق کامل، معتبر است. منواکسید کربن موجود در محصولات احتراق ناکامل عبارت است از:

$$CO = (CO_2 + O_2)_{\text{تئوری}} - \varphi(CO_2 + O_2) \quad (2-57)$$

که در آن

$$\varphi = 1 / (21 / CO_{2\max} - 0.4) \quad (2-58)$$

اگر دمای گاز دودکش به پایتزر از نقطه شبنم آن برسد، تقطیر بخار آب در گاز دودکش صورت می گیرد و اسید سولفور و اسید سولفوریک - یعنی H_2SO_4 و H_2SO_3 - تشکیل می شود. این مواد باعث خوردگی صرفه جو یا اکونومایزرها و هوا در دیگهای بخار و همچنین بازیافت گرمای مولدهای بخاری در نیروگاههای با چرخه ترکیبی می شوند. گوگرد موجود در سوخت بر نحوه خوردگی این دستگاهها که به اجزای سرد انتهایی معروفند تأثیر می گذارد. برای جلوگیری از خوردگی، دمای گاز دودکش باید بالای نقطه شبنم باشد. دمای نقطه شبنم t_{dp} گاز دودکش، دمای اشباع بخار آب موجود در گاز دودکش در فشار جزئی آن است. این کمیت بر مبنای فشار جزئی بخار آب در گاز دودکش در جدولهای بخار یافت می شود. حضور اکسید گوگرد در گاز دودکش در مقایسه با بخار آب خالص با سوختههای بدون گوگرد می تواند شدیداً دمای نقطه شبنم را افزایش دهد.

گازسازی از زغال سنگ

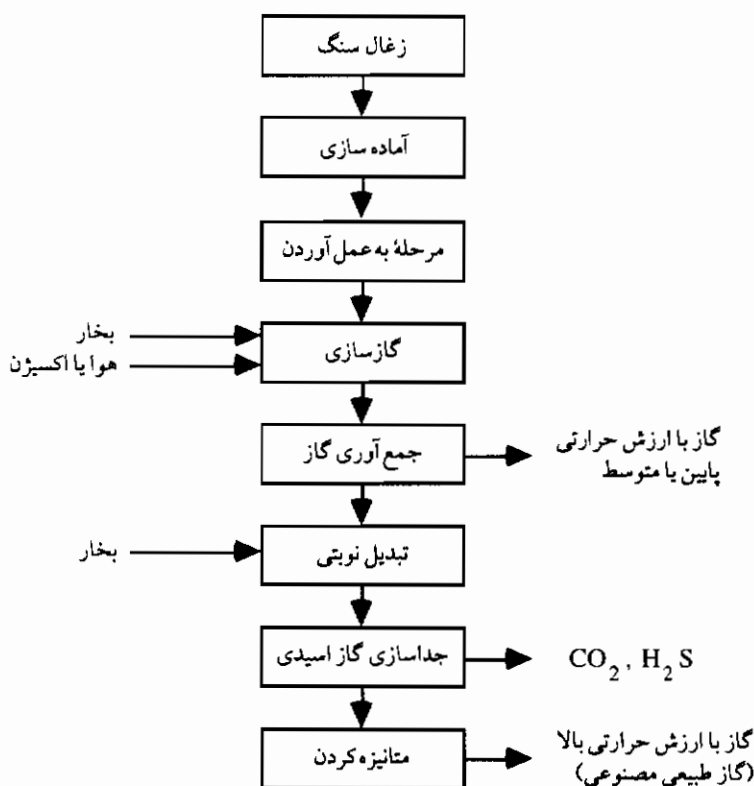
شیمی گازسازی از زغال سنگ

گازسازی از زغال سنگ، تبدیل شیمیایی زغال سنگ با یک ماده تولید گاز به یک سوخت گازی است. نمایه فرآیند گازسازی در شکل (2-2) نشان داده می شود. عموماً فرآیند گازسازی می تواند به صورت زیر ارائه شود:

$$\text{تفاله (خاکستر) + محصول (سوخت) گاز} = \text{گرما} + \text{محیط گازی کننده} + \text{زغال سنگ} \quad (2-59)$$

اکثر فرآیندهای گازسازی از زغال سنگ بر مبنای عمل متقابل کربن در زغال سنگ با بخار آب به عنوان ماده تولید گاز است (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴؛ اسموت، ۱۹۹۳؛

ریچاردز، ۱۹۹۴). فرآیند گازسازی گرماگیر است و با جذب گرما اتفاق می افتد. گرمای لازم برای گازسازی از زغال سنگ می تواند از طریق احتراق (اکسیداسیون) یک مقدار نسبتاً کوچکی از زغال سنگ با اکسیژن در داخل محفظه تولید گاز و مطابق واکنشهای اکسیداسیون کامل یا جزئی کربن با اکسیژن به شرح زیر به دست آید:

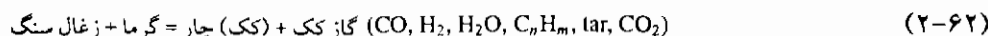


شکل ۲-۲. نمایه فرآیند گازسازی از زغال سنگ

فرآیند گازسازی شامل دو مرحله است: اولین مرحله تجزیه شیمیایی زغال سنگ در اثر حرارت است که در دماهای بالا و در غیاب هوا (اکسیژن) اتفاق می افتد. مقداری گاز و مایعات از مواد فرار زغال سنگ تهیه می شود، ولی محصول اصلی باقی مانده جامد-یعنی چار (زغال) و کک- است.

گاز کک، حاوی CO ، H_2 ، CH_4 ، C_nH_m ، H_2O و CO_2 است. مقادیر گاز و مایعات بستگی به درجه ذغال سنگ و دمای فرآیند دارند.

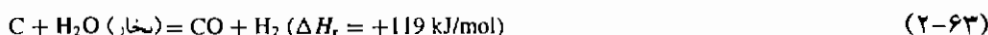
فرآیند تجزیه شیمیایی در اثر گرما را می‌توان به صورت زیر تشریح کرد:



در مرحله دوم این فرآیند محصولات تجزیه شیمیایی به محصول گازی تبدیل می شوند.

سوخت از قبیل زغال سنگ یا نفت خام و یک ماده تولید گاز به محفظه گازی کننده معرفی می شوند. گاز حاصله و باقی مانده جامد محفظه تولید گاز را ترك می کنند. معمولاً بخار به عنوان یک ماده تولید گاز به کار می رود. برای اکسیداسیون جزئی سوخت اولیه اکسیژن خالص، اکسیژن یا هوا به محفظه تولید گاز اضافه می شود. واکنشهای غیرهمگن (جامد/ گاز) و همگن (گاز/ گاز) به خصوص در خلال فرآیند گاز سازی صورت می پذیرد. این واکنشها را می توان به صورت زیر تشریح کرد (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴؛ اسموت، ۱۹۹۳؛ ریچاردز، ۱۹۹۴):

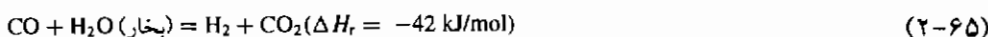
واکنش غیر همگن: آب - گاز می شود:



که در آن کربن چار (کک) است. انتالپی واکنش ΔH در ۲۹۸ K و ۱ بار تعریف می شود. واکنش غیر همگن بودارد^۱ می شود:



واکنش همگن آب-گاز می شود:

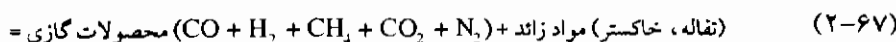


واکنش همگن متانیزه کننده می شود :



فرآیند گازسازی کلی می شود :

گرما + (اکسیژن یا هوا + بخار) ماده تولید گاز + ذغال سنگ



طبقه بندی گازهای سوختی

هدف از گازسازی از زغال سنگ تبدیل کربن موجود در آن به سوخت گازی است. وقتی زغال سنگ به عنوان سوخت سوزانده می شود، گوگرد موجود به صورت اکسید گوگرد ظاهر می شود که قبل از تخلیه آن به محیط باید از گازهای انباشته شده تفکیک شود. ولی در گازسازی از زغال سنگ معمولاً گوگرد به سولفید هیدروژن تبدیل می گردد (H_2S) که تقریباً تمام آن قبل از سوخته شدن گاز جدا می شود. حجم گاز سوختی به مقدار قابل توجهی کمتر از گازهای انباشته شده ای است که باید برای تولید گرما استفاده شود و به علاوه گوگردزدایی گازهای سوختی از جداسازی گوگرد از گازهای دودکش بیشتر توسعه یافته است.

واکنشهای مختلف در فرآیند گازسازی به اندازه های مختلف صورت می پذیرد که به مقدار زیادی بستگی به درجه زغال سنگ و دما و فشار این فرآیند دارد. ترکیبات و ارزش حرارتی گاز تولیدی مطابقاً تغییر می کنند؛ اگرچه که اجزای قابل احتراق گاز تولیدی عبارت از CO و H_2 همراه با نسبت کوچکتري از CH_4 هستند. معمولاً مقداری CO_2 به عنوان جزء خنثی وجود دارد. اگر گازسازی در هوا صورت پذیرد، N_2 هوا رقیق کننده خنثی دیگری خواهد بود. اگر گاز اکسیژن استفاده شود، محصول گازی حاوی مقدار کمی نیتروژن یا بدون آن است.

اجزای اصلی قابل احتراق گاز زغال سنگ عبارت از H_2 ، CO ، و CH_4 است. ارزش حرارتی CH_4 در حدود 37 MJ/m^3 و این کمیت برای H_2 و CO هرکدام تقریباً 12 MJ/m^3 است. ارزش حرارتی یک محصول گازی بستگی به نسبتهای این اجزای سوختی و گازی خنثی N_2 و CO_2 دارد.

گازهای سوختی عموماً به سه گروه تقسیم بندی می شوند: گازهای با ارزش حرارتی بالا ($35-39 \text{ MJ/m}^3$)، ارزش حرارتی متوسط ($11-17 \text{ MJ/m}^3$) و ارزش حرارتی پایین ($4.8-7.4 \text{ MJ/m}^3$). گازهای سوختی دسته اول بیشتر حاوی CH_4 هستند. گازهای با ارزش حرارتی متوسط حاوی $5-15\%$ H_2 و $65-70\%$ CO و نسبتهای مختلفی از H_2 و CH_4 هستند و باقی مانده بیشتر CO_2 است.

یک گاز سوختی با ارزش حرارتی متوسط را می توان با در معرض قرار دادن آن با واکنش نوبیتی آب - گاز پس از متانیزه کردن تبدیل به گاز مصنوعی یا گاز طبیعی جایگزین (SNG) با ارزش حرارتی بالا کرد. گاز مصنوعی برای تولید سوختهای هیدروکربنی مایع یا متانول استفاده می شود. گاز با ارزش حرارتی پایین برای انتقال به نقاط دیگر از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه نیست؛ به همین دلیل معمولاً در محل مورد استفاده قرار می گیرد. این نوع گاز را می توان در محفظه احتراق توربین گازی یک نیروگاه با چرخه ترکیبی پیشرفته یا واحدهای بازیافتی با راندمان تبدیل انرژی کلی بالا برای سوزاندن مورد استفاده قرار داد.

راندمان گازسازی

بازده گازسازی، η_{gas} ، به صورت نسبت انرژی اتصال شیمیایی گاز تولیدی به سوخت است:

$$\eta_{gas} = LHV_g \times V_g / LHV \quad (2-68)$$

که LHV_g ارزش حرارتی پایینی گاز تولیدی بر حسب MJ/m^3 ، V_g گاز تولیدی خروجی بر حسب سوخت m^3/kg و LHV ارزش حرارتی پایینی سوخت بر حسب MJ/kg است.

راندمان تبدیل کربن

بازده تبدیل کربن، η_c ، به صورت نسبت کربن محتوی در گاز تولیدی به تعداد آن در زغال سنگ به ازای هر کیلوگرم زغال سنگ گازسازی شده تعریف می گردد؛ بنابراین:

$$\eta_c = \text{مقدار کربن در سوخت} / \text{مقدار کربن در گازهای حاصل از احتراق} \quad (2-69)$$

راندمان حرارتی

راندمان حرارتی یک فرآیند گازسازی، η_{ig} ، به صورت نسبت انرژی کلی موجود در گازهای حاصل به انرژی سوخت و ماده تولید گاز تعریف می شود. این انرژی شامل انرژی اتصال شیمیایی و گرمای محسوس است؛ بنابراین:

$$\eta_{ig} = (LHV_g + c_{pg}t_g)V_g / (LHV + m_{gm}h_{gm}) \quad (2-70)$$

که در آن c_{pg} گرمای ویژه در فشار ثابت گاز محصول بر حسب $MJ/(m^3 K)$ ، t_g دمای گاز محصول بر حسب $^{\circ}C$ ، m_{gm} جرم ماده تولید گاز بر حسب سوخت kg/kg ، و h_{gm} انتالپی ویژه ماده تولید گاز بر حسب MJ/kg است. به دلیل این که هوا یا اکسیژن بدون پیش گرم کردن وارد محفظه تولید گاز می شود، h_{gm} انتالپی ویژه بخار و m_{gm} جرم بخار است.

لرآبندهای گازسازی و انواع مبدلهای تولید گاز

در حال حاضر سه سیستم گازسازی تجاری به کار گرفته می شود (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ مریک، ۱۹۸۴؛ اسموت، ۱۹۹۳؛ ریچاردز، ۱۹۹۴؛ شلیبرگ و کوسک^۱، ۱۹۹۲؛ اوده^۲، ۱۹۹۳؛

لورجی^۱، ۱۹۹۲): سیستمهای با بستر ثابت؛ سیستمهای با بستر بادافشان کردن^۲؛ و سیستمهای جریان ادغامی. این سیستمها در تعدادی از فرآیندهای گازسازی از زغال سنگ توسعه یافته و شناخته شده بود. فرآیندهای اصلی از قبیل خاکستر خشک لورجی، تفاله ای بریتیش گاز لورجی (BGL)، کاپرز-توتزک، تکزاکو^۳، وینکلر، و فرآیندهای وینکلر دما بالا در ادامه مباحث تشریح می شوند. شرایط عمل این سه نوع فرآیند گازسازی در جدولهای (۹-۲ و ۱۰-۲) با یکدیگر مقایسه خواهند شد.

فرآیند خاکستر خشک گازسازی لورجی

این روش یکی از توسعه یافته ترین فرآیندهای تجاری گازسازی از زغال سنگ است. تبدیل به گازکننده خاکستر خشک با بستر ثابت لورجی توسط لورجی در آلمان برای گازسازی از زغال سنگهای سخت^۴ با ماده تولید گاز بخار آب و اکسیژن یا هوا توسعه داده شد. این روش را همچنین می توان برای گازسازی از زغال سنگهای سخت تعدیل کرد. مولد تولید گاز لورجی در حالت با جریان در جهت مخالف (شکل ۳-۲) عمل می کند؛ بنابراین زغال سنگ ورودی به بالای مولد تولید گاز به آهستگی

جدول ۹-۲. شرایط عمل فرآیندهای اصلی گازسازی

نوع مولد تولید گاز	بستر ثابت	بستر بادافشان	جریان ادغامی
فرآیند	BGL	وینکلر، KRW	تکزاکو، کاپرز-توتزک، شل
دمای عمل °C	۸۰۰-۱۲۰۰	۱۰۰۰	۱۳۰۰-۱۸۰۰
فشار عمل، MPa	۰/۱-۱۰	۰/۱-۳	۰/۱-۴
ماده تولید گاز	بخار آب + O ₂	بخار آب + هوا یا بخار آب + O ₂	O ₂
نسبت بخار آب / O ₂	۱ : ۸ تا ۱ : ۴	۱ : ۲	۲ : ۱
مخزن زغال سنگ	زغال سنگ چرب	لینیت	زغال سنگ چرب لینیت
اندازه ذرات زغال سنگ، mm	۳-۳۰	۱-۱۰	< ۰/۱
حالت جریان گاز	مختلف الجهت	جریان موازی	جریان موازی
زمان اقامت	دقیقه ۳۰-۶۰	دقیقه ۱-۱۰	ثانیه ۰/۱ <

1. Lurgi

3. TexAco

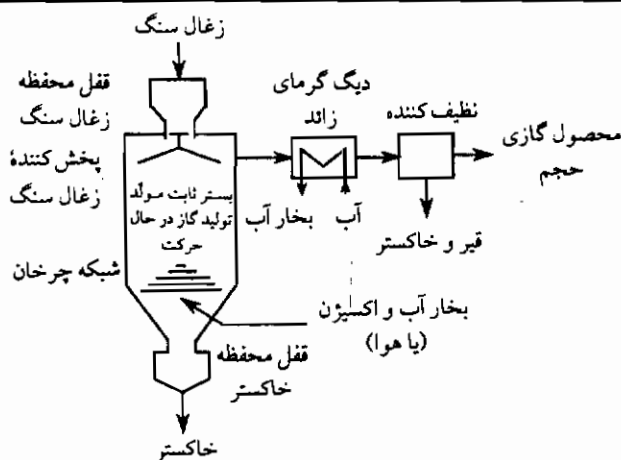
2. Fluidized-bed

4. noncaking coals

به سمت پایین می آید و با گازهای داغ بالارونده برخورد می کند. ماده تولید گاز از پایین و از داخل فضاهای شبکه چرخان وارد می شود. چرخش شبکه، جداسازی خاکستر را آسانتر می کند و باعث توزیع یکنواخت ماده تولید گاز در سرتاسر بستر زغال سنگ می شود. در مولدهای تولید گاز با وزش اکسیژن، گاز سوختی با ارزش حرارتی متوسط به دست می آید. در مولدهای تولید گاز با وزش هوا، گاز سوختی با ارزش حرارتی پایین با مقدار N_2 ۵۰٪ و فقط CO ۲۰٪ و H_2 ۲۰٪ حاصل می شود.

جدول ۱۰-۲. مقایسه عملکرد فرآیندهای اصلی گازسازی

فرآیند	بستر ثابت	بستر بادافشان	جریان ادغامی
گاز خروجی، kg/kg	۲/۱	۵/۳	۲/۲
O_2 لازم، kg/kg	۰/۷	-	۱/۱
هوای لازم، kg/kg	-	۳/۷۵	-
بخار آب لازم، kg/kg	۰/۵	۰/۶	۰/۱۵
درصد حجمی ترکیبات گاز سوختی خشک			
CO	۶۰	۱۹	۵۵
H_2	۲۸	۲۰	۳۴
CH_4	۹	۱	-
N_2	۱	۵۰	۱
CO_2	۲	۱۰	۱۰
ارزش حرارتی، MJ/kg	۱۵/۴	۵/۵	۱۱/۴
راندمان فرآیند گازسازی، %	۸۹	۷۳	۷۹
راندمان تبدیل کربن، %	۹۹	۹۵	۹۹
راندمان حرارتی، %	۹۴	۹۲	۹۵



شکل ۳-۲. فرآیند گازسازی از زغال سنگ از طریق بستر ثابت لورجی

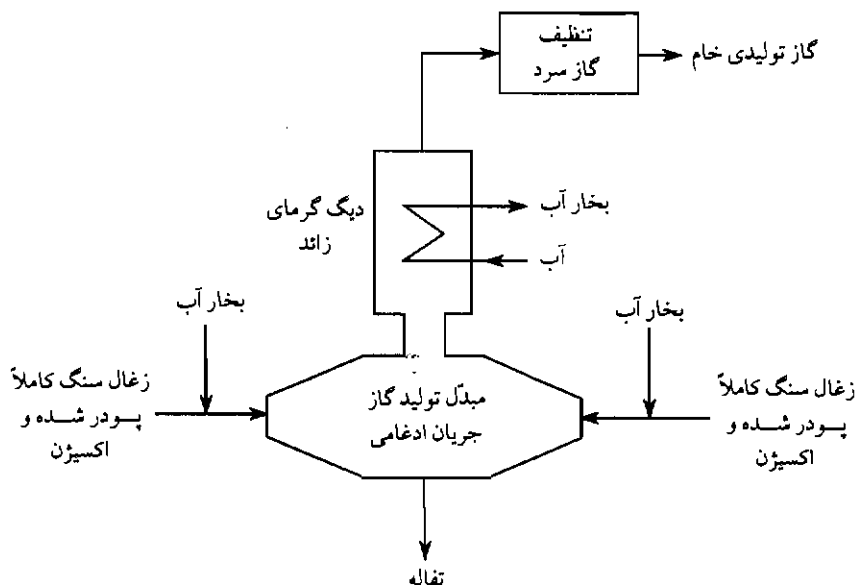
فرآیند گازسازی تفاله ای BGL

برخلاف فرآیند اصلی لورجی، فرآیند BGL در دمایی بالاتر از نقطه ذوب خاکستر انجام می پذیرد که در آن خاکستر ذوب می شود و در محفظه تولید گاز تفاله ای، تشکیل تفاله ای به صورت مایع را می دهد که برای عمل با زغال سنگهای سخت یا غیر سخت بدون عملیات اولیه مناسب است. زغال سنگ خرد شده از داخل محفظه با ضامن در بالای محفظه تولید گاز تغذیه می گردد و اکسیژن و بخار آب از افشانه هایی در نزدیکی پایین این محفظه تزریق می شود. این زغال سنگ از چند منطقه مختلف در خلاف جهت گاز صعودکننده عبور می کند. این زغال سنگ گرم و خشک می گردد و تبدیل به گاز می شود و قسمتی از آن با اکسیژن می سوزد. راندمان تبدیل کربن در فرآیند گازسازی تفاله ای به دلیل دماهای بالا از روش گازسازی خاکستر خشک لورجی بالاتر است. گاز حاصل از گازسازی BGL حاوی حدود $60\% \text{CO}$ ، $28\% \text{H}_2$ ، $9\% \text{CH}_4$ است و دارای ارزش حرارتی در حدود $15/4 \text{ MJ/m}^3$ می باشد. این گاز را می توان با متان به عنوان جزء اصلی توسط واکنش نوبی آب - گاز و سپس متانیزه کردن (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵) به SNG تبدیل کرد.

فرآیند کاپرز - توتلند

این فرآیند تجاری برای گازسازی از زغال سنگ در جریان ادغامی غالباً برای تولید هیدروژن یا گاز مصنوعی به کار گرفته می شود (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ ریچاردز، ۱۹۹۴). تقریباً همه انواع زغال سنگ با بخار آب و اکسیژن توسط این فرآیند و بدون عملیات اولیه می تواند تبدیل به گاز شود. زغال سنگ کاملاً پودر شده در جریانی از گاز اکسیژن و بخار آب با فشار کم در افشانه مخلوط کننده ای ادغام شده و به داخل محفظه تولید گاز هدایت می شود (شکل ۴-۲). ذرات زغال سنگ ادغام شده خیلی سریع با اکسیژن و بخار آب در محفظه تبدیل به گاز در دمای حدود $1900-1800^\circ\text{C}$ و فشار ۱ تا ۴۰ بار واکنش نشان می دهند. چنین دماهایی توسط اکسیداسیون قسمتی از کربن در زغال سنگ با اکسیژن حاصل می شود. کربن باقی مانده با بخار آب واکنش نشان می دهد و منواکسید کربن و هیدروژن تولید می کند. خاکستر زغال سنگ در محفظه تولید گاز ذوب می گردد و به صورت تفاله مایع شکل از انتهای این محفظه خارج می شود.

گاز حاصله در دمای حدود 1500°C ، برای بالا بردن بخار آب در یک دیگ گرمای زاید مورد استفاده قرار می گیرد و سپس در آب، خنک و تمیز شده و برای خارج کردن سولفید هیدروژن به عمل آورده می شود. سوخت گازی تمیز حاصله، حاوی حدود $55\% \text{CO}$ و $34\% \text{H}_2$ است. بیشتر باقی مانده آن CO_2 می باشد. گاز حاصله دارای ارزش حرارتی حدود 11 MJ/m^3 است و می تواند به SNG تبدیل شود.



شکل ۴-۲. فرآیند گازسازی از زغال سنگ با جریان ادغامی

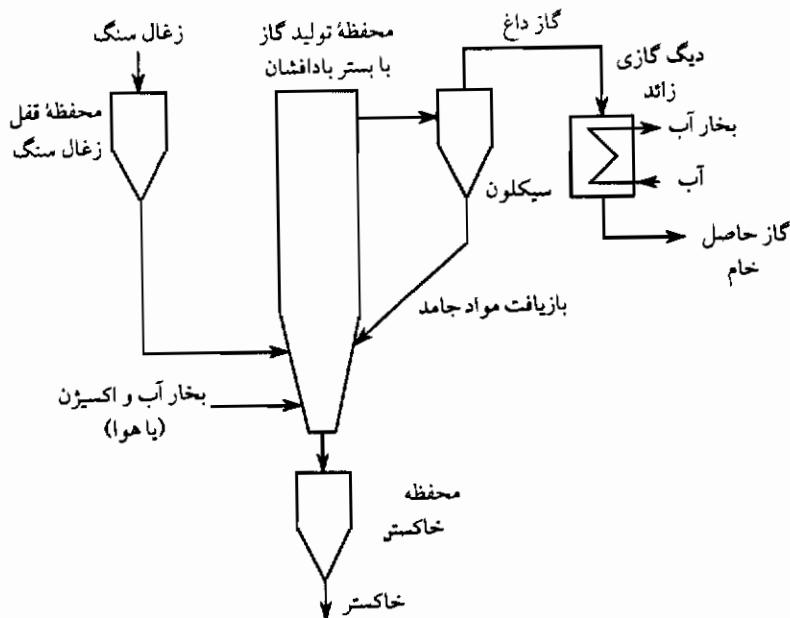
پرنفلو^۱

فرآیند پرنفلو، به طور مثال فرآیند گازسازی با جریان ادغامی تحت فشار همراه با وزش اکسیژن، توسط کراپ کاپرز^۲ و از فرآیند کاپرز-توتزک توسعه داده شد. گاز سوختی با CO و H_2 به عنوان اجزای اصلی و $\text{LHV} = 11.5 \text{ MJ/m}^3$ در فشار ۲۴-۳۰ بار و دمای بالای 2000°C از زغال سنگ چرب حاوی تا ۴۰٪ خاکستر و تا ۴-۲٪ گوگرد حاصل می شود (شلبیگ و کوسک، ۱۹۹۲). این فرآیند برای مجتمع واحدهای صنعتی گازسازی با چرخه ترکیبی (IGCC) کاملاً مناسب است (فصل ۹ را ببینید).

فرآیند وینکلر

این فرآیند برای گازسازی از زغال سنگ با بادافشان، در آلمان و در سالهای ۱۹۲۰ توسعه داده شد. بیشتر واحدهای صنعتی تجاری از لینیث و زغال سنگهای از گروه چرب غیر سخت استفاده می کنند. ماده تولید گاز بخار آب با اکسیژن یا هواست. بسته به استفاده از اکسیژن یا هوا، محصول

سوخت گازی با ارزش حرارتی متوسط یا پایین است. زغال سنگ پودر شده از پایین محفظه تولید گاز با بستر بادافشان توسط جریان به سمت بالای ماده تولید گاز تغذیه می شود (شکل ۵-۲). به خاطر اختلاط کامل ذرات زغال سنگ با ماده تولید گاز در بستر بادافشان، زغال سنگ سریعاً تبدیل به گاز می گردد. دما در ناحیه گازسازی در محدوده ۱۰۰۰ تا ۱۱۵۰ °C است. لینییت در مقایسه با زغال سنگهای با واکنش کمتر احتیاج به دماهای گازسازی پایتتری دارد. گرمای لازم برای واکنش، توسط احتراق جزئی کربن فراهم می شود. بیشتر کربن موجود در زغال سنگ در عمل متقابل با بخار آب تولید منواکسید کربن و هیدروژن می کند. ذرات خاکستر بزرگتر از پایین محفظه تولید گاز خارج می شوند. خاکستر پراکنده و چار غیرواکنشی با گاز تولیدی انتقال می یابد. برای جلوگیری از ملایم شدن و ته نشین شدن ذرات خاکستر پراکنده در مقطع مجرای خروجی گاز در دماهای بالا، گاز در قسمت بالای محفظه تولید گاز توسط دیگ بخار آب به صورت جزئی سرد می شود. با زغال سنگهای واکنشی، دمای محفظه تولید گاز پایتتر است و دیگ مورد استفاده قرار نمی گیرد. گاز تولیدی خام ترك كننده محفظه تولید گاز از داخل یک دیگ گرمای زاید، یک سیکلون جداکننده و یک تمیزکننده آبی برای خارج ساختن ذرات جامد عبور می کند. این گاز برای جداسازی سولفید هیدروژن به عمل آورده شده و حاوی حدود ۴۰٪ حجمی CO، ۳۵٪ H_2 و ۳٪ CH_4 است. بیشتر مواد باقی مانده گاز خنثی



شکل ۵-۲. فرآیند گازسازی زغال سنگ با بستر افشانه ای وینکلر

CO_2 است. ارزش حرارتی گاز در یک تبدیل کننده به گاز با وزش اکسیژن حدوداً 10 MJ/m^3 است. گاز تولیدی می تواند به یک گاز HHV تبدیل شود. ارزش حرارتی گاز در محفظه تولید گاز با وزش هوا حدود $4/5 \text{ MJ/m}^3$ است.

فرآیند تبدیل به گاز کردن وینکلر با دمای بالا (HTW) توسط رین براون^۱ (آلمان) (اوده، ۱۹۹۳) مورد استفاده قرار گرفت. این فرآیند مشخصه های زیر را داراست: گازسازی در دمای بالا و تحت فشار، زغال سنگ در قسمت پایین محفظه تولید گاز تغذیه می شود، اکسیژن در دو یا چند سطح تزریق می شود، ذرات چار نسوخته در یک سیکلون از جریان گاز تولیدی جدا می گردد و به بستر بادافشان برگشت داده می شود، و گاز خام در یک دیگ بخار گرمای زاید خنک می شود. این فرآیند امتیازات چندی از قبیل ظرفیت گرمای ویژه بالای محفظه های تولید گاز و تبدیل کربن بالا (۹۸٪) را دارد. کاربرد فرآیند HTW به واحدهای صنعتی IGCC در فصل نهم بیان خواهد شد.

فرآیند تکراکو

این یک فرآیند جریان ادغامی برای گازسازی از زغال سنگ با بخار آب و اکسیژن برای تولید گاز سوختی با ارزش حرارتی متوسط ($9-10 \text{ MJ/m}^3$) است (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ ریچاردز، ۱۹۹۴). این فرآیند تقریباً برای انواع زغال سنگ و همچنین روغنهای با باقی مانده سنگین کاربرد دارد. دوغابی^۲ از زغال سنگ پودر شده در آب با اکسیژن تحت فشار به بالای محفظه تبدیل گاز با جریان به سمت پایین تغذیه می شود. کربن موجود در زغال سنگ در دمای عملکرد $1500-1350^\circ\text{C}$ و فشار $10-2 \text{ Mpa}$ سریعاً با بخار آب (از آب دوغاب) واکنش نشان می دهد و گازی تولید می کند که بیشتر حاوی CO و H_2 است. خاکستر این فرآیند تفاله ای را تشکیل می دهد که پس از خاموش شدن با آب از انتهای پایین محفظه تولید گاز خارج می گردد. گاز تولیدی داغ برای تولید بخار آب در دیگ به کار گرفته می شود. این گاز سپس برای جداسازی گوگرد و ذرات دیگر به کار می آید. اطلاعات اصلی برای فرآیند گازسازی از زغال سنگ با جریان ادغامی تکراکو در جدول (۱۱-۲) نشان داده می شود.

در راه دیگر - یعنی فرآیند خاموش کردن مستقیم - گاز قبل از ترك محفظه تولید گاز با آب خنک می گردد. این محصول سپس با بخار آب اشباع می شود و برای واکنش نوبتی آب - گاز مناسب است.

فرآیند کلاز^۳

این فرآیند برای اکسیداسیون سولفید هیدروژن (H_2S) با اکسیژن هوا به عنصر گوگرد طبق واکنش

1. Rheinbraun

2. Slurry

3. Glaus

زیر به کار می رود :



اکسیداسیون H_2S در دو مرحله انجام می پذیرد : در یک مرحله حرارتی در دمای بالا و یک مرحله کاتالیزوری در دمای پایین . در مرحله اول مخلوط گاز تولیدی و هوا به داخل یک کوره و در دمای 600°C تغذیه می شود . قسمت اصلی H_2S موجود در گاز اکسیده می شود و عنصر گوگرد به شکل بخار و بخار آب را تشکیل می دهد . این گاز سپس سرد می شود و بخار گوگرد را تقطیر می کند . سپس این گاز تا حدود 250°C گرم می گردد و H_2S باقی مانده در یک راکتور کاتالیزوری اکسیده می شود . گوگرد تشکیل شده به صورت تقطیر خارج می شود و محصول انتهایی ، گوگرد جامد است . مقدار کمی سولفید اکسیژن کربن (COS) و دی سولفید کربن (C_2S) همراه با باقی مانده H_2S و SO_2 با به عمل آوردن بیشتر خارج می شود؛ مانند فرآیند ولمن لورد^۱ (ریچاردز، ۱۹۹۴) . گاز به عمل آمده در فرآیند کلاز باید حداقل دارای ۱۰٪ حجمی H_2S باشد .

جدول ۲-۱۱. اطلاعات اصلی فرآیند گازسازی از زغال سنگ با جریان ادغامی تکزاکو

ارزش	
۱۶۰۰-۱۲۰۰	دما، $^\circ\text{C}$
۴۰	فشار بار
۷۰	تمرکز زغال سنگ به صورت معلق، درصد جرمی
۱٫۸۵	گاز مصنوعی خروجی، زغال سنگ m^3/kg
	ترکیب گاز، خشک، درصد حجمی
۵۴	CO
۳۴	H_2
۰٫۱	CH_4
۰٫۶	N_2
۱۱	CO_2
۰٫۳	$\text{H}_2\text{S} + \text{COS}$
۷۸	راندمان گازسازی، %
> ۹۹	راندمان تبدیل کربن، %

منبع : ارده (۱۹۹۳).

مؤخره

مبانی احتراق سوخت ارائه شده در این فصل برای انواع سوخت فسیلی محترقه در نیروگاهها کاربرد دارد. معادلات مربوط به محاسبات احتراق برای تعیین هوای لازم و حجم گاز دودکش در محفظه های احتراق و مشعلهای سیکل ترکیبی توربین بخار آب و توربین گاز و واحدهای تولید همزمان (cogeneration) مورد استفاده قرار می گیرد. فرآیندهای مدرن گازسازی از زغال سنگ و انواع مبدلهای تولید گاز تخصصی نیز به صورت کامل در این فصل بحث می شود. طراحیهای محفظه های احتراق و مشعلهای با نشرهای NO_x پایین در فصلهای ۳، ۴ و ۵ تشریح می شود و تکنولوژی احتراق با بستر بادافشان و قابلیت ذاتی آن برای کاهش گوگرد و نشر اکسید نیتروژن در فصل ۹ مورد بحث قرار می گیرد.

مسائل

- ۲-۱ یک زغال سنگ چرب دارای ترکیب زیر است (برحسب % جرم، خشک و بدون خاکستر) :
- کربن ۸۶/۸، هیدروژن ۵/۴، اکسیژن ۵/۰، نیتروژن ۱/۶، و گوگرد ۱/۲. خاکستر و نسبت رطوبت در تجزیه و تحلیل تقریبی به ترتیب ۹/۷٪ و ۴/۳٪ است؛ الف- تجزیه و تحلیل نهایی زغال سنگ؛ ب- نسبت هوا به سوخت استوکیومتری و واقعی برای ۱۸٪ هوای اضافی برحسب kg/kg ؛ ج- حجم اجزای محصولات احتراق؛ و د- نسبتهای مولی محصولات احتراق را تعیین کنید. فرض کنید که نسبت رطوبت هوا kg/kg ۰/۰۰۹ است.
- ۲-۲ یک لینیت، ترکیب زیر را داراست (برحسب % جرم، خشک و بدون خاکستر) :
- کربن ۶۷، هیدروژن ۷، اکسیژن ۲۲، نیتروژن ۲، و گوگرد ۲. خاکستر و نسبتهای رطوبت در تجزیه و تحلیل تقریبی به ترتیب ۵٪ و ۵۰٪ هستند. برای احتراق با ۱۲۵٪ هوا استوکیومتری، مقادیر زیر را محاسبه کنید: الف- تجزیه و تحلیل نهایی زغال سنگ؛ ب- نسبتهای استوکیومتری و واقعی سوخت به هوا برحسب kg/kg ؛ ج- حجم اجزای محصولات احتراق؛ و د- نسبت مولی محصولات احتراق. فرض کنید که نسبت رطوبت هوا kg/kg ۰/۰۰۹ است.
- ۲-۳ موارد زیر را پیدا کنید :
- الف- نسبتهای استوکیومتری و واقعی هوا به سوخت برحسب m^3/m^3 ؛ ب- نسبت مولی محصولات احتراق برای یک احتراق کامل CH_4 با ۱۵٪ هوای اضافی. فرض کنید که نسبت رطوبت هوا kg/kg ۰/۰۰۸ است.
- ۲-۴ یک گاز طبیعی دارای ترکیب زیر است (برحسب درصد حجمی) :

متان (CH_4) ۹۰/۳ ، اتان (C_2H_6) ۳/۲ ، پروپان (C_3H_8) ۱/۷ ، و نیتروژن ۴/۸ . برای احتراق در یک توربین گاز با ۴۰۰٪ هوا با موازنه جرم و انرژی موارد زیر را حساب کنید :

الف- نسبت واقعی هوا به سوخت برحسب kg/kg و برحسب m^3/m^3 ؛ ب- نسبت مولی محصولات احتراق . فرض کنید که نسبت رطوبت هوا kg/kg ۰/۰۰۸ است .

۲-۵ یک سوخت نفتی دارای ترکیب زیر است (برحسب درصد جرمی) :

کربن ۸۶/۳ ، هیدروژن ۱۳/۴ و گوگرد ۰/۳ . این موارد را محاسبه کنید : الف- نسبتهای استوکیومتری و واقعی هوا به سوخت برای احتراق با ۱۰٪ هوای اضافی برحسب kg/kg ؛ ب- نسبت مولی محصولات احتراق . فرض کنید که نسبت رطوبت هوا kg/kg ۰/۰۰۸ است .

۲-۶ دمای آدیاباتیک احتراق یک زغال سنگ با ارزش حرارتی MJ/kg ۳۲/۵ را حساب کنید اگر که حجم گاز تر دودکش برابر با m^3 ۱۰/۷۵ (در شرایط استاندارد) به ازای هر کیلوگرم زغال سنگ باشد . تجزیه محصولات احتراق را می توان نادیده گرفت . فرض کنید که گرمای ویژه محصولات احتراق $\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{ K})$ ۱/۳۵ است .

۲-۷ دمای احتراق یک سوخت نفتی با ارزش حرارتی پایینی MJ/kg ۴۶ را تعیین کنید اگر که حجم گاز تر دودکش برابر با m^3 ۱۲/۳ در شرایط استاندارد به ازای هر kg سوخت باشد . از تجزیه محصولات احتراق می توان صرف نظر کرد . فرض کنید که گرمای ویژه محصولات احتراق $\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{ K})$ ۱/۳۵ است .

مراجع

- Bartok, W., and Sarofim, A. F., eds. 1991. *Fossil fuel combustion: A source book*. New York: Wiley.
- Combustion Engineering. 1981. *Combustion: Fossil power systems*, 3rd ed. Windsor.
- Lurgi AG. 1992. CFB power plants. Germany.
- Merrick, D. 1984. *Coal combustion and conversion technology*. New York: Elsevier.
- Richards, P. C. 1994. Gasification: The route to clean and efficient power generation with coal. *Can. Min. Metall. Bull. CIM Bull.* 87:135-140.
- Schellberg, W., and Kuske, E. 1992. The qualities of Prenflo coal gas for use in high-efficiency gas turbines. ASME paper 92-GT-263, pp. 1-5.
- Smoot, L. D., ed. 1993. *Fundamentals of coal combustion for clean and efficient use*. Amsterdam: Elsevier.
- Smoot, L. D., and Smith, P. J. 1985. *Coal combustion and gasification*. New York: Plenum.
- Uhde AG. 1993. *Texaco Kohleverasung*. Germany.

فصل سوم

کاهش آثار زیست محیطی سیستمهای انرژی

سوخت فسیلی محترقه در نیروگاهها به دلیل نشر گاز گلخانه ای دی اکسید کربن و آلاینده هایی از قبیل غبار (خاکستر پراکنده)، گوگرد و اکسیدهای نیتروژن اثر نامطلوب زیادی بر روی محیط دارد. در این فصل از تشکیل آلاینده ها در محفظه های احتراق و مشعلها و نیز روشهای کاهش آنها که برای کنترل نشر مواد آلاینده از نیروگاهها به کار گرفته می شود، بحث خواهد شد. همچنین رسوب گیرهای الکترواستاتیکی (ESPs)، فیلترهای کیسه ای، و فیلترهای سرامیکی برای کنترل نشر ذرات مورد استفاده قرار می گیرند.

تشکیل دی اکسید گوگرد در فرآیند احتراقی سوخت و کنترل نشر SO_2 با استفاده از جذب کننده هایی مثل آهک، سنگ آهک و دولومیت نیز به طور مفصل بیان خواهد شد. یکی از مهمترین موضوعات، کنترل نشر NO_x است. ابتدا مکانیزمهای حرارتی، سوخت، و تشکیل سریع NO مورد بحث قرار می گیرد؛ سپس روشهای مورد استفاده برای کنترل نشر NO_x تشریح می شود. در انتها نیز روشهای پیشرفته کنترل آلودگی چندگانه از قبیل فرآیندهای دو ماده جذب کننده، تزریق اوره، برمبنای چار، و ناکسال^۱ ارائه می گردد.

نشر آلاینده ها از نیروگاههای معمولی

کاهش اثرات زیست محیطی یکی از مهمترین هدفهای تکنولوژی مدرن انرژی است. هیچ گونه

سیستم انرژی بدون خطر برای محیط زیست وجود ندارد. نشر آلاینده های زیر از نیروگاههای حرارتی، مستقیماً بر محیط زیست اثر می گذارند (بالد^۱ و هوسینگر^۲، ۱۹۹۶؛ ماکانسی^۳، ۱۹۹۳؛ الیوت^۴، ۱۹۸۹):

- نشر آلاینده های گازی
- نشر ذرات آلودگی
- فاضلاب
- دفع گرما
- نشر صدا (آلودگی صوتی)

محصولات احتراق یک سوخت، حاوی اجزای گازی و مواد باقی مانده جامد است. اجزای گازی شکل شامل اکسیدهای کربن (CO و CO_2)، بخار آب (H_2O)، اکسیدهای گوگرد (SO_1 و SO_2)، نیتروژن (N_2)، اکسیژن (O_2)، اکسیدهای نیتروژن (NO و NO_2)، اکسیدشوره (N_2O) و هیدروکربنهای نسوخته (UHCs) است. مواد باقی مانده جامد شامل خاکستر پراکنده، تغالله، فلزات سنگین، کلوراید ها و غیره هستند. فقط سه ماده H_2O ، N_2 و O_2 برای محیط زیست بدون ضررند؛ در صورتی که بقیه این مواد اثر نامطلوب دارند. تمرکز هر ماده در گاز دودکش بستگی به نوع سوخت و ترکیب آن، نوع واحد احتراقی، و خصوصیات فرآیند احتراقی دارد. نشر آلاینده های یک نیروگاه با راندمان بالاتر در نرخ پایستری صورت می پذیرد. هرچه راندمان یک نیروگاه بالاتر باشد انرژی سوخت بهتر مورد استفاده قرار می گیرد و بنابراین سوخت مصرفی به ازای واحد انرژی الکتریکی تولیدی کمتر خواهد بود.

کنترل نشر CO و UHC با افزایش راندمان احتراق از طریق بهسازی طراحی محفظه های احتراقی و مشعلهای به خصوص صورت می پذیرد و کنترل ذرات جامد نیز با استفاده از سیستمهای مؤثر جمع آوری غبار از قبیل رطوبت زنهای الکترواستاتیکی و فیلترهای کیسه ای صنعتی انجام می گیرد. لازم به تذکر است که در بعضی موارد روشهای کاهش اکسیدهای نیتروژن و گوگرد می تواند اثر نامطلوبی بر بازده احتراقی اعمال کند.

عموماً نشر آلاینده ها از نیروگاهها را می توان در ابتدا با افزایش راندمان تبدیل انرژی، کاهش داد. از مقایسه انواع مختلف سوخت های فسیلی معترقه در نیروگاهها می توان به این نتیجه رسید که به دلیل دارا بودن درجه بالای مصرف انرژی سوختی، نیروگاههای با چرخه ترکیبی و واحدهای تولید همزمان مقرون به صرفه هستند. شرایط احتراق در کوره دیگها و در محفظه های احتراق توربین گازی

بسته به مقدار هوای اضافی مصرفی، تغییر می کند. به دلیل نسبتهای هوای اضافی بالا (۴-۵) در محفظه احتراقی توربینهای گازی، عملاً احتراق کامل انجام می گیرد و در نتیجه تمرکز اجزای نسوخته از قبیل منواکسید کربن و UHCs در گاز خروجی از توربینهای گازی خیلی پایین است. به دلیل نسبتهای هوا به سوخت احتراقی بالا، آلاینده ها در گاز دودکش با تمرکز اکسیژن ۱۷-۱۳٪ به صورت نسبتاً شدید رقیق می شوند (ماکانسی، ۱۹۹۳).

جدول ۱-۳. نشر آلودگی (برحسب mg/m^3) از نیروگاههای زغال سنگی پیشرفته

تکنولوژی نیروگاه	SO_x	NO_x	غبار
زغال سنگ پودر شده (تکنولوژی مرجع)	۲۴۵۰	۸۰۰	۵۰
زغال سنگ پودر شده + SCR + FGD	۲۰۰	۲۰۰	۵۰
FBC	۲۵۰	۱۷۰	۵۰
IGCC	۱۰	۵۰	۵

FGD = سولفورزدایی گاز دودکش، SCR = کاهش کاتالیزوری انتخابی، IGCC = مجتمع گازسازی

با چرخه ترکیبی، FBC = احتراق با بستر بادافشان

نشر آلاینده ها از نیروگاههای جدید با سوخت زغال سنگ برحسب گاز mg/m^3 در جدول (۱-۳) آمده است. نیروگاههای با چرخه ترکیبی و تولید همزمان که از گاز طبیعی یا سوخته های نفتی سبک استفاده می کنند، طبیعتاً راندمان بالاتری از نظر مصرف انرژی سوخت دارند و بنابراین بر روی محیط زیست اثر زیان بار کمتری نسبت به نیروگاههای سوخت زغال سنگی و واحدهای صنعتی حرارتی معمولی دارند. به این دلیل دسته اول برای استفاده در نواحی با جمعیت زیاد مناسبتر هستند. با سوزاندن گاز طبیعی تنها آلاینده های منتشره در گاز دودکش حاوی اکسیدهای نیتروژن NO و NO_2 هستند که عموماً به عنوان NO_x شناخته می شوند. بنابراین مهمترین مسأله زیست محیطی نیروگاههای بر مبنای توربین گاز، پخش NO_x است. اکسیدهای نیتروژن آلاینده های خیلی زیان آوری برای محیط زیست هستند؛ به خصوص که گوگرد و اکسیدهای نیتروژن با آب ترکیب می شوند و تشکیل اسید سولفوریک و اسید نیتریک می دهند که به مقدار قابل توجهی باعث افزایش اسیدی شدن باران می شوند. باران اسیدی با pH زیر ۵ باعث اسیدی شدن دریاچه ها می شود و در نتیجه خسارتهایی برای ماهیگیری و جنگلها به بار می آورد و برای سلامتی انسان زیان آور است. افزایش تمرکز SO_2 ، NO_x ، اوزون، و ذرات اسیدی در آتمسفر نیز اثر منفی بر سلامت انسان دارند.

روشهای زیادی برای کاهش نشر NO_x مورد استفاده قرار می گیرند. آماده سازی سوخت می تواند

نشر آلاینده‌ها از کوره‌ها و محفظه‌های احتراقی مورد استفاده در نیروگاه‌ها را شدیداً کاهش دهد. این موضوع به طور اخص در توربینهای گازی کاربرد دارد (لفبره^۱، ۱۹۹۵). مهمترین موضوعات در زمینه کنترل نشر آلاینده‌ها مواردی هستند که در این جا از آنها سخن می‌رانیم:

کنترل نشر ذرات

مقدار باقی مانده جامد (خاکستر و تفال) در یک فرآیند احتراقی به ازای MJ انرژی سوخت ورودی و به ازای kWh انرژی الکتریکی تولیدی به صورت زیر داده می‌شود:

$$m_{st} = m_{\text{تفال}} + m_{\text{خاکستر}} = A/LHV \quad \text{kg/MJ} \quad (3-1)$$

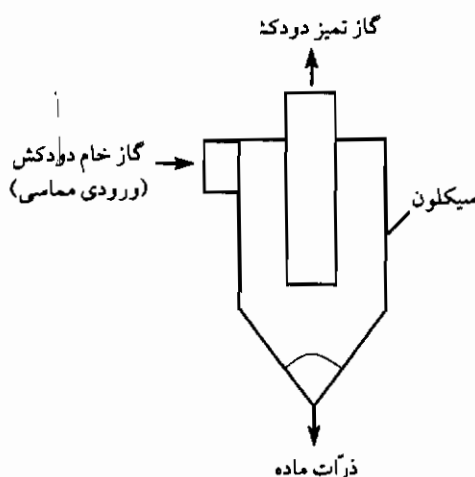
$$m'_{st} = 3.6A/LHV \eta_0 \quad \text{kg/kWh} \quad (3-2)$$

که در آن A کسر جرمی خاکستر در زغال سنگ بر حسب kg/kg، LHV ارزش حرارتی پایینی زغال سنگ بر حسب MJ/kg، و η_0 راندمان کلی نیروگاه است.

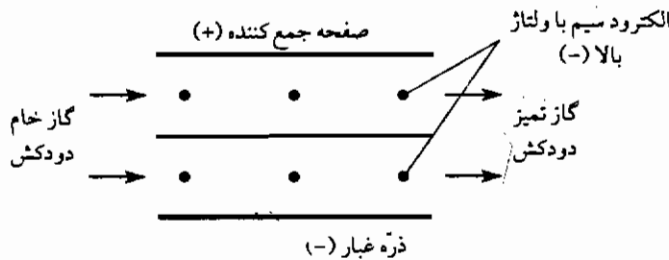
مقدار خاکستر پراکنده در گاز دودکش برابر می‌شود با:

$$m_{fa} = Am_f(1 - A_r) \quad \text{kg} \quad (3-3)$$

که در آن m_f جرم زغال سنگ سوزانده شده بر حسب kg و A_r کسر جرمی خاکستر جمع‌آوری شده در قسمت تحتانی کوره (بر kg زغال سنگ) بر حسب kg/kg است.



شکل ۳-۱. اصول عملکرد سیکلون



شکل ۲-۳. اصول عملکرد رسوب‌کن الکترواستاتیکی

تمرکز خاکستر پراکنده در یک متر مکعب گاز دودکش به صورت زیر داده می‌شود:

$$c_g = m_{fa} / (m_f V_g) \quad \text{kg/m}^3 \quad (3-4)$$

که در آن V_g حجم گاز تر دودکش برحسب m^3 و در شرایط استاندارد (0°C و 1.013 بار) به ازای کیلوگرم زغال سنگ است.

کنترل ذرات جامد توسط سیستم‌های جمع‌کننده غبار به شرح زیر صورت می‌پذیرد (الیوت، ۱۹۸۹):

سیکلون، رسوب‌کن الکترواستاتیکی، فیلتر پارچه‌ای، و تمیزکن تر. راندمان جمع‌آوری غبار (خاکستر پراکنده) به این صورت داده می‌شود:

$$\eta_{coll} = (1 - c_e/c_i) \times 100\% \quad (3-5)$$

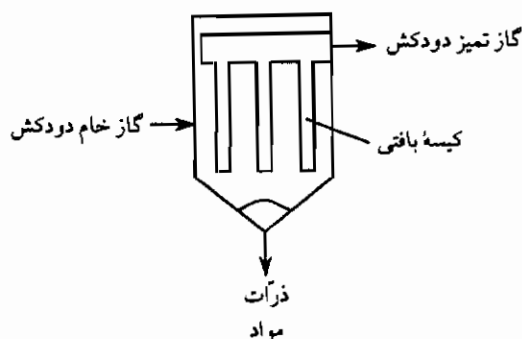
که در آن c_i و c_e به ترتیب تمرکز ذرات در جریان گاز ورودی و خروجی سیستم جمع‌کننده غبار برحسب kg/m^3 هستند.

نمایه یک سیکلون در شکل (۳-۱) آمده است که عملکرد آن بر مبنای نیروی گریز از مرکز عمل‌کننده بر روی ذرات است. جریان گاز از داخل یک ورودی مماسی وارد سیکلون می‌شود و در آن جا در مسیر حرکت مارپیچی قرار می‌گیرد. راندمان جمع‌آوری در یک سیکلون بستگی به تفاوت دانسیته ذرات جامد و گاز دارد. سیکلونها قادر به جداسازی بیشتر از ۹۹٪ از ذرات درشت‌تر با قطر بیشتر از $20 \mu\text{m}$ هستند. این سیکلونها در قبال ذرات کوچک‌تر راندمان کمتری دارند و مثلاً فقط حدود ۴۰٪ از ذرات کوچک‌تر از $5 \mu\text{m}$ را جدا می‌سازد.

در یک رسوب‌کن الکترواستاتیکی (بنگرید به شکل ۲-۳) ولتاژ بالایی ($30-60 \text{ kV}$) به تعداد

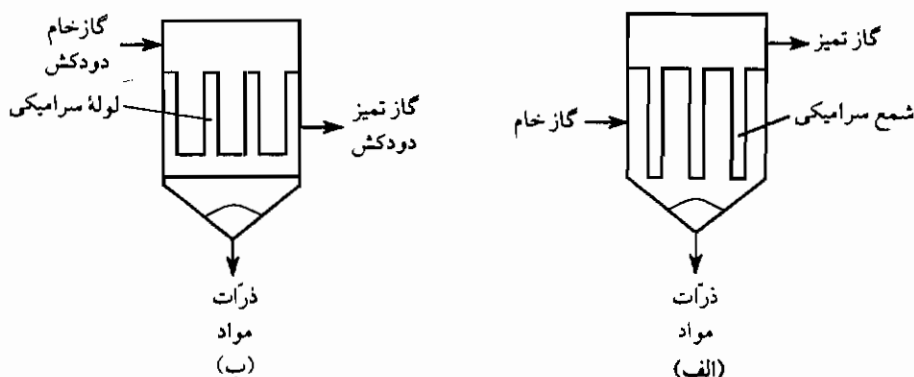
زیادی از سیمهای الکتروود (با بار منفی) که در عرض این دستگاه و در مسیر جریان گاز و زیر صفحات با بار مثبت جمع کننده آویزان هستند اعمال می شود. ذرات داخل جریان گاز بار منفی به دست می آورند و بر روی صفحات جمع کننده قرار می گیرند. راندمان جمع آوری برای ذرات بزرگتر از $10\text{ }\mu\text{m}$ بیشتر از ۹۹/۵٪ و در مورد ذرات کوچکتر از $5\text{ }\mu\text{m}$ در حدود ۹۰٪ است.

فیلترهای بافتی (بنگرید به شکل ۳-۳) برای تمیز کردن ذرات جامد از گاز دودکش ضمن عبور از ساختار بافتی مشبک مورد استفاده قرار می گیرند. کیسه های بافته شده از فایبر گلاس و نمد تفلون برای تمیز کردن نهایی ذرات از گاز داغ دودکش در دمای تا 250°C به کار گرفته می شوند. فیلترهای بافتی قادر به جداسازی بیشتر از ۹۹/۵٪ از کوچکترین ذرات خاکستر پراکنده به خصوص از گازهای دودکش تأسیسات دیگها هستند. این نوع فیلترها به صورت کیسه های بزرگ خانگی به کار گرفته می شوند.



شکل ۳-۳. فیلتر بافتی (کیسه خانگی)

سیستمهای تمیزکننده گاز داغ (HGCU) عمل کننده در دمای بالای 550°C ، استفاده از مواد سرامیکی را ایجاب می کند که باید در محیط با دمای بالا از نظر مکانیکی و حرارتی پایدار بوده و در برابر اکسیداسیون و خوردگی اجزای معدنی زغال سنگ مثل (خاکستر)، گوگرد و فلزات قلیایی (سدیم و پتاسیم) مقاوم باشد. اصول عملکرد فیلترهای با موانع سرامیکی از قبیل فیلترهای باشمع سرامیکی و فیلترهای با لوله سرامیکی به ترتیب در شکلهای الف و ب (۳-۴) نشان داده شد. این فناوری (تکنولوژی) برای تکمیل مجتمع گازسازی پیشرفته واحدهای صنعتی با چرخه ترکیبی (IGCC) از بالاترین درجه اهمیت برخوردار است که در فصل نهم پیشتر مورد بحث قرار خواهد گرفت.



شکل ۳-۴. تمیز کردن گاز داغ با: الف - فیلتر با شمع سرامیکی؛ یا، ب - فیلتر لوله سرامیکی

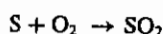
تشکیل و حفظ اکسیدهای گوگرد

محتویات گوگرد در سوخت

محتویات گوگرد در سوختهای فسیلی به طور وسیعی تغییر می کند. سوختهایی از قبیل زغال سنگ و سوخت نفتی به مقدار قابل ملاحظه ای گوگرد دارند. سه نوع گوگرد در زغال سنگ وجود دارد: ۱- گوگرد معدنی یا سولفور آهن (FeS_2)؛ ۲- ترکیبات آلی گوگرد از قبیل تیوفینها^۱ و سولفیدها؛ و ۳- سولفاتهای کلسیم یا آهن. در بیشتر موارد محتویات گوگرد در زغال سنگ ۱-۳٪ جرمی است. با به کارگیری روشهای جداسازی مکانیکی جهت بهبود زغال سنگ، سهم بزرگی از گوگرد را می توان خارج کرد. محتویات گوگرد سوختهای نفتی بین حداقل بیش از ۰/۱٪ جرمی برای سوختهای نفتی سبک و حداکثر مقدار ۴٪ برای سوختهای نفتی سنگین است. به استثنای مقدار خیلی کمی ترکیبات آلی گوگردی^۲ افزودنی مربوط به بو، گاز طبیعی بدون گوگرد است.

تشکیل آلاینده های گوگرد

اکسیدهای گوگرد از گوگرد موجود در سوخت در محفظه های احتراق تشکیل می شوند. عملاً تمام گوگرد موجود در سوخت در حین احتراق طبق واکنش زیر به دی اکسید گوگرد اکسیده می شود:



(۳-۶)

۱. Thiophenes (C_4H_4S)

۲. Mercaptan

بدین ترتیب از هر kg گوگرد موجود در سوخت مقدار ۲ کیلوگرم SO_2 تشکیل می شود؛ بنابراین برای سوختی حاوی S کیلوگرم گوگرد در هر کیلوگرم سوخت، کمیت SO_2 تشکیل شده در هر MJ یا kWh انرژی سوخت ورودی به صورت زیر داده می شود:

$$m_{SO_2} = 2S/LHV \quad \text{kg/MJ} \quad (3-7)$$

که در آن LHV ارزش حرارتی پایینی سوخت برحسب MJ/kg است.

تمرکز اکسیدهای گوگرد در گاز دودکش عمدتاً بستگی به مقدار گوگرد موجود در سوخت دارد. توربینهای گازی عموماً سوختههای تمیز مصرف می کنند و بنابراین وجود اکسید گوگرد در نیروگاههای با چرخه ترکیبی در مقایسه با نیروگاههای با سوخت زغال سنگ مسأله ای فرعی است.

گوگرد باقی مانده در واحدهای صنعتی گازسازی از زغال سنگ عمدتاً به شکل سولفید هیدروژن (H_2S) و موادی از قبیل CS_2 و COS است (لونگول^۱ و دیگران، ۱۹۹۵؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵).

تکنولوژیهای کاهش آلاینده های گوگرد

آلاینده های شامل گوگرد که از واحدهای احتراقی و گازسازی به وجود می آیند را نمی توان به مواد گازی شکل بدون ضرر تبدیل کرد. اشکال نیروگاههای پیشرفته شامل محفظه احتراق با بستر بادافشان (FBC) یا طرحهای IGCC با HGU می توانند سطوح بالایی از کاهش آلودگیهای گوگرد را فراهم آوردند. معرفی مواد جاذب به طور مستقیم در FBC یا در محفظه بعد از احتراق، راهی است که می تواند در کنترل نشر SO_2 در محفظه های احتراق جدید کمک کند (لورجی، ۱۹۹۲؛ اسموت، ۱۹۹۳).

روشهای نوین گوگردزدایی در زغال سنگ را می توان به چهار دسته تقسیم بندی کرد (بارتوک و ساروفیم، ۱۹۹۱؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ اسموت، ۱۹۹۳): ۱- تمیز کردن زغال سنگ قبل از احتراق؛ ۲- تکنولوژیهای پیشرفته احتراقی؛ ۳- حفظ گوگرد در جای طبیعی خود؛ و ۴- گوگردزدایی گاز دودکش (FGD). روشهای تمیز کردن فیزیکی، شیمیایی، یا بیولوژیکی برای جداسازی گوگرد از زغال سنگ قبل از احتراق به کار گرفته می شوند. حدود ۵۰-۳۰٪ سولفورهای طبیعی فلزات را که ۳۰-۱۰٪ گوگرد کلی زغال سنگ را تشکیل می دهند، می توان با روشهای تمیز کردن فیزیکی جدا کرد. در این روش مواد خنثی بر مبنای دانسیته های متفاوت یا خواص سطحی از زغال سنگ جدا می شوند.

انتظار می رود که روشهای پیشرفته تمیز کردن زغال سنگ، حتی مقدار بیشتری از سولفورهای طبیعی فلزات را جدا نماید. روشهای تمیز کردن شیمیایی و بیولوژیکی قادر به جداسازی ۹۰٪ گوگرد کلی در زغال سنگ شامل مقداری گوگرد به صورت اتصال شیمیایی است. تمیز کردن شیمیایی زغال سنگ عبارت از شستشوی گوگرد آلی و مواد معدنی از زغال سنگ با استفاده از مواد سوزآور سدیم یا پتاسیم داغ است. زغال سنگ در تمیز کردن بیولوژیکی در معرض باکتری یا قارچی که جاذب گوگرد است قرار می گیرد. آنزیمهای حل کننده گوگرد نیز ممکن است اضافه شوند.

تکنولوژیهای پیشرفته احتراق برای کاهش آلودگی گوگرد

چند مفهوم احتراقی وجود دارند که می توانند جهت کاهش نشر SO_2 از محفظه های احتراق زغال سنگ به کار گرفته شوند. روشهای جدیدی برای تبدیل زغال سنگ به سوخته های گازی یا مایع تمیز با اثر زیست محیطی حداقل در حال توسعه و آزمایش هستند. تکنولوژیهای پیشرفته یا تمیز احتراق زغال سنگ شامل اشکال FBC، احتراق با دوغاب آب و زغال سنگ، و همچنین احتراق سوخته های تمیز حاصله از مجتمع واحد گازسازی از زغال سنگ و سیستمهای تولید توان با چرخه ترکیبی یا توسط مایع سازی زغال سنگ هستند.

تکنولوژیهای احتراق سوخت تمیز شامل سیستمهای IGCC به صورت مشروح در فصل نهم بحث می شوند. در عین حال ارائه شرح مختصری از یک سیستم IGCC شامل واحدهای زیر در این جا ارزشمند است.

● واحد گازسازی از زغال سنگ در دمای بالا با بخار آب و اکسیژن (یا هوا)؛

● واحد نظافت گاز داغ؛

● نیروگاه چرخه ترکیبی توربین گازی و بخار آب.

بیشترین قسمت گوگرد زغال سنگ ضمن گازسازی تبدیل به H_2S می شود. در سیستم HGCU، اجزای گاز خام از قبیل فلزاتی مثل وانادیوم و نیکل و همچنین سدیم و آلاینده های محیطی زیان آور برای توربین گازی باید از آن جدا شوند. این کار احتیاج به چند روش جداسازی گوگرد دارد. چندین روش برای حذف H_2S با راندمان بالا هست. در بعضی از سیستمهای گازسازی با چرخه ترکیبی، گازهای داغ از روی یک بستر فریت روی عبور داده می شود که در آن H_2S جذب می گردد. در تبدیل مجدد بستر فریت، گوگرد با درجه تجارتي تولید می شود. مایع جاذب آهنی در کاربردهای دیگر برای جداسازی H_2S به کار گرفته می شود.

به هر حال امتیاز اصلی سیستمهای گازسازی با چرخه ترکیبی این است که کاهش آلودگی قبل از عمل احتراق انجام می گیرد. حجم گاز تمیزشونده خیلی کمتر و تمرکز آلودگی خیلی بالاتر است و بنابراین می توان به تمیز کردن با راندمان بالاتری دست یافت.

جذب گوگرد در محل

آلودگیهای گوگرد را می توان با راندمان خوبی در ضمن فرآیند احتراق و با اضافه کردن مستقیم مواد جذب کننده به محفظه احتراق مانند محفظه های احتراق با بستر بادافشان (لورجی، ۱۹۹۲) و یا با تزریق مواد جذب به داخل مجرای گاز دودکش پس از احتراق (بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶) حذف کرد. مواد جذب جهت واکنش با آلودگیهای گوگرد مورد استفاده قرار می گیرند. مناسبترین مواد جذب از قبیل آهک، سنگ آهک، و دولومیت، و هیدرواکسید کلسیم برمبنای کلسیم و منیزیم هستند. اکسیدهای روی، آهن و تیتانیوم از دیگر مواد جذبند. مواد جذب برمبنای کلسیم ارزان قیمت هستند و از مخلوط شدن با گوگرد فرآورده های فرعی خنثی مثل سولفات کلسیم را تشکیل می دهند.

تکنولوژی FBC به طور مشروح در فصل نهم بحث می شود.

ضبط گوگرد توسط مواد جذب برمبنای کلسیم

هیدرات آهک، مثل هیدرواکسید کلسیم $[Ca(OH)_2]$ ، و آب آهک، مثل کربنات کلسیم $(CaCO_3)$ ، را می توان به عنوان مواد جذب مورد استفاده قرار داد؛ به طور مثال آب آهک در محفظه احتراق؛ با بستر بادافشان در محل و در کوره تکلیس می شود. این واکنش تکلیس (تجزیه) گرماگیر است و نرخ آن عملاً بستگی به ذرات و دمای ماده جذب کننده دارد؛ بنابراین:



به طور مشابه:



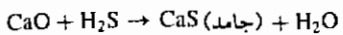
حال جذب گوگرد از محصولات احتراق بر طبق واکنشهای زیر رخ می دهد:



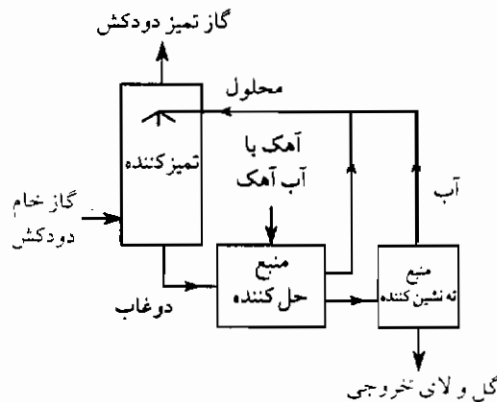
فرآیند گوگردزدایی کلی شامل پخش مواد گوگردی و اکسیژن به سطح ماده جذب کننده تکلیس می شود

و عبور از طریق حفره های ریز انجام می پذیرد و همچنین نشر حالت جامد از طریق لایه تولیدی CaSO_4 است و در نهایت واکنش با CaO جامد می باشد. حجم مولی CaSO_4 از CaO بزرگتر است؛ بنابراین تشکیل شعاع شبکه را کاهش می دهد و بدین ترتیب امکان تبدیل گوگردزایی را محدود می کند. نمایه سیستم FGD با آهک و آب آهک در شکل (۳-۵) نشان داده می شود.

سولفید هیدروژن در فرآیند گازسازی از زغال سنگ باید از سوخت گازی تولید شده گرفته شود. این عمل برطبق واکنش زیر اتفاق می افتد:



(۳-۱۲)



شکل ۳-۵. نمودار جریان در سیستم گوگردزایی گاز دودکش با آهک/آب آهک

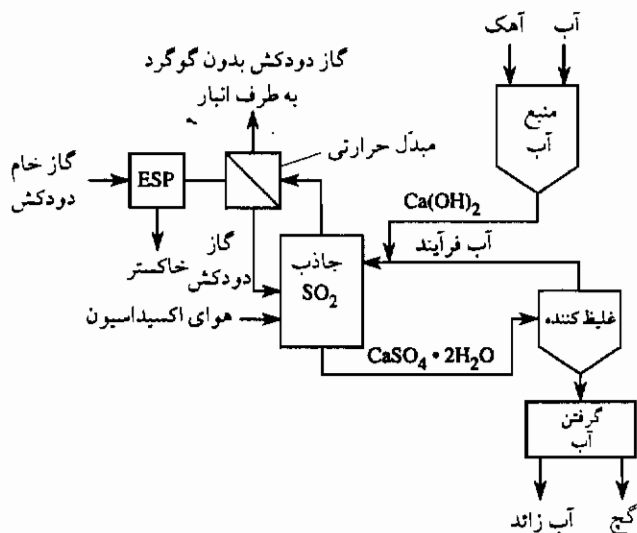
سیستمهای گوگردزایی گاز دودکش

تکنولوژیهای به کار گرفته شده برای کاهش گوگرد در FGD را می توان برطبق سیستمهای تر، نیمه خشک، یا خشک و یا سیستمهای FGD با بازیافت یا بدون بازیافت تقسیم بندی کرد. بیشتر از ۲۵۰ فرآیند FGD در جهان پیشنهاد شده است.

سیستمهای FGD تر شامل (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵؛ الیوت، ۱۹۸۹) تمیز کردن با آهک یا آب آهک، تمیز کردن با مواد سوزآور، تمیز کردن با آمونیاک، و تمیز کردن با مواد قلیایی دوگانه است. خشک کننده با آهک و افشانه یک سیستم نیمه خشک است.

واکنش کننده ها از قبیل آهک، آب آهک، یا بی کربنات در سیستمهای FGD خشک با SO_3 مخلوط می شوند. فرآورده های جنبی به دست آمده قابل فروش نیستند و باید از اطراف واحد صنعتی

را بهبود می بخشد و فرآورده های جنبی حاصله که زیانی برای محیط ندارند، می توانند به صورت تجاری فروخته شوند؛ برای مثال، فرآیند سنگ آهک بدون بازیافت تبدیل به یک فرآیند با بازیافت پیشرفته با فرآورده جنبی گچ می شود. سیستم FGD با بازیافت نشان داده شده از شکل (۷-۳) آهک یا سنگ آهک را به عنوان ماده جاذب به کار می برد و گچ را به عنوان فرآورده جنبی تولید می کند.

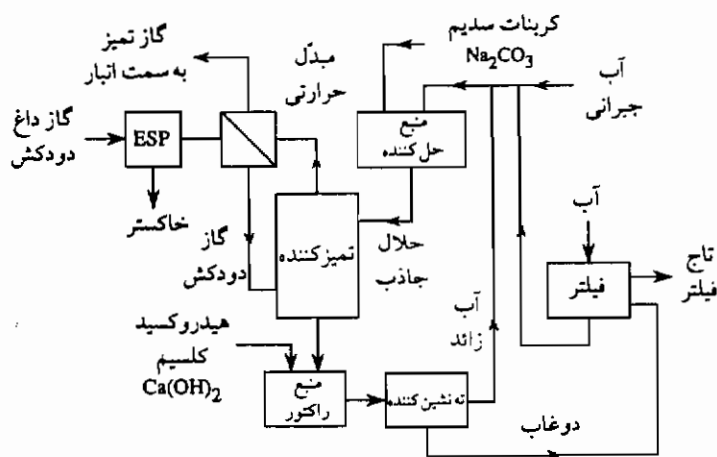


شکل ۷-۳. نمودار جریان سیستم FGD با بازیافت با فرآورده جنبی گچ

فرآورده های جنبی قابل فروش دیگری از قبیل دی اکسید گوگرد مایع، عنصر جامد گوگرد، یا اسید سولفوریک ممکن است حاصل شود. در صورتی که لجن سولفیت - سولفات کلسیم ماده زاید بدون استفاده ای است که به عنوان یک راه حل موقتی در حوضچه هایی دور ریخته می شود. کمیت فرآورده جنبی بستگی به مقدار گوگرد موجود در زغال سنگ و راندمان خارج کردن SO_2 لازم بر طبق قوانین جاری مثل قوانین مصوبه آژانس حفاظت محیط زیست ایالات متحده (EPA) دارد. بنابراین یک ایستگاه قدرت ۹۰۰ مگاواتی که زغال سنگ با ۲/۷٪ گوگرد را سوزانده و با فاکتور ظرفیت ۰/۸ عمل می کند، برای حذف گوگرد از گازهای دودکش و رساندن آن به سطح نشر استاندارد، سالیانه حدوداً احتیاج به 460×10^6 kg آهک یا 580×10^6 kg سنگ آهک دارد. فرآورده های جنبی زیر (برحسب میلیون کیلوگرم) بستگی به فرآیند مورد استفاده می تواند به صورت سالیانه حاصل شود: 80×10^6 kg دی اکسید گوگرد (۱۰۰٪)، 40×10^6 kg گوگرد جامد (عنصر)، یا 130×10^6 kg اسید سولفوریک (۹۵٪). دیده می شود که مقدار فرآورده های جنبی به دست آمده در واحدهای صنعتی

FGD فوق العاده زیاد می باشد و مسأله خارج کردن فرآورده های جنبی غیر قابل استفاده کاملاً جدی است. بنابراین راه حل مناسب تمیز کردن زغال سنگ قبل از احتراق و یا هدف خارج کردن مقدار ۴۰-۵۰٪ گوگرد موجود در آن می تواند در اولویت باشد.

در فرآیندهای FGD تر با بازیافت، ماده جاذب SO_2 معمولاً یک حلال آبگونه ای از یک قلیا (هیدرواکسید سدیم یا آمونیاک) یا یک سولفیت (سدیم، آمونیوم، یا سولفیت منیزیم) است. اضافه کردن آهک (CaO) یا سنگ آهک (CaCO_3) به محلول جاذب باعث بازیافت ماده جاذب و رسوب جامد سولفیت (CaSO_3) و سولفات (CaSO_4) کلسیم می شود که به صورت لجن دور ریخته می شود. اگر ماده جاذب محلول هیدروکسید سدیم (NaOH) یا آمونیاک (NH_3) باشد، اثر متقابل آنها بادی اکسید گوگرد در گاز دودکش به ترتیب منجر به تشکیل محلول سولفیت سدیم (Na_2SO_3) یا سولفیت آمونیوم $[(\text{NH}_4)_2\text{SO}_3]$ می شوند. بازیافت جاذب قلیایی با اضافه کردن آهک صورت می پذیرد.



شکل ۸-۳. نمودار جریان سیستم FGD بدون بازیافت دو قلیایی

وقتی که ماده جاذب یک محلول سولفیت مثل سولفیت سدیم، سولفیت آمونیوم، یا سولفیت منیزیم (MgSO_3) باشد، محصولات به ترتیب بی سولفیت سدیم (NaHSO_3)، بی سولفیت آمونیوم (NH_4HSO_3)، یا بی سولفیت منیزیم $[\text{Mg}(\text{HSO}_3)_2]$ است. اضافه کردن سنگ آهک یا آهک باعث رسوب گذاری سولفیت کلسیم جامد (و کمی سولفات) و بازیافت سولفیت جاذب اولیه در محلول می شود.

سیستم تمیزکننده گاز دودکش دو قلیایی در شکل (۳-۸) برای خارج کردن اکسیدهای گوگرد از گازهای احتراقی از دو نوع ماده جاذب - یعنی کربنات سدیم (Na_2CO_3) و هیدروکسید کلسیم $[\text{Ca}(\text{OH})_2]$

یا هیدروکسید سدیم (NaOH) - استفاده می کند. فرآیند دوقلیایی شامل سه مرحله جذب، بازیافت شیمیایی و آبگیری از جامدات است. گاز کثیف دودکش در مرحله جذب وارد قسمت انتهایی جاذب SO_2 (تمیزکننده) می شود. سپس گاز دودکش به داخل منطقه واکنش که دارای سینیهای جمع کننده، یک وانتوری، یا یک دستگاه افشانه است جریان می یابد و در آن جا با مواد جاذب مخلوط می شود.

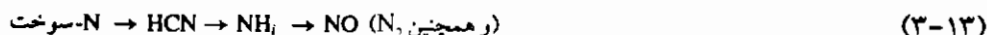
تشکیل اکسید نیتروژن

سه مکانیزم تشکیل اکسید نیتروژن در شعله ها و محفظه های احتراقی که سوخت جامد، مایع یا گاز می سوزانند وجود دارند: ۱- مکانیزم سوخت NO؛ ۲- مکانیزم حرارتی NO؛ و ۳- مکانیزم فوری NO. مکانیزم اول شامل اکسیداسیون نیتروژن موجود در سوخت به NO، مکانیزم دوم ثابت کردن مولکولی نیتروژن با اتمهای اکسیژن در دماهای بالا، و مکانیزم سوم حمله رادیکالهای آزاد هیدروکربن روی نیتروژن مولکولی و حاصل شدن NO پیشرو است.

مکانیزم اکسید نیتریک سوخت

سوخت NO عبارت است از ۹۵-۷۵٪ NO_x کلی در شعله های زغال سنگ و ۵۰٪ در شعله های سوخت نفتی است؛ بنابراین سوخت NO مهمترین منبع اکسید نیتریک تشکیل شده ضمن احتراق سوختهای فسیلی حاوی نیتروژن می باشد. غالب بودن NO سوخت در سیستمهای زغال سنگ به دلیل دماهای نسبتاً پایین ($1700^{\circ}C - 1200^{\circ}C$) و طبیعت غنی بودن محلی سوخت اغلب شعله های زغال سنگ است (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵). NO سوخت آسانتر از NO حرارتی تشکیل می شود؛ زیرا اتصال N-H و N-C رایج در اتصال نیتروژن سوخت از اتصال سه گانه مولکول نیتروژن، که باید تجزیه شود تا NO حرارتی حاصل شود، ضعیفتر است.

ابتدا نیتروژن سوخت از ترکیبات حلقوی با اتمهای مختلف العنصر (پیریدن، کونتیلین و غیره) به صورت HCN ظاهر می شود و آمینهای NH_3 تشکیل می دهد. سپس HCN سریعاً به NH_3 (۱، ۲، ۳)، $i=0$ کاهش می یابد و به نوبت با O_2 ، O و OH واکنش نشان داده و مطابق رابطه ساده شده زیر تشکیل NO و N_2 می دهد:



ضمن جلوگیری از فرار زغال سنگ، نیتروژن سوخت به دو بخش تبدیل می شود: نیتروژن فرار (عمدتاً HCN و NH_3) و نیتروژن با اتصال چار. مقدار نسبی نیتروژن فرار رها شده از زغال سنگ بستگی به دمای جداسازی مواد فرار، نرخ گرما دادن و نوع زغال سنگ دارد. اکسید نیتروژن ضمن احتراق مواد

فرآر و چار تولید می شود. کاهش NO به N_2 همزمان با تولید NO می تواند در فرآیند احتراق رخ دهد. این مقدار NO می تواند توسط واکنشهای گاز-جامد، واکنشهای کاتالیزوری گاز-جامد، و واکنشهای متجانس فاز گاز کاهش پیدا کند. اکسید نیتریک (NO) توسط واکنش روی سطح چار (C) به نیتروژن تبدیل می شود:



ترکیبات نیتروژن فرآر می تواند با NO یا نیتروژن مولکولی N_2 واکنش نشان دهد. مهمترین و کنترل کننده ترین نرخ واکنش تشکیل NO، عبارت است از:



در شعله های سوخت رقیق (نسبتهای هوای اضافه بیشتر از ۱)، واکنشهای تشکیل NO زیر و نیز کاهش آنها مهم هستند:



مکانیزم NO حرارتی

مکانیزم تشکیل اسید نیتریک حرارتی که ارائه دهنده مکانیزم اصلاح شده زیلداویچ^۱ است (اسموت، ۱۹۹۳) توسط واکنشهای شیمیایی زیر تشریح می شود:



به دلیل انرژی واکنش بالای ۳۱۴ kJ/mol برای واکنش اولی که مرحله محدودکننده نرخ کل فرآیند است، دماهای بالا مورد نیاز است. یک واکنش دیگر تحت شرایط سوخت غنی (نسبتهای هوای اضافی کمتر از ۱) باید با این مکانیزم همراه باشد (اسموت، ۱۹۹۳):



به هر حال برای بیشتر شعله های با سوخت رقیق می توان از این واکنش صرف نظر کرد. NO در دماهای

نسبتاً پایین می تواند از طریق اکسید نیتروژن واسطه (N_2O) تشکیل شود. این مکانیزم می تواند در محفظه های احتراق با دمای عملکرد بالا نادیده گرفته شود.

وقتی سوختهای هیدروکربنی سوزانده می شوند، نتایج توسط تشکیل NO فوری و NO_2 تحت تأثیر قرار می گیرند. نتیجه کلی این است که گرچه اثرات غیرتعادلی در تشریح نرخ اولیه تشکیل NO حرارتی مهم هستند، ولی نرخهای شتابی هنوز به اندازه کافی پایین هستند که مقدار کمی NO حرارتی در منطقه احتراق تشکیل شود (اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵؛ اسموت، ۱۹۹۳) و اکثر آن در منطقه پس از شعله که زمان اقامت طولانی است تشکیل می شود؛ بنابراین پیش نیازهای لازم برای تشکیل NO حرارتی عبارت از دماهای بالاتر از $1400^\circ C$ ، اکسیژن اضافی کلی یا محلی، و زمانهای اقامت بزرگ در یک محیط اکسیداسیون دما بالا هستند.

مکانیزم اکسید نیتريك فوری

تشکیل NO فوری از برخورد و واکنش سریع هیدروکربن آزاد فعال با مولکول N_2 صورت می پذیرد. این مکانیزم در شعله های سوخت غنی هیدروکربن اهمیت دارد. واکنشهای پیشنهادی زیر در تشکیل NO فوری قابل ملاحظه هستند (اسموت، ۱۹۹۳):

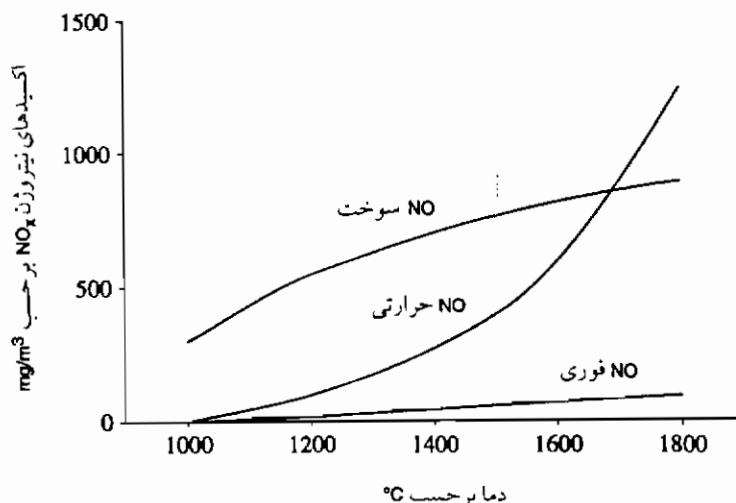


مواد سیانید (HCN و CN) با اکسیژن به NO اکسیده می شوند. اهمیت واکنش دوم با افزایش دما فزونی می یابد.

مکانیزم غالب NO_x

به دلیل اثرات متقابل پیچیده بین دینامیک سیالات مشعل و شیمی اکسیداسیون سوخت و انواع نیتروژن، هیچ گونه قانون معینی برای تعیین برتری مکانیزم تشکیل NO برای یک وضعیت ثابت محفظه احتراق وجود ندارد. نشان داده شد است که مکانیزم NO سوخت در دیگهای با سوخت زغال سنگ بادافشان برتری دارد؛ گرچه که NO حرارتی نیز در نواحی بعد از شعله که در آن آتش فراگیر استفاده می شود، مهم است. به هر صورت سهم NO حرارتی در دماهای بالای $1400^\circ C$ در شعله های زغال سنگ اهمیت پیدا می کند (اسموت، ۱۹۹۳). چنین دماهای بالایی منجر به تشکیل NO حرارتی در نواحی می شود که نسبتهای هوای اضافی نزدیک یک است. تشکیل NO فوری فقط یک مکانیزم مهم در محفظه های احتراقی با سوخت مایع است.

اثر دما بر روی سه مکانیزم تشکیل NO در شکل (۹-۳) نشان داده می‌شود. تشکیل NO_x حرارتی و فوری برای FBC در محدوده دمای معمولی ۹۰۰-۸۵۰°C کمتر از ۵٪ کل NO_x نشر شده است و فقط از اهمیت فرعی برخوردار است.



شکل ۹-۳. اثر دما بر روی سه مکانیزم تشکیل NO

نشر کلی اکسید نیتروژن

اغلب اکسید نیتروژن نشر شده به آتمسفر توسط سیستم‌های احتراقی به شکل اکسید نیتریک (NO) است و فقط کسر کوچکی به صورت دی اکسید نیتروژن (NO₂) ظاهر می‌شود. دو نوع اکسید دیگر - یعنی N₂O و NO₂ - در شعله‌های زغال سنگ و نفت و همچنین در گاز تراونده خاموش نشده در اغلب محفظه‌های احتراقی گازی کم اهمیت است؛ بنابراین NO معمولاً تنها نوع اکسید نیتروژن نشر شده قابل ملاحظه در محفظه‌های احتراقی عملی است.

به استثنای نیتروژن مولکولی بدون ضرر، انواع مواد نیتروژنی از قبیل آمونیاک، سیانید هیدروژن، ترکیبات آمین، و اکسید نیتروژن (N₂O) تمامی مواد آلاینده هوا هستند که پیدایش آنها نیز مربوط به سیستم‌های احتراقی است.

کنترل نشر NO_x احتراقی

روشهای کنترل NO_x در کوره

سه پارامتر دما، در دسترس بودن اکسیژن، و زمان اقامت، در تشکیل NO در دیگهای کوره‌ای

و محفظه های احتراق با توربین گاز مؤثرند (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵؛ اسموت و اسمیت، ۱۹۸۵). NO_x با کمیت خیلی زیاد و فقط در سطوح دمای خیلی بالا تولید می شود. این وضعیت در محفظه احتراقی توربین گازی کاملاً متفاوت است؛ زیرا: اولاً احتراق عملاً انجام می پذیرد؛ و ثانیاً زمانهای اقامت در دماهای بالا نسبتاً محدود است.

تمام روشهای کنترل NO_x در کوره بر مبنای پایین آوردن دما و محدود کردن دسترسی پذیری اکسیژن برای کاهش تشکیل NO حرارتی و سوخت هستند. به طور ضمنی مفهوم کنترل نرخ واکنش جهت تشکیل NO به معنی احتیاج به کاهش زمان اقامت مهیا برای تشکیل NO است.

عملاً روشهای زیر برای کنترل NO_x ضمن احتراق به کار گرفته می شوند (بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶؛ ماکانسی، ۱۹۹۳):

- مرحله ای کردن هوا؛
- مرحله ای کردن سوخت (دوباره سوزاندن)؛
- مشعلهای با NO_x پایین؛
- عمل هوای اضافی پایین (LEA)؛
- بازچرخانی گاز دودکش.

در همه این روشها منظور توزیع مجدد جریان هوا و سوخت در کوره است. این عمل در مشعل و یا در داخل محفظه احتراق به انجام می رسد. باید به دقت توازن بین اندازه ذرات زغال سنگ، منواکسید کربن (CO)، هیدروکربنهای نسوخته ($UHCs$) و کربن نسوخته (UC) در خاکستر تحتانی و خاکستر پراکنده و نشر NO_x برقرار و نگه داشته شود. اجتناب از کاهش محیط نزدیک دیوار آب برای جلوگیری از خوردگی لوله خیلی مهم است.

مرحله ای کردن هوا

مرحله ای کردن هوا در کوره دیگها همچنین هوای آتش فراگیر^۱ (OFA)، مشعلهای خارج از سرویس^۲ (BOOS)، و آتش زدن متمایل به یک سمت^۳ یا خارج از حالت توازن استوکیومتری^۴، نامیده می شود. اصول کنترل NO_x از طریق مرحله ای کردن هوا در شکل (۱۰-۳) نشان داده می شود. هوای احتراق کلی به دو قسمت هوای اولیه و هوای ثانویه تقسیم می شود. برای کمینه کردن تشکیل NO_x ، اختلاط سوخت و هوای اولیه در کوره به تعویق انداخته می شود تا شرایط کاهش صورت پذیرد (با

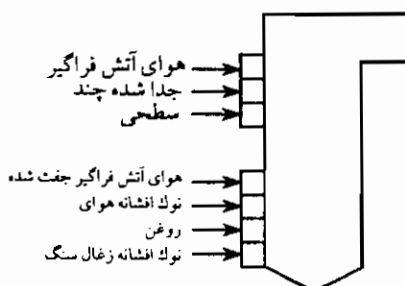
1. Overfire air

2. burners out of service

3. biased firing

4. off-stoichiometric firing

نسبت هوای اضافی زیر ۱). سپس هوای ثانویه برای سوزاندن کامل بقیه مواد احتراقی در دماهای پایتتر وارد می شود و بدین ترتیب از تشکیل NO_x اضافی جلوگیری می گردد. به هر صورت باید تأکید شود که این روش محدودیت دارد و برای دیگهای با کوره سرباره ای^۱ کاربرد ندارد. در دیگهای محترقه با زغال سنگ با کف خشک، خوردگی لوله تبخیرکننده تحت شرایط کاهش در کوره ممکن است شتاب گیرد. مسائل پایداری شعله و ارتعاشات کوره در دیگهای محترقه با گاز و نفت اتفاق می افتد.



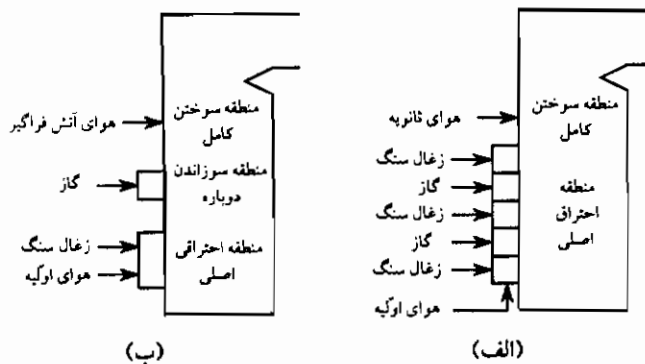
شکل ۱۰-۳. مرحله ای کردن هوا در کوره دیگها با سیستم آتش زای متمرکز (CFS) نوک افشانه هوا، هوای آتش فراگیر جفت شده، هوای آتش فراگیر چندسطحی، مشعلهای خارج از سرویس، و آتش زدن متعادل به یک سمت یا خارج از حالت موازنه جرم و انرژی

سیستمهای پیشرفته آتش زای با NO_x پایین بر مبنای مکانیزمهای کنترلی زیر هستند:

کنترل استوکیومتری منطقه آتش؛ کنترل ریزبودن زغال سنگ بادافشان؛ کنترل فرآیند احتراق؛ و آتش زای متمرکز. فرآیند تشکیل NO_x توسط معرفی مرحله ای هوا از طریق نوکهای افشانه زغال سنگ و هوای آتش فراگیر جدا شده چندسطحی (SOFA) و هوای آتش فراگیر جفت شده (CCOFA) کنترل می شود. جعبه های باد بدیع پیش ساخته شامل طبقات محفظه زغال سنگ با نوکهای افشانه زغال سنگ متصل به شعله، چند طبقه محفظه های هوا و نفت با سیستم آتش متمرکز (CFS) بانوکهای افشانه ای هوا، و یک یا دو طبقه CCOFA هستند. قسمتی از هوای ثانویه از جریان سوخت در منطقه آتش اصلی توسط نوکهای افشانه هوای CFS سوق داده می شود (ماکانسی، ۱۹۹۳). این کار باعث افزایش تمرکز O_2 در نزدیکی دیوار آب کوره می شود و در نتیجه پتانسیل خوردگی لوله از اجزای زغال سنگ مثل گوگرد و فلزات قلیایی را کاهش می دهد. نشر NO_x مناسب به کمی $\text{kg } 1/0$ در GJ سوخت گرمای ورودی را می توان به دست آورد.

مرحله ای کردن سوخت (سوزاندن دوباره)

تغذیه سوخت به کوره - مطابق شکل (۱۱-۳) - می تواند به صورت مرحله ای انجام شود. حدود ۸۰٪ سوخت (زغال سنگ پودر شده) تحت شرایط سوخت رقیق (با نسبت هوای اضافی بالای ۱) در قسمت پایینی کوره سوزانده می شود. این مرحله با معرفی ۲۰٪ باقی مانده سوخت (زغال سنگ پودر شده، گاز یا نفت) از طبقه بالاتری به کوره ادامه پیدا می کند تا شرایط کاهش (سوخت غنی) با نسبت هوای اضافی زیر ۱ که در آن NO به N_2 تبدیل می شود به وجود آید. هوا از ورودیهای هوای آتش فراگیر در قسمت بالای کوره اضافه می شود تا احتراق در دماهای پایستری که در آن NO_x اضافی تشکیل نمی شود کامل گردد. کاهش NO_x با به کارگیری گاز و دوباره سوزاندن زغال سنگ می تواند تا بیشتر از ۵۰٪ صورت گیرد (ماکانسی، ۱۹۹۳).



شکل ۱۱-۳. کنترل سوخت مرحله ای کردن سوخت (دوباره سوزاندن گاز) با مرحله ای کردن هوا در کوره دیگها: الف - آتش زدن همزمان زغال سنگ - گاز؛ ب - دوباره سوزاندن گاز

مشعلهای با NO_x پایین

استفاده از مشعلهای با NO_x پایین مهمترین روش کنترل احتراق NO_x است. در اغلب مشعلهای با NO_x پایین، به خصوص برای زغال سنگ پودر شده، مرحله ای کردن هوا به کار گرفته می شود. ولی در بعضی از مشعلهای گازی برای کاهش دماهای احتراق و کنترل استوکیومتری شعله مرحله ای کردن سوخت به خدمت گرفته می شود. در شرایط بهینه تا بیش از ۴۰٪ کاهش NO_x حاصل می شود. اثرات جانبی نامطلوب شامل افزایش کربن در خاکستر پراکنده، افزایش نشر CO ، افزایش دمای خروجی کوره، و افزایش خوردگی و تفرافه به دلیل شرایط کاهش محلی است.

عمل هوای اضافی کم

(LEA)^۱ بر مبنای محدود کردن اکسیژن دسترس پذیر برای تشکیل NO با شرایط برقراری پایداری شعله و نشر CO قرار دارد. عموماً این کار باعث کاهش حدود ۲۰-۱۵٪ NO_x می شود که می تواند در کنار تکنولوژیهای کنترلی دیگر مورد استفاده قرار گیرد. قابلیت کاربرد این عمل در تمام دستگاههای احتراقی برای کنترل NO_x وجود دارد.

گردش مجدد گاز دودکش

دو حالت از گردش مجدد گاز دودکش برای کنترل NO_x وجود دارد: حالت اول در داخل کوره است و دیگری در مشعل. حالت دوم را می توان برای کاهش دمای شعله و تمرکز اکسیژن در مشعلهای با NO_x پایین به کار گرفت. با قیود عملکرد پایداری شعله و برخورد و همچنین ارتعاشات دیگ معمولاً ۲۰-۳۰٪ گاز دودکش گردش مجدد داده می شوند.

کاهش NO_x در آتش دیگ

دو فناوری (تکنولوژی) اصلی احتراق در دیگهای تأسیساتی عبارت از آتش دیوار جلویی یا دیوار مقابل و آتش مماسی هست. مشعلهای دیوار جلویی یا مقابل به عنوان مشعلهای مستقل عمل می کنند. سوخت و هوا در دیگهای آتش مماسی از چهار گوشه به صورت مماسی به داخل کوره تزریق می شوند که در آن کوره به عنوان یک اتاق اختلاط برای حصول یک شعله با پوش واحد به کار گرفته می شود. مشخصه های سوختن نسبتاً آرام و متعادل آتش مماسی به مقدار زیادی نقاط داغ مغشوش را می کاهد و دمای کلی گاز و بیشینه آن را پایین می آورد و بنابراین نسبت به آتش دیوار جلو مقدار کمتری NO_x تولید می کند. تکنولوژیهای سیستم NO_x پایین شامل مرحله ای کردن احتراق با اختلاط گاز یا گردش مجدد گاز و سوزاندن مجدد هستند (بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶). این تکنولوژیها در هر دو دیگهای با آتش دیوار جلویی و دیوار مقابل به کار گرفته می شوند.

احتراق مرحله ای

زغال سنگ پودر شده تحت شرایط استوکیومتری برای کاهش دمای شعله و در نتیجه کاهش تشکیل NO_x حرارتی سوزانده می شود. هوای آتش فراگیر (OFA) در بالای منطقه احتراق اصلی اضافه می شود. به علاوه هوای احتراق با گاز دودکش مخلوط می شود تا فشار جزئی اکسیژن و بنابراین دمای

۱. LEA = Low Excess Air

شعله پایین آورده شود.

در دیگهای با آتش مماسی، تشکیل NO_x توسط استفاده از افشانه های OFA اضافه می گردد و در بالای جعبه های باد آتش مماسی کاهش داده می شود. این کار قسمتی از هوای کلی احتراق را از مسیر مشعلها منحرف می کند و باعث احتراق مرحله ای می شود که مکانیزمهای تشکیل NO سوخت و NO حرارتی را به تعویق می اندازد.

سوزاندن مجدد در کوره دیگ

این روش با استفاده از سوخت به عنوان عامل کاهش دهنده، NO_x را از محصولات احتراق خارج می کند. سوخت با سوزاندن مجدد در محل احتراق اولیه تزریق می شود تا مرحله دوم سوخت غنی تشکیل شود که در آن NO_x به نیتروژن مولکولی کاهش یابد. کاهش NO_x تا ۸۰٪ در مقایسه با نشر ابتدایی حاصل شده است. گاز دودکش با گردش مجدد (آتمسفر خشی) و سوخت با سوزاندن مجدد به داخل کوره تزریق می شوند. این فناوری (تکنولوژی)ها برای آتش با نفت، گاز و زغال سنگ به کار گرفته می شود.

به عمل آوردن گاز دودکش برای کنترل نشر NO_x

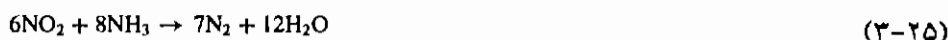
غالباً دستیابی به سطوح NO_x پایین مورد لزوم، فقط از طریق کنترلهای احتراق غیر ممکن است. این مسأله به خصوص زمانی صادق است که سطوح NO_x لازم خروجی خیلی پایین هستند یا وقتی که NO_x باید در محدوده گسترده تری از بارهای سیستم تا NO_x پایین مشعلها کنترل شود (LNBs) یا کنترلهای دیگر احتراق بتواند عمل کند. دیگهای با ساخت قدیمی تر برای راندمان بالا و مساحت سطح کوچک عموماً دارای سیستمهای احتراقی هستند که برای کنترل احتراق برای NO_x مناسب نیستند. در این موارد روشهای به عمل آوردن گاز اگزوز می تواند برای کاهش مقدار NO_x باقی مانده در جریان گاز بعد از احتراق به کار گرفته شود.

به عمل آوردن گاز خروجی برای کنترل NO_x بعد از احتراق شامل کاهش کاتالیزوری انتخابی (SCR) (بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶؛ ماکانسی، ۱۹۹۳؛ اسموت، ۱۹۹۳)، کاهش غیرکاتالیزوری انتخابی (SNCR) و روش پیوندی یا ترکیب SNCR و SCR هستند.

کاهش کاتالیزوری انتخابی

SCR تنها تکنولوژی در دسترس تجاری برای به عمل آوردن گاز دودکش است که دارای قابلیت

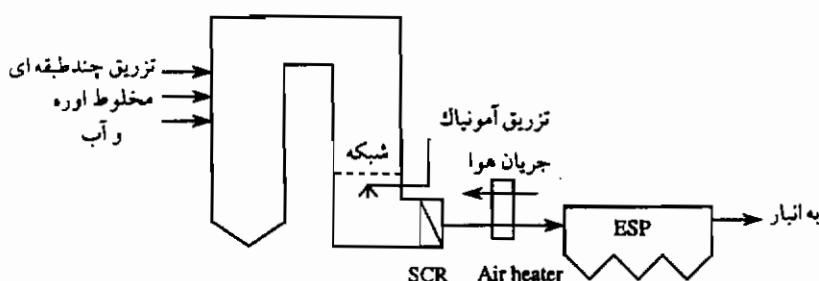
خارج نمودن بیشتر از ۹۰٪ NO_x موجود در گاز اگزوز است. این روش به صورت گسترده‌ای در آلمان و ژاپن و برای تمام انواع سیستمهای احتراقی به کار گرفته می‌شود. تأسیسات SCR در ایالات متحده اغلب در توربین گاز واحدهای صنعتی بازیافتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. تکنولوژی SCR توسط واکنش نشان دادن آمونیاک (NH_3) با NO_x در حضور اکسیژن و یک کاتالیزور و تشکیل نیتروژن و آب عمل می‌کند. واکنشهای شیمیایی درگیر به صورت زیر هستند (اسموت، ۱۹۹۳).



با تزریق آمونیاک به گازهای اگزوز قبل از حضور کاتالیزور می‌توان حدود ۳۰٪ NO_x را خارج کرد. گرچه SCR یک روش کاملاً ثابت شده است، ولی مسائل زیر را دربر دارد: هزینه کالی زیاد-یعنی حدود ۲۰٪ ارزش توربین گاز-؛ هزینه جایگزینی زیاد به دلیل عمر نسبتاً کوتاه کاتالیزور؛ و خطر نشت آمونیاک به اتمسفر.

یک سیستم کاهش NO_x با تزریق چندطبقه‌ای مخلوط آوره و آب، تزریق آمونیاک و SCR در شکل (۳-۱۲) آمده است.

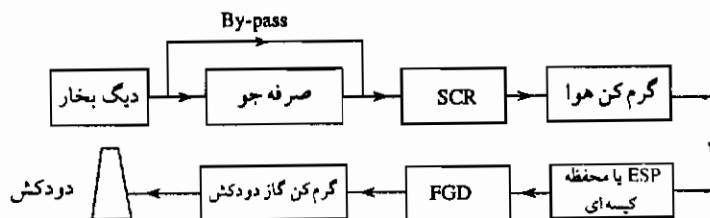
کاتالیزورهای تجاری V_2O_5 ، TiO_2 و WO_3 به صورت گسترده‌ای به کار گرفته می‌شوند. زئولیتها (سیلیکاتهای آبدار) به عنوان کاتالیزور جدید، بهبود عملکرد در دماهای بالا را ارائه می‌دهند. قدرت کاتالیزور برای کمینه کردن اکسیداسیون SO_2 به SO_3 خیلی مهم است؛ زیرا NH_3 واکنش نکرده می‌تواند با SO_3 واکنش کرده و تولید بی‌سولفات آمونیاک نماید که به نوبه خود می‌تواند فعالیت کاتالیزور را کاهش دهد. این کاتالیزور با ته نشین شدن بر روی سطوح فعال، باعث خوردگی و گرفتگی سطوح پایین دست دیگ می‌شوند. مشکل دیگر کاتالیزور ایجاد مسمومیت (آلودگی) با ترکیبات ارسینک و فلزات قلیایی است.



شکل ۳-۱۲. سیستم کاهش NO_x با تزریق چندطبقه‌ای مخلوط آوره و آب، تزریق آمونیاک و کاهش کاتالیزوری انتخابی (SCR)

بستگی به نوع کاتالیزور به کار رفته، باید در منطقه ای با دمای حدود 200°C تا 550°C نصب شود. این محدوده دمایی غالباً از 300°C تا 400°C است. واکنش SCR با تمرکز کم اکسیژن در گاز آگزوز خیلی کم اثر می شود.

یک سیستم تمیزکاری گاز دودکش در دیگ توسط SCR با گاز داغ و غبار زیاد با راندمان بالا در شکل (۱۳-۳) نشان داده می شود.



شکل ۱۳-۳. آرایش SCR با گاز داغ و غبار زیاد

کاهش بدون کاتالیزوری انتخابی

کاهش NO_x بدون کاتالیزور انتخابی (SNCR) با استفاده از آمونیاک یا اوره که با NO در حضور اکسیژن واکنش نشان داده و بدون احتیاج به یک کاتالیزور NO_x را در دماهای بین 870°C و 1150°C (1600°F و 2100°F) کاهش می دهد. با استفاده از روشهای SNCR، کاهش NO_x تا سطوح ۳۰ تا ۷۵٪ حاصل شده است. عملکرد فرآیند SNCR تحت تأثیر سطح NO_x گاز خام، دما، توزیع واکنش کننده در جریان گاز، و زمان اقامت در منطقه واکنش است. توزیع ضعیف واکنش کننده باعث کاسته شدن کاهش NO_x و یا فرار زیاد آمونیاک می شود.

فرآیند پیوندی یا ترکیبی SNCR-SCR

می توان لزوم کاتالیزور SCR را با استفاده از یک فرآیند ترکیبی SNCR-SCR شامل یک واحد SNCR در بالا دست جریان و یک واحد SCR پس از آن را کاهش داد، به طور مثال اگر کاهش NO_x کلی ۹۵٪ مورد نیاز باشد و ۵۰٪ این کار توسط SNCR کسب شود، بنابراین سیستم SCR فقط برای ۹۰٪ کاهش طراحی می شود.

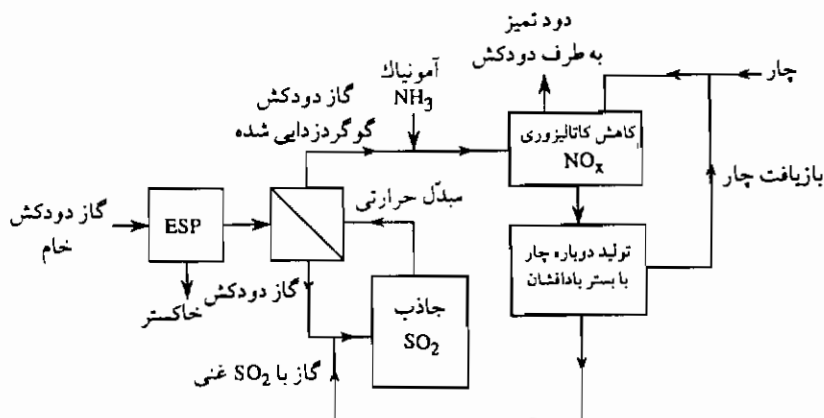
روشهای مناسب برای کنترل NO_x در نیروگاهها با توربین گازی بر مبنای چرخه ساده و چرخه ترکیبی در فصلهای پنجم و ششم تشریح می شوند.

سیستمهای پیشرفته برای کنترل نشر آلاینده ها

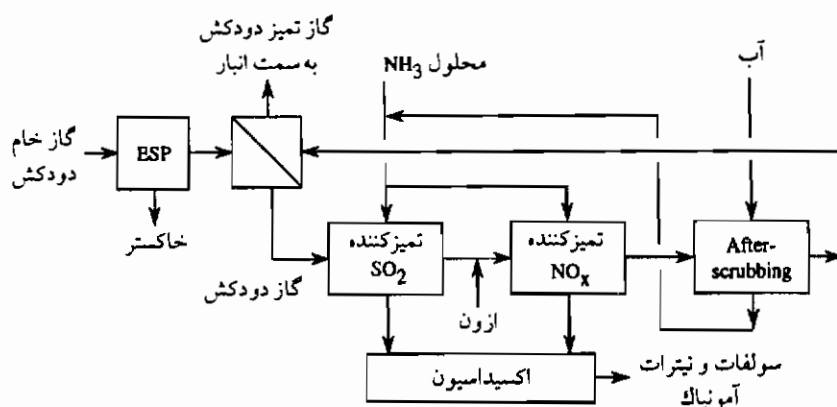
سیستمهای کنترلی نشر با عملکرد بالا شامل موارد زیر هستند :

- سیستمهای جداکننده بهبود یافته تک - آلاینده از قبیل سیستمهای پیشرفته FGD ، روشهای ارزان قیمت جداکننده SO_2 با تزریق ماده جذب کننده به داخل مجرا و یا به داخل کوره ، یا سیستمهای کنترل پیشرفته NO_x در کوره ؛ و
- فرایندهای جداکننده چند آلاینده .

نمودارهای جریان فرایندهای جداکننده چند آلاینده بر مبنای چار و بر مبنای آمونیاک در شکلهای (۳-۱۴ و ۳-۱۵) نشان داده می شود .



شکل ۳-۱۴. نمودار جریان فرایند جداسازی چند آلاینده بر مبنای چار با بستر بادافشان و کاهش کاتالیزوری NO_x



شکل ۳-۱۵. نمودار جریان فرایند جداسازی چند آلاینده بر مبنای آمونیاک

فرآیند SNO_x

فرآیند SNO_x فرآیند جداکننده همزمان SO₂ و NO_x با راندمان بالا برای هر دو آلاینده است. بزرگترین واحد صنعتی SNO_x در دنیا با ظرفیت ۳۰۰ MW، در دانمارک است که سالهاست کار می کند. واحد نمایشی SNO_x با مقیاس ۳۵ MWe در ایستگاه نایلز^۱ شرکت ادیسون در اوهایو^۲ شامل یک فیلتر بافتی برای جداسازی ذرات، یک گرم کن گاز دودکش، یک واحد SCR برای جداسازی NO_x، یک راکتور کاتالیزوری برای اکسیداسیون SO₂ به SO₃، و یک کندانسور اسید سولفوریک (تخلیص ۹۳٪) است. جزئی از حرارت آزاد شده از راکتور اکسیداسیون در مرحله گرم کردن گاز دودکش بازیافت می شود. این فرآیند با راندمان بسیار بالاست، به ترتیبی که جداسازی ۹۶٪ SO₂ از زغال سنگ با جداسازی ۳/۴٪ گوگرد و ۹۴٪ NO_x حاصل می شود. به علاوه ۹۹٪ فلزات سنگین جداسازی می شوند (ماکانسی، ۱۹۹۳).

مجموع واحد صنعتی SNO_x باعث افزایش تولید بخار خواهد شد. معمولاً هر ۱٪ گوگرد در سوخت به دلیل بازیافت گرمای تشکیل اسید سولفوریک از SO₂ (۲/۴ kWh در kg گوگرد به صورت اسید سولفوریک بازیافت می شود) و گرمای خنک کردن گاز دودکش منجر به ۱٪ اضافی تولید بخار آب می شود.

فرآیند SNO_x شامل پنج مرحله کلیدی است: کنترل ذرات؛ کاهش NO_x؛ اکسیداسیون SO₂؛ تقطیر اسید سولفوریک؛ و درست کردن اسید.

راندمان جداسازی NO_x این فرآیند محدود به کمتر از ۹۰٪ است. ماده SO₃ در گاز خروجی از مبدل SO₂ آبدار شده و در دو مرحله تقطیر می شود تا اسید سولفوریک به دست آید. بیش از ۹۵٪ SO₂ ورودی به صورت اکسیداسیون کاتالیزوری به SO₃ تبدیل می شود. این گاز دودکش سپس وارد یک کندانسور از نوع فیلم سقوط کننده با لوله و پوسته می شود که در آن هوای محیط به عنوان یک محیط خنک کننده در طرف پوسته مورد استفاده قرار می گیرد. در آن جا تقطیر و کسب اسید سولفوریک با تمرکز ۹۷-۹۴٪ (از نظر وزنی) انجام می گیرد.

فرآیند SNRB

فرآیند NO_x-SO₂، Rox-Box (SNRB) مربوط به شرکت بابکاک و ویلکاکس^۳ قادر به جداسازی همزمان خاکستر پراکنده، SO₂ و NO_x در یک دستگاه فشرده با فیلتر بافتی کاتالیزوری با دمای بالاست. مواد جاذب خشک و آمونیاک (NH₃) در بالادست تزریق می شود. گرم کن هوا در پایین دست فیلتر بافتی

1. Niles

2. Ohio

3. Babcock and Wilcox

قرار داده می شود. چون گوگرد از گاز دودکش در بالادست گرم کن هوا گرفته می شود، عملکرد در دماهای پایین دود خروجی با بهبود نرخ حرارت مربوط می شود، می تواند به کاربرد SNRB منجر شود. جداسازی با راندمان بیش از ۸۰٪ برای SO_2 ، بیش از ۹۰٪ برای NO_x ، و ۹۹٪ برای خاکستر پراکنده حاصل شده است. دمای عملکرد فیلتر بافتی برابر با $430-460^\circ C$ و نسبت کلسیم به گوگرد با ماده جذب کننده آهک برابر با ۲ یا کمتر است. نرخهای بالاتر جداسازی SO_2 می تواند با استفاده از سدیم بی کربنات به عنوان جاذب حاصل شود (ماکانسی، ۱۹۹۳).

یک روش خیلی مؤثر برای جداسازی $NO-SO_x$ همراه با تخلیه هاله نواری شکل برای تولید گونه های رادیکال در گاز دودکش است. اکسیدهای نیتروژن و SO_2 در حضور آمونیاک و آب توسط این مواد رادیکال کاهش می یابند (کومار^۱ و دیگران، ۱۹۹۳). ضربان دندانه آرّه ای با ولتاژ بیشینه ۴۰ kV و نرخ بالارفتن ۰/۸-۰/۳۶ kV/ns به کار گرفته می شود. جریان بیشینه هاله از ۱۰ A تجاوز می کند.

فرآیندهای NO_xSO و ساکسال^۲

فرآیند NO_xSO ، از دیگر فرآیندهای جداسازی چند آلاینده است. این فرآیند قادر به جداسازی SO_2 ۹۵٪ و NO_x ۷۰٪ است. گاز دودکش از یک جاذب سطحی با بستر بادافشان که در $620^\circ C$ عمل می کند عبور می نماید که در آن SO_2 و NO_x جذب سطحی می شوند. ماده جذب کننده با هوای داغ دوباره تولید می شود. به کارگیری گرمای زاید کمک می کند تا این فرآیند، مقرون به صرفه باشد (ماکانسی، ۱۹۹۳).

جدول ۲-۳. راندمان کلی و نشر CO_2 ویژه (g_{CO_2} (kg/MJ) و g'_{CO_2} (kg / kWh) نیروگاهها

سوخت	η_0	LHV, MJ/kg	V_{CO_2} , m ³ /kg	g_{CO_2} , kg/MJ	g'_{CO_2} (kg / kWh)
لینیت	۰/۳۸	۱۰/۲۶	۰/۵۸	۰/۱۱	۱/۰۵
زغال سنگ چرب	۰/۴۳	۲۸/۸	۱/۳۲	۰/۰۹	۰/۷۵
سوخت روغنی شماره ۶	۰/۴۴	۴۲/۳۳	۱/۶۱	۰/۰۷	۰/۵۷
گاز طبیعی*	۰/۴۴	۳۶/۷۳	۱/۰۲	۰/۰۵	۰/۴۱

LHV = ارزش حرارتی پایتتر

* مقادیر LHV و V_{CO_2} در مورد گاز طبیعی برای ۱ m³ حجم سوخت است.

فرآیند ساکسال قادر به جداسازی بیشتر از ۹۸٪ SO_2 و بیش از ۹۰٪ NO_x است (ماکانسی، ۱۹۹۳). پیش تمیزکننده گاز دودکش از روی جذب کننده ای عبور می کند که سولفیت سدیم را به عنوان ماده جاذب به کار می گیرد. یک غشای سلولی دو قطبی ماده سولفیت سدیم را جهت استفاده در جذب کننده و تولید اسید گوگردی مجدداً تولید می کند. برای جداسازی SO_2 از اسید، از بخار آب استفاده می شود. جداسازی NO_x در یک فرآیند دو مرحله ای با استفاده از متانول یا تزریق اوره به داخل راکتور انجام می گیرد. NO به NO_2 اکسیده شده که سپس با واکنش با سولفیت سدیم در محلول تمیزکننده به N_2 کاهش پیدا می کند.

مثال ۱-۳

نشر CO_2 در kg هر MJ حرارت آزاد شده و هر kWh قدرت خروجی در یک نیروگاه که در آن سوخت فسیلی معمولی محترق می شود با سوخت جامد، مایع، یا گازی شکل را محاسبه کنید. ارزش حرارتی پایینی سوختها، راندمان کلی η_{th} نیروگاه، و حجم دی اکسید کربن V_{CO_2} در جدول (۲-۳) آمده است.

حل

نشر CO_2 ویژه در نیروگاه به ترتیب زیر محاسبه می شود:

$$g_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2} \rho_{\text{CO}_2} / \text{LHV} \quad \text{kg/MJ}$$

$$g'_{\text{CO}_2} = 3.6 g_{\text{CO}_2} / \eta_{th} \quad \text{kg/kWh}$$

که در آن V_{CO_2} حجم دی اکسید کربن در m^3 بر kg سوخت و ρ_{CO_2} دانسیته CO_2 در شرایط استاندارد (1.965 kg/m^3) هستند نتیجه محاسبات در جدول (۲-۳) ارائه شده است.

مثال ۲-۳

یک نیروگاه FGD نرخ جریان گاز دودکش برابر با $10^6 \text{ m}^3/\text{h}$ دارد. تمرکز SO_2 در بالادست و پایین دست گاز دودکش FGD به ترتیب $c_i = 9 \text{ g/m}^3$ و $c_o = 200 \text{ mg/m}^3$ است. آهک (CaO) لازم در ساعت و تولید گچ در ساعت (سولفات کلسیم آب ندیده $[\text{CaSO}_4 \times 2\text{H}_2\text{O}]$) را محاسبه کنید.

حل

مقدار SO_2 جداسازی شونده در ساعت از گاز دودکش در واحد صنعتی FGD عبارت است از :

$$m_{\text{SO}_2} = V_g (c_i - c_e) = 2.526 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h} (9000 - 200) \text{ mg/m}^3 = 22,257 \text{ kg/h}$$

آهک مورد لزوم برابر است با :

$$m_{\text{CaO}} = (56/64) \times 22,256.7 \text{ kg/h} = 19,450 \text{ kg/h}$$

تولید گچ در ساعت می شود :

$$(172/64)m_{\text{SO}_2} = (172/64) \times 22,256.7 \text{ kg/h} = 59,740 \text{ kg/h}$$

مثال ۳-۳

آمونیاك لازم در ساعت را برای یک واحد صنعتی کاهش NO_x جهت جداسازی NO_x از گاز دودکش با جریان $10^6 \text{ m}^3/\text{h}$ با $2/526$ با کارکرد تحت فرآیند SCR محاسبه کنید؛ اگر تمرکز NO_x در بالادست و پایین دست واحد صنعتی کاهش NO_x به ترتیب ۹۰۰ و 160 mg/m^3 باشد.

حل

آمونیاك لازم در ساعت می شود :

$$m_{\text{NH}_3} = (17/30) \times 2.526 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h} \times (900 - 160) \text{ mg/m}^3 = 1059.2 \text{ kg/h}$$

مثال ۳-۴

در یک نیروگاه با ظرفیت ۹۳۰ MWe و با سوخت زغال سنگ موارد زیر را محاسبه کنید :

نرخ سوخت، نرخ تولید سالیانه CO_2 ، نرخ آب خنک کننده، نرخ دی اکسید گوگرد آزاد شده و جمع آوری شده، جرم سنگ آهک (CaCO_3) لازم جذب کننده سطحی FGD، جرم فرآورده جنبی CaCO_3 تولید شده در FGD، جرم خاکستر تولید شده، و نشر سالیانه ذرات تحت شرایط زیر :

زغال سنگ :

$$C = 80\%$$

کسر کربن

$A = 7\%$	کسر خاکستر
$S = 3.5\%$	کسر گوگرد
$LHV = 29.3 \text{ MJ/kg}$	ارزش حرارتی پایینتر
$\Delta t_w = 9.6 \text{ K}$	تفاوت دمای کلی آب خنک کننده
$\eta_0 = 0.4$	راندمان حرارتی کلی واحد صنعتی
$\eta_b = 0.91$	راندمان کلی دیگ
7%	نشر مجاز دی اکسید گوگرد کلی
$\eta_{esp} = 0.99$	راندمان کلی رسوب کننده الکترواستاتیک

حل

نرخ انرژی سوخت ورودی :

$$Q_f = P_{el}/\eta_0 = 930 \text{ MW}/0.4 = 2325 \text{ MW}$$

نرخ سوخت در واحد صنعتی :

$$m_f = 3600 Q_f / LHV = 3600 \times 2325 / 29.3 = 285,665.5 \text{ kg/h}$$

تولید CO_2 سالیانه :

$$\begin{aligned} m_{\text{CO}_2} &= 3.67C \times m_f = 3.67 \times 0.8 \times 285,665.5 \text{ kg/h} \\ &= 838,713.9 \text{ kg/h} \times 8766 \text{ h/yr} = 7.35 \times 10^9 \text{ kg/سال} \end{aligned}$$

نرخ تولید CO_2 در kWh :

$$m_{\text{CO}_2}/P_{el} = 838,713.9 \text{ kg/h} / (930 \times 10^3 \text{ kW}) = 0.902 \text{ kg/kWh}$$

نرخ اتلاف حرارت در دیگ :

$$Q_{\text{loss}} = Q_f (1 - \eta_b) = 2325(1 - 0.91) = 209.25 \text{ MW}$$

نرخ حرارت آزاد شده در کندانسور :

$$Q_{cw} = Q_f (\eta_b - \eta_0) = 2325(0.91 - 0.4) = 1185.75 \text{ MW}$$

نرخ آب خنک کننده :

$$\begin{aligned} m_{cw} &= Q_{cw} / c_{pw} \Delta t_w = 1185.75 \times 10^6 \text{ W} / [1.16 \text{ Wh}/(\text{kg K}) \times 9.6 \text{ K}] \\ &= 208.78 \times 10^6 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

نرخ تولید دی اکسید گوگرد :

$$m_{SO_2} = 2Sm_f = 2 \times 0.035 \times 285,665.5 = 19,996.6 \text{ kg/h}$$

نرخ تولید دی اکسید گوگرد در kWh :

$$m_{SO_2}/P_{cl} = 19,996.6 \text{ kg/h} / 930 \times 10^3 \text{ kW} = 0.0215 \text{ kg/kWh}$$

نرخ دی اکسید گوگرد آزاد شده مجاز :

$$m_{SO_{2,a}} = 0.07m_{SO_2} = 0.07 \times 19,996.6 \text{ kg/h} = 1399.8 \text{ kg/h}$$

نرخ جمع آوری کلی دی اکسید گوگرد :

$$m_{SO_{2,c}} = (1 - 0.07)m_{SO_2} = 0.93 \times 19,996.6 \text{ kg/h} = 18,596.8 \text{ kg/h}$$

جرم سنگ آهک لازم :

$$m_{CaCO_3} = m_{SO_{2,c}} \times M_{CaCO_3}/M_{SO_2} = 18,596.8 \times 100.09/64.06 = 29,056.4 \text{ kg/h}$$

که در آن :

$$M_{CaCO_3} = 100.09 \text{ kg/(kg mol)} = \text{جرم مولی } CaCO_3$$

$$M_{SO_2} = 64.06 \text{ kg/(kg mol)} = \text{جرم مولی } SO_2$$

$$M_{CaSO_3} = 120.14 \text{ kg/(kg mol)} = \text{جرم مولی } CaSO_3$$

جرم تولیدی $CaSO_3$:

$$m_{SO_{2,c}} M_{CaSO_3}/M_{SO_2} = 18,596 \times 8 \times 120.14/64.06 = 34,877 \text{ kg/h}$$

جرم خاکستر تولیدی :

$$m_a = 8766m_fA = 8766 \text{ h/yr} \times 285,665.5 \text{ kg/h} \times 0.07 = 175.3 \times 10^6 \text{ kg/سال}$$

نشر سالیانه ذرات :

$$m_{part} = m_a(1 - \eta_{ep}) = 175.3 \times 10^6 \text{ kg/yr} (1 - 0.99) = 1.753 \times 10^6 \text{ kg/سال}$$

اطلاعات در مورد راندمان سیستمهای کنترلی مختلف نشر در ارتباط با احتراق در حال توسعه در برنامه تکنولوژی زغال سنگ تمیز در گروه انرژی ایالات متحده در جدول (۳-۳) آورده شده است.

جدول ۳-۳. سیستمهای کنترلی نشر مربوط به احتراق در برنامه تکنولوژی زغال سنگ تمیز در ایالات متحده

تکنولوژی		% راندمان جداسازی آلوده کننده	
		NO _x	SO ₂
جداسازی SO ₂			
FGD پیشرفته			
جداسازی NO _x			
مشعلهای با NO _x پایین + سوزاندن مجدد گاز			
کاهش کاتالیزوری انتخابی			
کنترل مرکب SO ₂ و NO _x			
مشعلهای با NO _x پایین + سوزاندن مجدد گاز			
تزریق سنگ آهک + مشعلهای چند طبقه			
تمیزکاری گاز دودکش قابل تولید مجدد خشک SO ₂ /NO _x			
تمیزکاری گاز دودکش SO ₂ /NO _x خشک			
تمیزکاری کاتالیزوری پیشرفته گاز دودکش SNO _x			
کنترل SNRB مرکب SO ₂ و NO _x			

FGD = گوگردزدایی گاز دودکش، SNRB = SO₂-NO_x Rox Box.

مؤخره

روشهای هنرمندانه کاهش نشر آلاینده ها با تأکید بر کنترل نشر SO₂ و NO_x شامل آماده سازی سوخت قبل از احتراق، حفظ جزئی آلاینده در محل، و تمیز کردن گاز دودکش پس از احتراق به صورت کامل در این فصل بحث شد.

در ارتباط با نشر NO_x، رهیافت مرحله ای کردن احتراق در محفظه های احتراق و مشعلهای پیشرفته تشخیص داده شد و بیان گردید که تکنولوژیهای از قبیل احتراق یا بستر بادافشان، سبب کاهش قابل توجهی در نشر NO_x می شوند. تمام فرآیندهای احتراقی کنترل NO_x ممکن از قبیل مرحله ای کردن هوا، مرحله ای کردن سوخت، گردش مجدد گاز دودکش، مشعلهای با NO_x پایین، و حالت عمل هوای اضافی پایین مورد نظر قرار می گیرند. برای کنترل نهایی نشر NO_x، روشهای SCR و SNCR برای جداسازی NO_x از گاز دودکش به کار گرفته می شوند. چند روش مبتکرانه و باراندمان بالا برای کنترل نشر آلاینده که باعث جداسازی همزمان SO₂ و NO_x از گاز دودکش می شوند تشریح می شود. اغلب روشهای پیشرفته کنترل نشر موجب جداسازی تا ۹۵-۹۸٪ از SO₂ و تا ۹۰٪ و بیشتر NO_x می شوند.

بنابراین در این فصل مبنایی برای ارزشیابی اثرات زیست محیطی انواع نیروگاههای با سوخت فسیلی به دست داده می شود. موضوعات اختصاصی در ارتباط با نیروگاههای با توربین گاز و به خصوص در مورد کنترل احتراق NO_x به صورت مفصل در فصل پنجم بحث می شود. تکنولوژی احتراق با بستر بادافشان با قابلیت طبیعی کاهش نشر SO_2 و NO_x در محل نیز در فصل نهم مورد بررسی قرار می گیرد.

مسائل

۳-۱ یک نیروگاه 1000 MW زغال سنگی پودر با: ۱- زغال سنگ چرب؛ و ۲- با لینییت با ارزش حرارتی پایینی به ترتیب $31/8$ و $9/63 \text{ MJ/kg}$ ، مصرف می کند. راندمان کلی این واحد صنعتی به ترتیب 42% و 40% است. اگر فاکتور ظرفیت این نیروگاه برابر $0/8$ باشد، نشر ویژه و سالیانه CO_2 بر حسب kg بر kWh قدرت خروجی و بر حسب kg سال را محاسبه کنید. فرض کنید که دی اکسید کربن به دست آمده در هر kg زغال سنگ چرب و لینییت به ترتیب $1/6$ و $0/65 \text{ m}^3$ است.

۳-۲ نیروگاهی $10^4 \times 8/85 \text{ kg/h}$ لینییت حاوی 1% گوگرد (برحسب جرم بر مبنای زغال سنگ محترق شده) را به مصرف سوخت می رساند. گاز دودکش به دست آمده برابر با $4/4 \text{ m}^3$ در هر کیلوگرم سوخت است. یک واحد صنعتی FGD تمرکز SO_2 در گاز دودکش را به 180 mg/m^3 کاهش می دهد؛ الف- آهک لازم در ساعت (CaO) ؛ و ب- تولید در ساعت سولفات کلسیم را محاسبه کنید.

۳-۳ یک سیستم پیشرفته کاتالیزوری تمیزکننده گاز دودکش $92\% \text{ NO}$ را از گاز دودکش یک نیروگاه که 88500 kg در ساعت لینییت را به مصرف سوخت می رساند، جداسازی می کند. حجم گاز تر دودکش در هر کیلوگرم زغال سنگ برابر $4/4 \text{ m}^3$ است. اگر تمرکز اولیه NO قبل از تمیز کردن کاتالیزوری برابر 1200 mg در هر m^3 گاز دودکش باشد، آمونیاک لازم در هر ساعت را محاسبه کنید.

مراجع

- Bald, A., and Heusinger, K. 1996. Power generation in advanced steam power plants relieves burden on environment. *Siemens Power J.* 1:5-11.
 Bartok, W., and Sarofim, A. F. eds. 1991. *Fossil fuel combustion: A source book*. New York: Wiley.
 Elliott, T. C., ed. 1989. *Standard handbook of powerplant engineering*. New York: McGraw-Hill.
 Kumar, K. S., Feldman, P. L., and Jacobus, P. L. 1993. Pulse energization. *Proceedings American Power Conference*, pp. 1181-1185.

- Lefebvre, A. H. 1995. The role of fuel preparation in low-emission combustion. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:617-653.
- Longwell, J. P., Rubin, E. S., and Wilson, J. 1995. Coal: Energy for the future. *Prog. Energy Combust. Sci.* 21:269-360.
- Lurgi AG. 1992. CFB power plants. Germany.
- Makansi, J. 1993. Reducing NO_x emissions from today's power plants. *Power* 137(5):11-28.
- Smoot, L. D., ed. 1993. *Fundamentals of coal combustion for clean and efficient use*. Amsterdam: Elsevier.
- Smoot, L. D., and Smith, P. J. 1985. *Coal combustion and gasification*. New York: Plenum.

فصل چهارم

تکنولوژی نیروگاه بخار

در این فصل، موضوعات اصلی مربوط به تکنولوژی تولید قدرت بخار مورد بررسی قرار می گیرد. عملکرد یک نیروگاه اصولاً توسط راندمان آن، قدرت خروجی، و نرخ حرارت مشخص می شود. اثرات اقتصادی و زیست محیطی نیروگاهها به طور اخص مشخصه های مهم تکنولوژی تولید قدرت شده اند.

در این فصل، روشهای به کار گرفته شده در نیروگاههای پیشرفته بخار برای بالا بردن راندمان مورد تأکید قرار می گیرند. اصل کلی بهبود راندمان بر مبنای افزایش دمای متوسط اضافه کردن گرما و کاهش دمای متوسط گرفتن گرما استوار است. انجام این اصل، شامل استفاده از شرایط پیشرفته بخار در ورودی توربین، بازگرم بخار، و بازیافت چندباره گرم کردن آب تغذیه همراه با فشار پایین کندانسور است.

در نیروگاههای بخار زغال سنگی پیشرفته، بخار مافوق بحرانی (تا ۳۰۰ بار و 600°C)، فشار پایین کندانسور (در حدود $0.03-0.04$ بار) بازگرم تکی یا دوتایی، و هشت تا نه عدد بازیافت گرم کن آب تغذیه به کار گرفته می شوند. ملاحظات ترمودینامیکی توسط تعداد زیادی مسائل حل شده حمایت می شوند که هر کدام نشان دهنده اثر روشهای افزایش راندمان ذکر شده در بالا هستند. پیشرفته ترین نیروگاههای بخاری با سوخت زغال سنگ لینیت، راندمانی در حدود ۴۳٪ و با سوخت زغال سنگ چرب راندمان در حدود ۴۵٪ را کسب می کنند.

اجزای اصلی از قبیل مولدی بخار، توربینهای بخار، و کندانسورها همراه با سیستمهای پس دادن گرما در قسمت انتهایی این فصل مطرح می شوند.

چرخه کارنو^۱ و چرخه رانکین^۲

چرخه کارنو

نیروگاههای معمولی از قبیل نیروگاههای توربین بخار یا توربین گازی، گرمای آزاد شده توسط احتراق سوخت را به کار مفید و انرژی الکتریکی تبدیل می کنند. گرمای حاصله از سوزاندن سوخت در کوره یک دیگ یا در محفظه احتراقی یک توربین گاز نمی تواند به صورت کامل تبدیل به کار مفید شود و قسمت معینی از گرمای ورودی به محیط پس داده می شود. بنابراین:

$$W_{net} = Q_{in} - Q_{out} \quad kJ \quad (4-1)$$

که در آن W_{net} کار مفید خالص نیروگاه، Q_{in} گرمای ورودی به نیروگاه، و Q_{out} گرمای پس داده شده است.

راندمان حرارتی η_{th} ، مهمترین معیار عملکرد یک نیروگاه است. این کمیت، اندازه تبدیل انرژی در نیروگاه است و به صورت نسبت کار خروجی خالص به گرمای ورودی تعریف می شود:

$$\eta_{th} = W_{net} / Q_{in} \quad (4-2)$$

به عبارت دیگر، راندمان حرارتی می تواند برحسب قدرت خروجی P ، با واحد kW، و نرخ اضافه کردن گرما Q_{in} ، با واحد kJ/s، نیز بیان شود.

چرخه برگشت پذیر ایده آل کارنو با سیال عامل گاز ایده آل، مؤثرترین چرخه برای تبدیل گرما به کار است. چرخه کارنو شامل چهار فرآیند برگشت پذیر می باشد (بنگرید به شکل ۴-۱): انبساط ایزوترمال (دما ثابت) ۱-۲ با تغذیه گرمای q_{in} از یک منبع گرما در دمای T_h ، انبساط آیزنتروپیک (آدیاباتیک برگشت پذیر، آنتروپی ثابت) ۲-۳، تراکم ایزوترمال ۳-۴ با پس دادن گرمای q_{out} به محیط سرد در دمای T_c ، و تراکم آیزنتروپیک ۴-۱. راندمان حرارتی چرخه کارنو به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th,C} = 1 - T_c / T_h \quad (4-3)$$

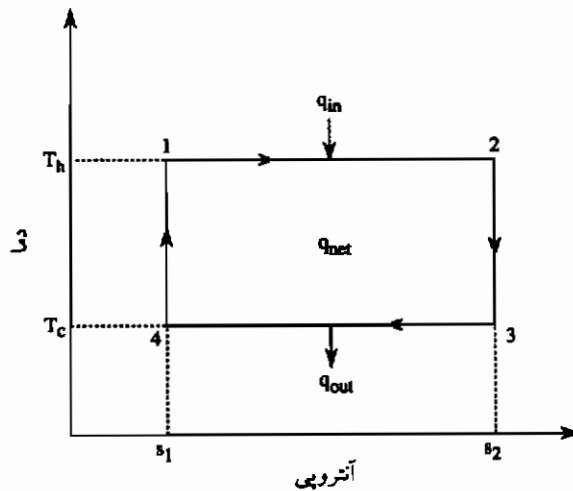
که در آن T_h و T_c به ترتیب دماهای منابع حرارتی گرم و محیط سرد برحسب K هستند. معادله (۴-۳) نشان می دهد که برای افزایش راندمان حرارتی چرخه کارنو، باید T_h افزایش پیدا کند و T_c کاهش یابد؛ برای مثال راندمان حرارتی کارنو در یک واحد OTEC^۳ که از انرژی حرارتی اقیانوس برای

1. Carnot cycle

2. Rankine cycle

3. Ocean Thermal Energy Carnot Plant

تبدیل الکتریسیته با تفاوت دمای فقط 20 K (آب در سطح $300\text{ K} = 27^\circ\text{C}$ و آب در عمق اقیانوس $280\text{ K} = 7^\circ\text{C}$)، برابر با فقط $0.067 = 1 - \frac{280}{300}$ است. راندمان حرارتی کارنو برای یک چرخه با منبع حرارتی در دمای 1500 K و منبع تخلیه حرارتی با دمای 500 K برابر با $0.67 = 1 - \frac{500}{1500}$ است.



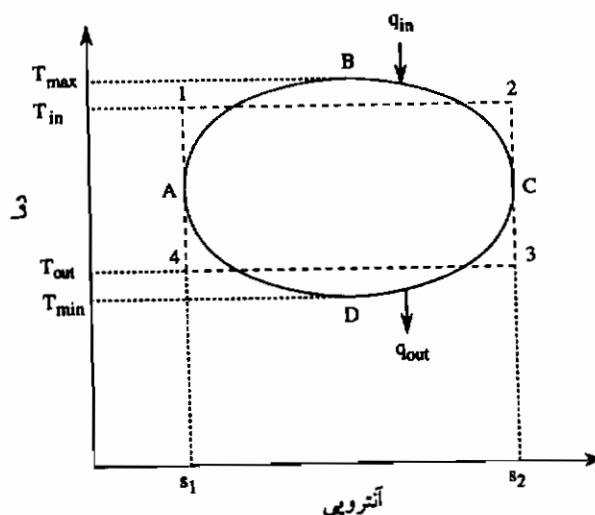
شکل ۴-۱. چرخه کارنو

راندمان حرارتی بیشینه چرخه کارنو برای یک گستره معین دما از معادله (۳-۴) به دست می آید. چرخه های موتورهای حرارتی از قبیل توربینهای بخار و گاز، موتورهای احتراق داخلی، به دلیل برگشت ناپذیرها دارای راندمان حرارتی پایتتری از راندمان چرخه کارنو در محدوده دمای یکسان هستند. راندمان این واحدها فقط می تواند توسط افزایش پیچیدگی و هزینه سرمایه گذاری ثابت آنها بهبود یابد.

اصل کلی افزایش راندمان

چرخه اختیاری ABCD که برای تبدیل انرژی می تواند مورد استفاده قرار گیرد، در شکل (۲-۴) نشان داده می شود. این شکل صورت کلی چرخه های نیروگاهها از قبیل نیروگاههای توربین بخار و گاز یا یک موتور دیزلی را ارائه می دهد. دمای بیشینه در چرخه ABCD برابر T_{max} ، دمای کمینه برابر T_{min} و تغییر آنتروپی ویژه در چرخه برابر $\Delta s = s_2 - s_1$ است. گرمای ورودی به این چرخه برابر q_{in} و گرمای پس داده شده q_{out} است. این چرخه دارای راندمان یکسانی با چرخه کارنو ۱۲۳۴ معادل آن

است که کمیت‌های گرمای اضافی شده و گرمای پس گرفته شده یکسان و تغییر آنتروپی یکسان مثل چرخه ABCD دارد. راندمان حرارتی این چرخه را می‌توان به صورت نسبت کار مفید خالص، $w_{net} = q_{in} - q_{out}$ ، به گرمای ورودی q_{in} تعریف کرد. کمیت‌های گرما را می‌توان به صورت انتگرال حاصل ضرب دمای T و دیفرانسیل آنتروپی ویژه ds پیدا کرد. این کمیت‌ها را همچنین می‌توان به صورت حاصل ضرب دمای متوسط و تغییر آنتروپی ویژه به دست آورد. برابری راندمان حرارتی چرخه ABCD - یعنی η_{th} با چرخه کارنو ۱۲۳۴ معادل - واضح است.



شکل ۲-۴. چرخه قدرت اختیاری ABCD و چرخه کارنو معادل

بنابراین:

$$\eta_{th} = 1 - T_{out}/T_{in} \quad (۴-۴)$$

که در آن T_{in} و T_{out} دماهای متوسط گرمای ورودی به چرخه و گرمای پس داده شده برحسب K هستند.

اصل کلی افزایش راندمان حرارتی نیروگاههایی که موتورهای حرارتی را به عنوان دستگاههای تبدیل انرژی به کار می‌برند توسط معادله (۴-۴) ارائه می‌شود. عبارت بالا را می‌توان به صورت زیر فرموله کرد. برای افزایش دادن راندمان حرارتی یک چرخه موتور حرارتی، دمای متوسط اضافه کردن گرما، T_{in} ، باید بالا برده شود و دمای متوسط پس دادن گرما، T_{out} ، پایین بیاید؛ برای مثال، افزایش T_{in} از ۸۰۰ به ۱۲۰۰ K و کاهش T_{out} از ۳۵۰ به ۲۹۰ K راندمان حرارتی چرخه قدرت ایده آل را از

۲۵/۵۶٪ به ۷۵٪ افزایش می دهد. روشهای عملی مورد استفاده برای افزایش راندمان حرارتی بستگی به نوع نیروگاه دارد که در مورد نیروگاههای بخار در این فصل و واحدهای توربین گازی با چرخه ساده در فصل پنجم و واحدهای با چرخه ترکیبی در فصل ششم بحث خواهد شد.

چرخه رانکین

چرخه ایده آل رانکین مبنای ترمودینامیکی نیروگاههای بخار [۴/۴، ۴/۲] است. نمایه نیروگاه بخاری ساده نشان داده شده در شکل (الف) ۳-۴ براساس چرخه رانکین نشان داده شده در شکل (ب) ۳-۴، روی یک نمودار $T-s$ عمل می کند. این واحد شامل یک مولد بخار، توربین/مولد کندانسور، و پمپ تغذیه است. همان طور که دیده می شود چرخه رانکین شامل فرآیندهای زیر است:

یک انبساط بخار آیزنتروپیک ۱-۲ در توربین؛ تقطیر بخار به صورت ایزوترمال و فشار ثابت ۲-۳ با پس دادن گرما در فشار پایین p_2 ؛ تراکم آیزنتروپیک آب ۳-۴ در پمپ تغذیه از p_2 به p_1 ؛ و اضافه کردن گرما به صورت فشار ثابت ۴-۵-۱ در یک مولد بخار و داغ کننده در درجات بالا در فشار بالای p_1 . فرآیندهای انبساط بخار برگشت پذیر ۱-۲s و برگشت ناپذیر ۱-۲ بر روی نمودار $h-v$ در شکل (ج) ۳-۴ نشان داده می شود. سوخت در کوره مولد بخار سوزانده می شود و بنابراین بخار به وجود می آید. اضافه کردن حرارت در فشار ثابت در گستره دما از دمای نسبتاً پایین دستگاه آب تغذیه تا بالاترین دمای چرخه - یعنی دمای بخار اصلی - صورت می گیرد. تبدیل انرژی حرارتی بخار به کار وقتی صورت می گیرد که بخار در توربینی که یک مولد قدرت الکتریکی را می چرخاند، منبسط شود. بخار خروجی از توربین تقطیر شده و این مواد تقطیر شده توسط یک پمپ آب تغذیه به دیگ برگردانده می شود.

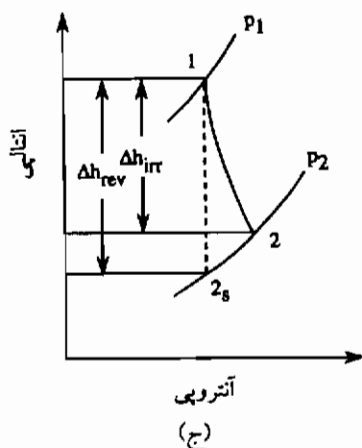
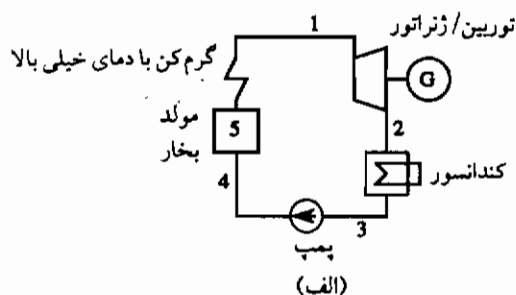
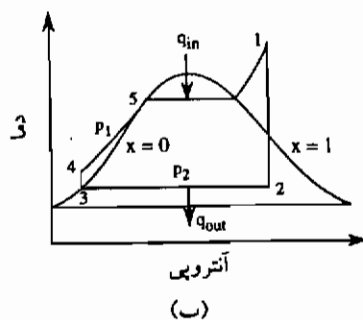
کار خالص و گرمای اضافه شونده به چرخه برای یافتن راندمان حرارتی نیروگاه بخار لازم است. کار ویژه خالص چرخه رانکین برحسب جرم واحد سیال عامل بخار می شود:

$$w_{net} = w_1 - w_p \approx h_1 - h_2 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-5)$$

که در آن w_1 کار ویژه توربین، w_p کار ویژه پمپ، h_1 انتالپی ویژه بخار ورودی، و h_2 انتالپی ویژه بخار خروجی است. مقدار w_1 خیلی از w_p کمتر است و بنابراین در معادله (۴-۵) می توان آن را نادیده گرفت. گرمای اضافه شونده (در جرم واحد سیال عامل بخار) به چرخه رانکین می شود:

$$q_{in} \approx h_1 - h_2' \quad \text{kJ/kg} \quad (4-6)$$

که در آن h_2' انتالپی ویژه تقطیر شده است (انتالپی مایع اشباع در فشار کندانسور p_2).



شکل ۳-۴. نیروگاه با چرخه رانکین: الف - نمودار شمایی؛ ب - نمودار $T-s$ ؛ ج - انبساط

بخار برگشت پذیر و برگشت ناپذیر بر روی نمودار $h-s$

راندمان حرارتی چرخه رانکین به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} = (h_1 - h_2)/(h_1 - h'_2) \quad (4-7)$$

مقادیر انتالپی ویژه را می توان از نمودار $h-s$ مولیر^۱ تعیین کرد: h_1 در شرایط بخار ورودی (فشار p_1 و دمای t_1) و $s_2 = s_1$ بر روی منحنی ثابت p_2 است.

روندهای افزایش راندمان برای نیروگاههای بخار

همان طور که قبلاً گفته شد، راندمان یک نیروگاه را می توان با افزایش دمای متوسط گرمای

اضافه شونده، T_{in} ، و پایین آوردن دمای متوسط گرمای پس گرفته شده، T_{out} بهبود بخشید (هیوود^۱، ۱۹۹۱؛ کول^۲، ۱۹۹۴؛ ورك^۳، ۱۹۹۴). دمای متوسط گرمای اضافه شونده در به کارگیری نیروگاههای بخار را می توان با: ۱- بالا بردن فشار و دمای بخار در ورودی توربین؛ ۲- گرم کردن بازیافتی آب تغذیه؛ و ۳- به کارگیری بازگرم بخار افزایش داد.

دمای گرمای آزادشونده در نیروگاههای بخار را می توان با کم کردن فشار کندانسور که به نوبه خود بستگی به دمای محیط خنک کننده دارد، پایین آورد. فشار کندانسور معمولاً در کندانسورهای خنک شونده با آب برابر 0.04 بار و در کندانسورهای خنک شونده با هوا $0.07-0.1$ بار است. در نیروگاههای بخار پیشرفته، مشروط براین که آب خنک کننده با دمای زیر 20°C فراهم باشد، فشار کندانسور می تواند به پایینی 0.03 بار یا حتی کمتر برسد (آتور^۴، ۱۹۹۵).

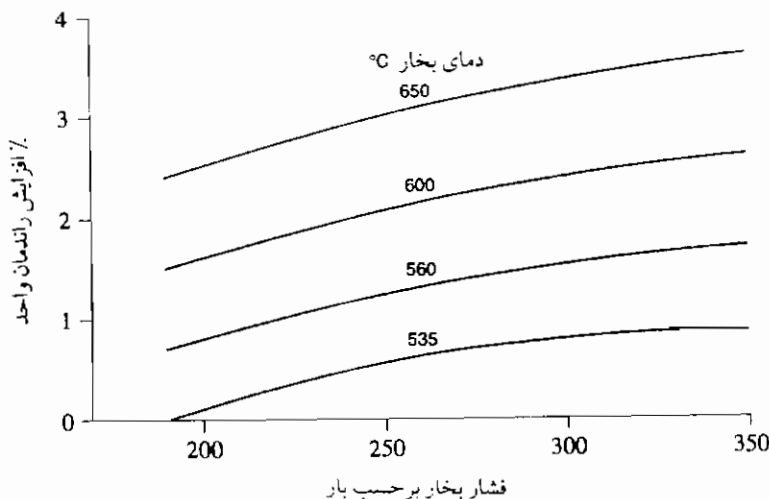
بنابراین راندمان حرارتی چرخه ساده رانکین را می توان با افزایش دما و فشار بخار ورودی، کاهش فشار کندانسور، و با استفاده از یک یا دو بازگرم کننده و گرم کنهای متعدد آب تغذیه بهبود بخشید. همان طور که در بالا توضیح داده شد، دمای بیشینه بخار ورودی برحسب مواد استفاده شونده در قسمت داغ مولد بخار محدود می شود (گرم کن با دمای خیلی بالا، خط تغذیه بخار). کسب راندمان بالاتر با به کارگیری این روشها لزوم اجزای اضافی از قبیل سیلندرهایی چندگانه توربین، سطوح انتقال حرارت اضافی، و استفاده از مواد عالی را ایجاب می کند؛ بنابراین نیروگاههای بخار پیشرفته پیچیده تر هستند و هزینه سرمایه گذاری ثابت بالاتری دارند. این سرمایه گذاری اضافی باید با صرفه جویی در مصرف سوخت به دلیل بهبود بازده جبران گردد.

چرخه بازگرم

شرایط بخار زنده به کار گرفته شده در مولدهای بخار پیشرفته از این قرارند: فشار تا $250-300$ بار و دما تا $580-650^{\circ}\text{C}$ (آتور، ۱۹۹۵). اثر فشار و دمای بخار زنده ورودی بر روی راندمان حرارتی نیروگاههای بخار در شکل (۴-۴) نشان داده می شود؛ ولی در فشارهای بالاتر بخار، کمیت x بخار خروجی از توربین رو به زوال می رود. این بدان معنی است که مقدار رطوبت، $1-x$ ، بخار تر خروجی افزایش می یابد و این می تواند به دلیل فرسایش پره توربین عمر آن را کوتاهتر کند. برای بهتر کردن عملکرد نیروگاه بخار از بازگرم استفاده می شود. بدین وسیله کمیت x بخار خروجی توربین بهبود می یابد و راندمان حرارتی چرخه افزایش پیدا می کند.

قسمت توربین بخار یک چرخه قدرت بخار با بازگرم ساده در شکل (الف) ۴-۵ نشان داده

می شود. دو سیلندر توربین - فشار بالا (HP) و فشار پایین (LP) - وجود دارند. یک بازگرم بخار بین این دو سیلندر توربین قرار داده می شود. یک چرخه بخار با بازگرم ساده مادون بحرانی بر روی نمودار $T-s$ در شکل (ب) ۴-۵ و بر روی نمودار $h-s$ در شکل (ج) ۴-۵ را در نظر بگیرید. کمیات انرژی زیر در هر kg بخار ورودی قابل تعیین است.



شکل ۴-۴. افزایش راندمان نیروگاه بخار با بالا بردن شرایط اصلی بخار

گرمای اضافه شده به چرخه :

$$q_{in} = h_1 - h_6 + h_3 - h_2 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-8)$$

کار توربین :

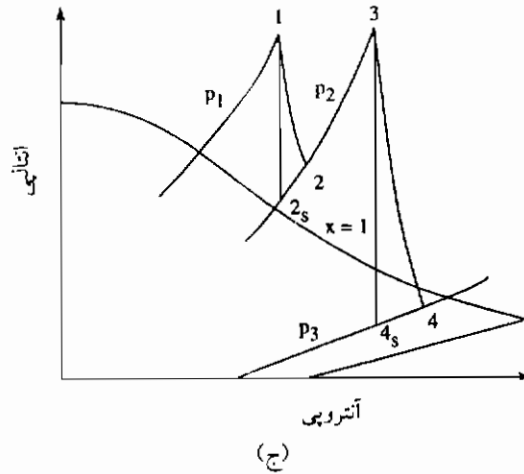
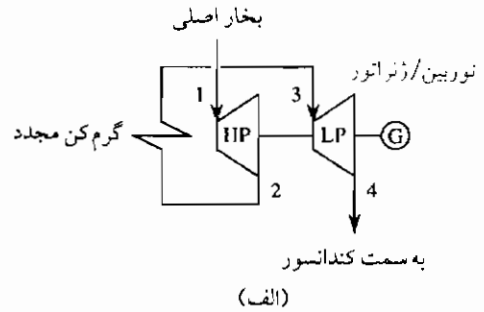
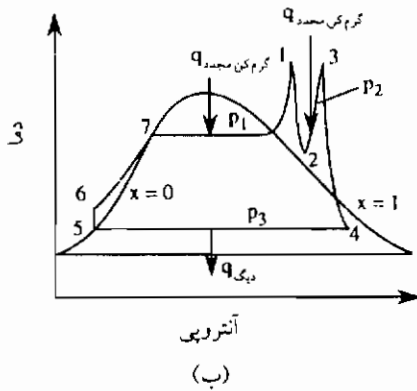
$$w_t = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-9)$$

کار پمپ :

$$w_p = v_5(p_1 - p_3)/\eta_{ip} \quad \text{kJ/kg} \quad (4-10)$$

که در آن v_5 حجم ویژه مایع اشباع در فشار p_3 و η_{ip} راندمان آیزنتروپیک پمپ (معمولاً ۰/۷) هستند. گرمای پس داده شده :

$$q_{out} = h_4 - h_5 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-11)$$



شکل ۴-۵. نیروگاه بخار گرم کن مجدد ساده: الف - نمودار شمایی (فقط توربین / مولد و بازگرم

نشان داده می شوند): ب - نمودار $T-s$; ج - نمودار $h-s$

کار ویژه خالص نیروگاه:

$$w_{net} = w_t - w_p \quad \text{kJ/kg} \quad (4-12)$$

راندمان حرارتی چرخه:

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} \quad (4-13)$$

تتالی ویژگی واقعی بخار در حالت های ۲ و ۴ عبارتند از:

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{it} \quad \text{kJ/kg} \quad (4-14)$$

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s})\eta_{it} \quad \text{kJ/kg} \quad (4-15)$$

که در آن h_{2s} و h_{4s} انتالپی ویژه (از نمودار $h-s$) بخار پس از انبساط آیزنتروپیک به ترتیب در توربینهای HP و LP و η_{it} راندمان آیزنتروپیک توربین بخار (معمولاً ۰/۹) هستند.

نمودار شمایی قسمت توربین / مولد بخار نیروگاه بخار با بازگرم دوتایی در شکل (الف) ۴-۶ نشان داده می شود. این توربین شامل سه قسمت است: HP؛ فشار میانی (IP)؛ و LP. چرخه قدرت بخار با بازگرم دوتایی مادون بحرانی بر روی نمودار $h-s$ در شکل (ب) ۴-۶ ارائه می شود. تجزیه و تحلیل چرخه بازگرم دوتایی مشابه چرخه بازگرم ساده است.

گرمای اضافه شده به چرخه حرارت دوتایی و کار ویژه خالص چرخه با نادیده گرفتن کار پمپ، می شود:

$$q_m = h_1 - h'_4 + h_3 - h_2 + h_5 - h_4 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-16)$$

$$w_{net} = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 + h_5 - h_6 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-17)$$

که در آن h_1, h_2, h_3, h_4, h_5 و h_6 به ترتیب انتالپی ویژه بخار در حالت های واقعی ۱، ۲، ۳، ۴، ۵ و ۶ می باشد و h'_4 انتالپی ویژه آب اشباع در فشار p_4 کندانسور است. راندمان حرارتی چرخه توسط معادله (۴-۱۳) داده می شود.

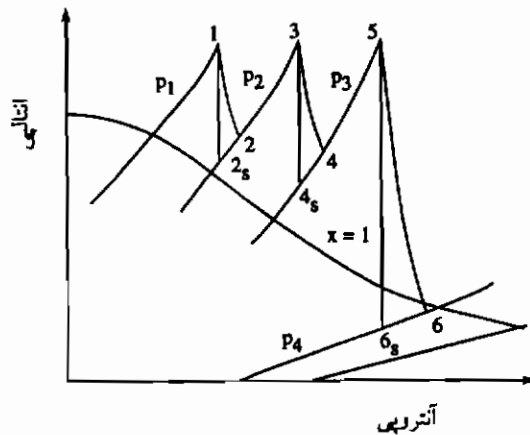
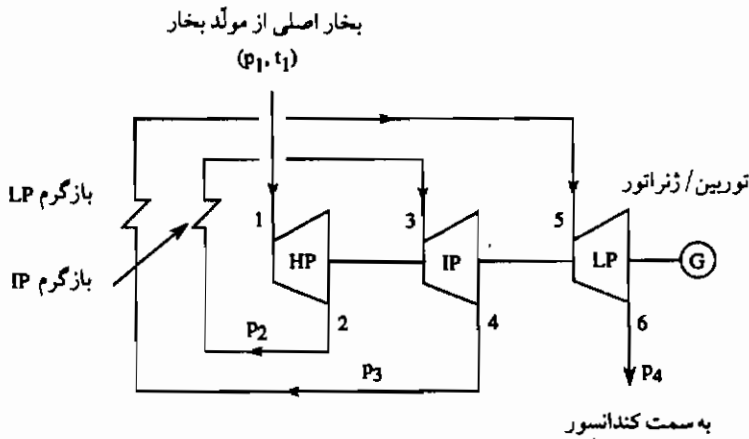
مثال زیر تجزیه و تحلیل چرخه بخار مافوق بحرانی با بازگرم دوتایی را ارائه می دهد:

مثال ۴-۱

کار خالص، گرمای اضافه شده، گرمای پس داده شده، راندمان، و نرخ گرمای یک نیروگاه با بازگرم دوتایی فوق بحرانی را محاسبه کنید. فشار و دمای ورودی بخار به ترتیب ۲۵۰ بار و 560°C است. دو بازگرم به ترتیب در فشار ۴۰ بار و 560°C و ۶ بار و 580°C صورت می گیرد. فشار کندانسور برابر ۰/۰۴ بار است. راندمان آیزنتروپیک توربین HP، توربین IP، توربین LP، و پمپ تغذیه به ترتیب ۰/۹۳، ۰/۹۳، ۰/۹، و ۰/۷ هستند.

حل

با مراجعه به شکل های (الف) ۴-۶ و (ب) ۴-۶، انتالپی ویژه بخار در تمام حالات چرخه از نمودار $h-s$ بخار پیدا می شود.



شکل ۴-۶. نیروگاه بخار با بازگرم دوتایی: الف - نمودار شمایی (فقط توربین/مولد با بازگرم فشار میانی (IP) و فشار پایین (LP) نشان داده می‌شوند): ب - نمودار $h-s$

حالت ۱ (ورودی توربین HP):

$$p_1 = 250 \text{ بار} \quad t_1 = 560^\circ\text{C} \quad h_1 = 3370 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6.22 \text{ kJ/(kg K)}$$

حالت ۲ (خروجی توربین HP):

$$p_2 = 40 \text{ بار} \quad h_{2s} = 2880 \text{ kJ/kg} \quad s_{2s} = s_1$$

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{it} = 3370 - (3370 - 2880)0.93 = 2914.3 \text{ kJ/kg}$$

حالت ۳ (ورودی توربین IP) :

$$p_2 = 40 \text{ بار} \quad t_3 = 560^\circ\text{C} \quad h_3 = 3580 \text{ kJ/kg} \quad s_3 = 7.26 \text{ kJ/(kg K)}$$

حالت ۴ (خروجی توربین IP) :

$$p_3 = 6 \text{ بار} \quad h_{4s} = 3000 \text{ kJ/kg} \quad s_{4s} = s_3 \quad p_{4s} = p_5 = 6 \text{ بار}$$

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s})\eta_{it} = 3580 - (3580 - 3000)0.93 = 3040.6 \text{ kJ/kg}$$

حالت ۵ (ورودی توربین LP) :

$$p_3 = 6 \text{ بار} \quad t_5 = 580^\circ\text{C} \quad h_5 = 3655 \text{ kJ/kg} \quad s_5 = 8.22 \text{ kJ/(kg K)}$$

حالت ۶ (خروجی توربین LP) :

$$p_4 = 0.04 \text{ بار} \quad h_{6s} = 2478 \text{ kJ/kg} \quad s_{6s} = s_5 \quad p_{6s} = p_7 = 0.04 \text{ بار}$$

$$h_6 = h_5 - (h_5 - h_{6s})\eta_{it} = 3655 - (3655 - 2478)0.9 = 2595.7 \text{ kJ/kg}$$

حالت ۷ (ورودی پمپ) :

$$p_7 = 0.04 \text{ بار} \quad h_7 = 137.77 \text{ kJ/kg} \quad v_7 = 0.00100395 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (مراجعه شود به جدول آب / بخار)}$$

حالت ۸ (خروجی پمپ) :

$$p_1 = 250 \text{ بار} \quad h_8 = h_7 + w_{\text{پمپ}} = h_7 + v_7(p_1 - p_4)/h_{fp}$$

$$h_8 = 137.77 + 0.00100395(250 - 0.04) \times 10^2/0.7 = 137.77 + 37.12 = 174.89 \text{ kJ/kg}$$

کار ویژه خالص نیروگاه :

$$w_{\text{net}} = w_{\text{HP}} + w_{\text{IP}} + w_{\text{LP}} - w_p = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 + h_5 - h_6 - w_p$$

$$w_{\text{net}} = 3370 - 2914.3 + 3580 - 3040.6 + 3655 - 2595.7 - 37.12 = 2017.28 \text{ kJ/kg}$$

اضافه کردن گرما :

$$q_{\text{in}} = h_1 - h_8 + h_3 - h_2 + h_5 - h_4$$

$$q_{\text{in}} = 3370 - 174.89 + 3580 - 2914.3 + 3655 - 3040.6 = 4475.21 \text{ kJ/kg}$$

راندمان حرارتی :

$$\eta_{\text{th}} = w_{\text{net}}/q_{\text{in}} = 2017.28/4475.21 = 0.4508 = 45.08\%$$

چرخه قدرت بخار با گرمایش آب تغذیه

گرم کنهای آب تغذیه باز

واحد آب تغذیه توسط گرمای تقطیر بخار خارج شده از توربین و منتهی شده به گرم کن آب تغذیه پیش گرم می شود. در گرم کن آب تغذیه از نوع باز، آب با بخار تقطیر شونده مخلوط می شود، در حالی که در نوع بسته آن گرما از بخار تقطیر شونده توسط یک سطح جداکننده به آب منتقل می گردد.

در گرم کن آب تغذیه از نوع باز یا تماس مستقیم، این آب تغذیه گرم کن را در دمای اشباع مربوط به فشار برداشت بخار ترك می کند. نمودار شمایی قسمت توربین این نیروگاه بخار با گرم کن آب تغذیه از نوع باز در شکل (الف) ۴-۷ آمده است. چرخه قدرت بخار باز گرم فوق بحرانی بر روی نمودارهای $T-s$ و $h-s$ در شکلهای (ب) ۴-۷ و (ج) ۴-۷ نشان داده می شود.

حاصل تقطیر، کندانسور را به صورت مایع اشباع در فشار p_3 (حالت ۴) ترك می کند و تا فشار p_2 بخار برداشتی در حالت ۲ فشرده می گردد و به داخل گرم کن آب تغذیه (حالت ۵) پمپ می شود. این بخار و آب در گرم کن آب تغذیه با یکدیگر مخلوط می گردد و آب اشباع حاصل می شود (حالت ۶). نمودار شمایی یک گرم کن آب تغذیه از نوع باز در شکل (د) ۴-۷ نشان داده می شود. موازنه انرژی برای گرم کن آب تغذیه از نوع باز به صورت زیر داده می شود:

$$ah_2 + (1-a)h_5 = h_6 \quad (۴-۱۸)$$

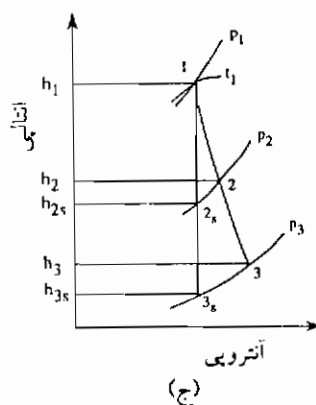
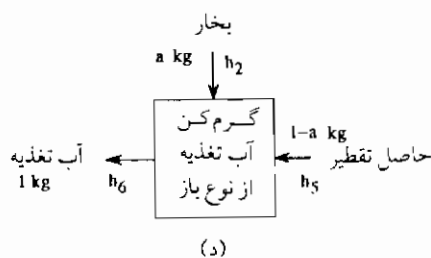
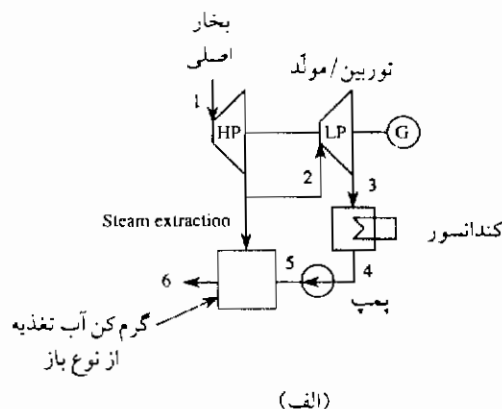
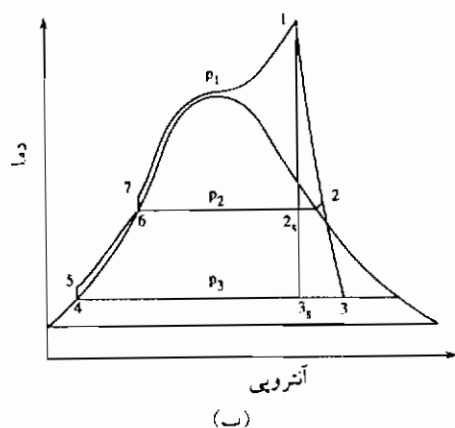
که در آن a جرم جزء بخار برداشتی از توربین در هر kg بخار ورودی به توربین، h_2 انتالپی ویژه بخار، و h_5 و h_6 به ترتیب انتالپی ویژه آب تغذیه در ورودی و خروجی گرم کن است. مقدار h_6 برابر با انتالپی ویژه مایع اشباع در فشار داخل گرم کن آب تغذیه، یعنی در فشار بخار برداشتی، است. از معادله (۴-۱۸) کسر جرمی بخار خارج شده از توربین می شود:

$$a = (h_6 - h_5) / (h_2 - h_5) \quad (۴-۱۹)$$

کمیت انرژی ویژه در هر kg بخار در ورودی توربین (حالت ۱) با مراجعه به شکل (ب) ۴-۷ به صورت زیر تعیین می شود.

حرارت اضافه شده به چرخه:

$$q_m = h_1 - h_7 \quad \text{kJ/kg} \quad (۴-۲۰)$$



شکل ۴-۷. چرخه نیروگاه بخار بازیافتی: الف - نمودار شمایی (فقط توربین/مولد و گرم کن آب

تغذیه از نوع باز نشان داده می‌شوند): ب - چرخه بخار بازیافتی فوق بحرانی روی نمودار $T-s$: ج - فرآیند

انبساط بخار روی نمودار $h-s$: و د - نمودار جریان گرم کن آب تغذیه از نوع باز.

کار توربین:

$$w_t = (h_1 - h_2) + (1-a)(h_2 - h_3) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-21)$$

کار پمپ:

$$w_p = (1-a)(h_5 - h_4) + (h_7 - h_6) = (1-a)v_4(p_2 - p_3) + v_6(p_1 - p_2) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-22)$$

که در آن v حجم ویژه مایع اشباع در فشار مربوطه p_1 برای v_4 و p_2 برای v_6 است.

گرمای پس داده شده :

$$q_{out} = (1 - a)(h_3 - h_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-23)$$

کار ویژه خالص نیروگاه :

$$w_{net} = w_1 - w_p \quad \text{kJ/kg} \quad (4-24)$$

راندمان حرارتی چرخه :

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} \quad (4-25)$$

برای در نظر گرفتن برگشت ناپذیریهای انبساط بخار در توربین، انتالپهای ویژه واقعی بخار در حالت‌های ۲ و ۳ باید محاسبه شوند.

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{th} \quad \text{kJ/kg} \quad (4-26)$$

$$h_3 = h_1 - (h_1 - h_{3s})\eta_{th} \quad \text{kJ/kg} \quad (4-27)$$

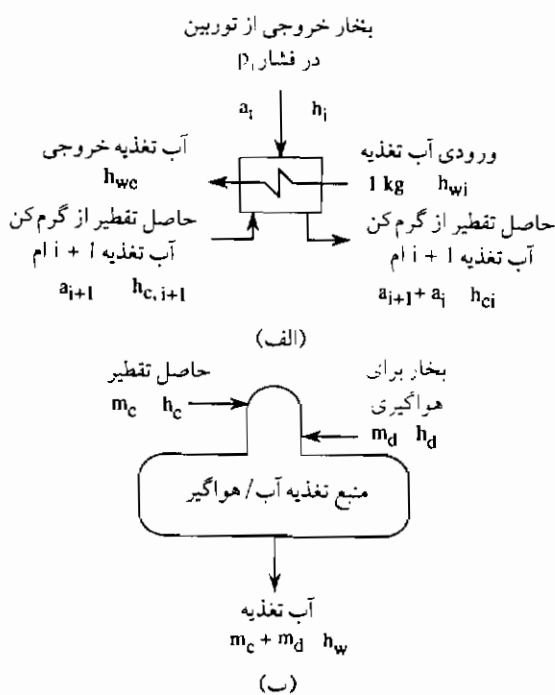
که در آن h_{2s} و h_{3s} انتالپی ویژه (از نمودار $h-s$) بخار پس از انبساط آیزنتروپیک از بخار ورودی حالت ۱ تا فشار p_2 برداشتی و فشار p_1 کندانسور است و η_{th} راندمان آیزنتروپیک توربین بخار می باشد.

اگر دو یا تعداد بیشتری گرم کن آب تغذیه مورد استفاده قرار گیرد، سپس موازنه انرژی برای تمام این گرم کنهای آب تغذیه و با شروع از گرم کن آب تغذیه ای که دارای بالاترین فشار بخار است، نوشته خواهد شد.

برای هر تعداد گرم کن آب تغذیه مورد استفاده، همان تعداد معادله و مجهول خواهد بود. هر گرم کن آب تغذیه احتیاج به یک پمپ دارد؛ بنابراین برای نیروگاهی با تعداد n گرم کن آب تغذیه از نوع باز علاوه بر پمپ کندانسور احتیاج به n پمپ است و بدین ترتیب مقدار انرژی قابل ملاحظه ای جهت راندن این پمپها مورد نیاز است که تلف می شود. بنابراین معمولاً یک گرم کن آب تغذیه از نوع باز و پنج تا هشت گرم کن از نوع بسته در نیروگاههای بزرگ مدرن مورد استفاده قرار می گیرد. آب تغذیه تا $280-325^\circ\text{C}$ پیش گرم می شود. این گرم کن آب تغذیه از نوع باز به عنوان یک عضو هواگیر مورد استفاده قرار می گیرد که گازهای حل شده (هوای شامل O_2) را از واحد آب تغذیه جدا می سازد و از خوردگی دیگ جلوگیری می کند (وستون^۱، ۱۹۹۲؛ آتور، ۱۹۹۵).

گرم کنهای آب تغذیه از نوع بسته

گرم کنهای آب تغذیه از نوع بسته به صورت مبدلهای حرارتی از نوع پوسته و لوله عمودی یا افقی ساخته می‌شود که در آن جریان آب تغذیه از داخل لوله‌ها و بخار در سمت پوسته عبور می‌کند. این بخار بر روی سطح خارجی این دسته لوله تقطیر شده و حرارت تقطیر واحد آب تغذیه را گرم می‌کند. معمولاً در یک واحد توربین بخار چندین گرم کن آب تغذیه از نوع بسته به کار گرفته می‌شوند. معادله موازنه انرژی باید برای هر گرم کن آب تغذیه از نوع بسته به ترتیب و با شروع از گرم کن آب تغذیه با بالاترین فشار بخار نوشته شود. بدین ترتیب تعداد معادلات و مجهولات کسر جرمی بخار خروجی از توربین یکسان خواهد شد. گرم کن آب تغذیه از نوع بسته i ام را در نظر بگیرید که بخار خروجی با فشار p_i و انتالپی h_i را دریافت می‌کند و انتالپی این واحد آب تغذیه را از h_{wi} به h_{wc} افزایش می‌دهد (بنگرید به شکل (الف) ۴-۸). این گرم کن آب تغذیه همچنین حاصل تقطیر خروجی از گرم کن آب تغذیه از نوع بسته $(i+1)$ در فشار بالاتر که در پایین دست گرم کن i قرار دارد را دریافت می‌کند. نرخ جریان جرم حاصل تقطیر خروجی از گرم کن i ام برابر با مجموع نرخهای جریان جرم بخار برداشت شده برای دو گرم کن آب تغذیه $a_i + a_{i+1}$ است.



شکل ۴-۸. نمودارهای جریان: الف - گرم کن آب تغذیه از نوع بسته؛ ب - هواگیر

موازنه انرژی برای گرم کن آب تغذیه i ام در هر kg بخار ورودی به توربین را با مراجعه به شکل (الف) ۴-۸ می توان به صورت زیر نوشت :

$$h_{we} - h_{wi} = a_i(h_i - h_{ci}) + a_{i+1}(h_{c,i+1} - h_{ci}) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-28)$$

که در آن h_{we} و h_{wi} به ترتیب انتالپی آب تغذیه در ورودی و خروجی گرم کن i ام برحسب kJ/kg ، a_i و a_{i+1} کسر جرمهای بخار خروجی از توربین به ترتیب برای گرم کنهای آب تغذیه i و $(i+1)$ برحسب kg برای هر kg بخار ورودی اصلی، a_i انتالپی بخار خروجی برحسب kJ/kg ، و h_{ci} و $h_{c,i+1}$ انتالپی حاصل تقطیر به ترتیب در فشار گرم کن آب تغذیه i و $(i+1)$ برحسب kJ/kg است.

با فرض دانستن a_{i+1} و $h_{c,i+1}$ از موازنه انرژی برای گرم کن آب تغذیه $(i+1)$ ، کسر جرمی بخار خروجی در p_i می شود :

$$a_i = [h_{we} - h_{wi} - a_{i+1}(h_{c,i+1} - h_{ci})] / (h_i - h_{ci}) \quad (4-29 \text{ الف})$$

منبع آب تغذیه / هواگیر با انتالپیها و جریانهای جرمی حاصل تقطیر، بخار و آب تغذیه در شکل (ب) ۴-۸ آمده است. این هواگیر یک گرم کن آب تغذیه از نوع باز است و موازنه انرژی آن نیز به صورت زیر است.

$$h_c m_c + h_d m_d = h_w (m_c + m_d) \quad (4-29 \text{ ب})$$

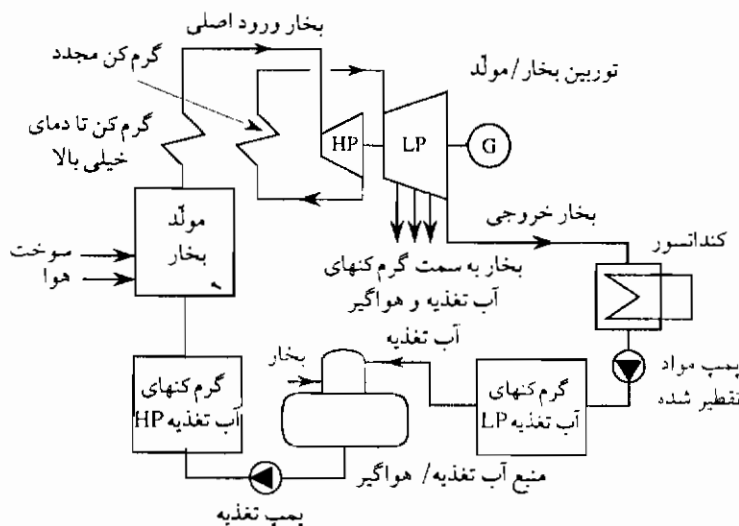
برای نرخ جریان جرمی بخار داریم :

$$m_d = m_c (h_w - h_c) / (h_d - h_w) \quad (4-29 \text{ ج})$$

ترکیب گرم کنهای آب تغذیه از نوع بسته و باز

گرم کنهای آب تغذیه از نوع باز به دلیل عدم وجود تفاوت دما بین دمای اشباع و دمای خروجی از آب تغذیه، از لحاظ ترمودینامیکی از گرم کنهای آب تغذیه از نوع بسته راندمان بالاتری دارند؛ ولی گرم کنهای آب تغذیه از نوع باز یک عدد پمپ بیشتر از تعداد گرم کنهای آب تغذیه دارند و برای تعداد زیادی از گرم کنهای آب تغذیه مراحل (۷-۹) مصرف انرژی برای پمپاژ آب تغذیه خیلی بیشتر از انرژی مورد استفاده در گرم کنهای آب تغذیه از نوع بسته است.

به جز گرم کن- هواگیر آب تغذیه، تمام گرم کنهای آب تغذیه دیگر از نوع بسته هستند. این دستگاهها در بالادست و پایین دست هواگیر جای داده می شوند و به گرم کنهای آب تغذیه LP و HP دسته بندی می گردند (بنگرید به شکل ۴-۹).



شکل ۴-۹. چرخه نیروگاه بخار باز یافتی با مجموعه گرم کنهای آب تغذیه با فشار پایین (LP)، منبع آب تغذیه - هواگیر، و مجموعه گرم کنهای آب تغذیه با فشار بالای (HP)

نیروگاه بخاری را با دو گرم کن آب تغذیه در نظر بگیرید که یکی از آنها یک گرم کن آب تغذیه از نوع بسته HP و دومی یک گرم کن آب تغذیه از نوع باز LP است (بنگرید به شکل (الف) ۴-۱۰). چرخه بازگرم فوق بحرانی با دو گرم کن آب تغذیه بر روی یک نمودار $T-s$ در شکل (ب) ۴-۱۰ نشان داده می شود. موازنه انرژی در گرم کن آب تغذیه از نوع بسته HP با مراجعه به شکل (ج) ۴-۱۰، می شود:

$$a_1(h_4 - h_{12}) = h_{11} - h_{10} \quad (4-30)$$

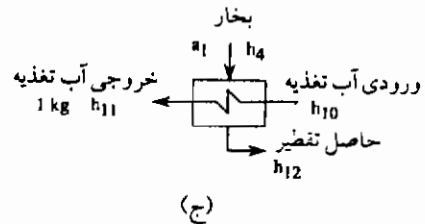
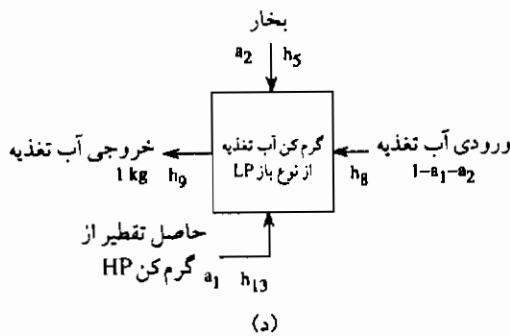
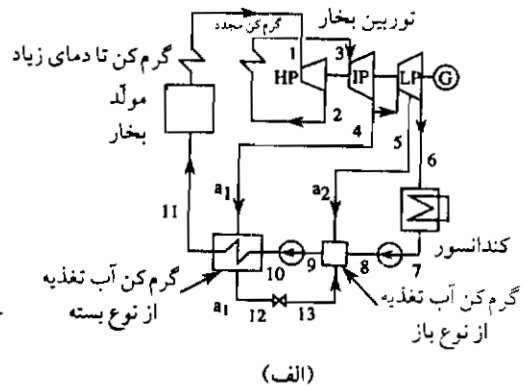
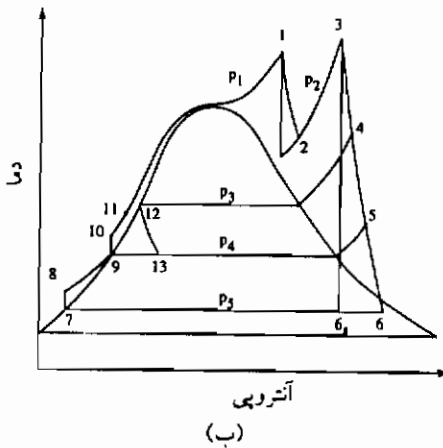
که در آن a_1 کسر جرمی بخار خروجی از توربین در فشار p_4 برای گرم کن آب تغذیه HP، h_4 انتالپی ویژه بخار، و h_{11} و h_{10} انتالپی ویژه آب تغذیه به ترتیب در ورودی و خروجی گرم کن HP است.

کسر جرمی بخار خروجی از گرم کن آب تعداد HP می شود:

$$a_1 = (h_{11} - h_{10}) / (h_4 - h_{12}) \quad (4-31)$$

موازنه انرژی در گرم کن آب تغذیه از نوع باز LP با مراجعه به شکل (د) ۴-۱۰، عبارت است از:

$$a_2 h_5 + (1 - a_1 - a_2) h_8 + a_1 h_{13} = h_9 \quad (4-32)$$



شکل ۴-۱۰. چرخه نیروگاه بخار با گرم کن مجدد فوق بحرانی با یک گرم کن آب تغذیه از نوع باز و یک گرم کن آب تغذیه از نوع بسته: الف - نمودار شمایی نیروگاه؛ ب - چرخه بر روی یک نمودار $T-s$ ؛ ج - نمودار جریان گرم کن از نوع بسته (HP) با فشار بالا؛ د - نمودار جریان گرم کن از نوع باز با فشار پایین (LP).

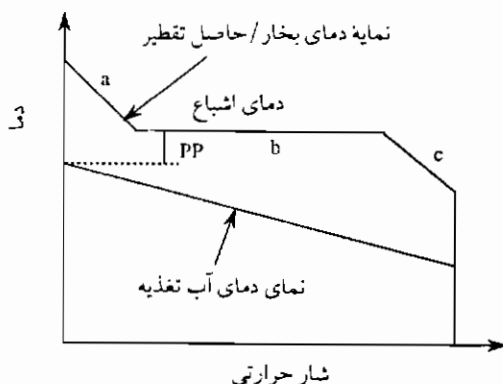
که در آن a_2 کسر جرمی بخار خروجی از توربین برای گرم کن آب تغذیه LP، h_5 انتالپی ویژه بخار، h_8 و h_9 انتالپی ویژه آب تغذیه به ترتیب در ورودی و خروجی گرم کن LP، و h_{13} انتالپی ویژه حاصل تقطیر از گرم کن HP است.

بنابراین کسر جرمی بخار خروجی از توربین برای گرم کن آب تغذیه LP می شود:

$$a_2 = [h_9 - a_1 h_{13} - (1 - a_1) h_8] / (h_5 - h_8) \quad (4-33)$$

دمای خروجی آب تغذیه در گرم کنهای از نوع بسته نمی تواند به دمای اشباع بخار خروجی برسد.

تفاوت کمینه بین دمای اشباع بخار خروجی و دمای آب تغذیه نقطه تنگی (PP) نامیده می شود. مقدار PP یک پارامتر مهم طراحی است که بر روی اندازه و هزینه گرم کنهای آب تغذیه و همچنین راندمان چرخه تأثیر می گذارد. برای یک مقدار خیلی کم، مساحت سطح حرارتی بزرگتر است و بنابراین این گرم کن گرانتر می شود. برای مقدار بالاتر PP، دمای خروجی پایتتر است و بنابراین راندمان چرخه کاهش می یابد.



a: پایین آورنده گرما b: کندانسور c: تخلیه خنک کننده (حاصل تقطیر)

شکل ۱۱-۴. نمودار دما - شار حرارتی یک گرم کن آب تغذیه فشار بالا (PP نقطه تنگی است)

مقدار (PP) برای گرم کنهای آب تغذیه که بخار اشباع تر یا خشک دریافت می کنند، برابر با $2-3\text{ K}$ (مثبت) است. در یک گرم کن آب تغذیه HP که بخار خروجی از توربین با دمای خیلی زیاد را دریافت می کند، دمای خروجی آب می تواند از دمای اشباع بخار بالاتر بوده و بدین ترتیب این (PP) می تواند منفی باشد (بین 0 و -3 K). برای خنک کردن بخار به دمای اشباع از یک پایین آورنده گرما استفاده می شود. حاصل تقطیر خروجی از این گرم کن می تواند به مقدار کمی در یک خنک کننده خروجی به پایتتر از دمای اشباع خنک شود. تمام این عملیات منجر به استفاده مؤثرتر انرژی در یک گرم کن آب تغذیه از نوع بسته می شود. بنابراین گرم کن HP شامل یک پایین آورنده گرما، کندانسور، و خنک کننده خروجی (حاصل تقطیر) است. نمایه های دمای بخار/ حاصل تقطیر و آب تغذیه در شکل (۱۱-۴) نشان داده شد.

چرخه های بازگرم فوق بحرانی پیشرفته

در نیروگاههای بخار پیشرفته و به خصوص چرخه های با فشار فوق بحرانی، بدون استثنا از بازگرم ساده و غالباً از بازگرم دوتایی استفاده می شود (آتور، ۱۹۹۵؛ پروشک^۱ و اولجکلوس^۲، ۱۹۹۶). مثالی از چرخه نیروگاه بخار بازگرم فوق بحرانی با مجموعه گرم کنهای آب تغذیه HP و LP و یک هواگیر در شکل (۹-۴) نشان داده شد. نمودار $T-s$ برای یک نیروگاه با فقط دو گرم کن آب تغذیه در شکل (ب) ۱۰-۴ آمده است. این دستگاه آب تغذیه در چرخه بازگرم فوق بحرانی بیش از فشار بحرانی ۲۲۱/۲ بار فشرده شده و گرما توسط سوزاندن سوخت در دیگ کوره اضافه می شود. وقتی که دمای بحرانی $374/15^{\circ}\text{C}$ توسط افزودن حرارت در دیگ حاصل شد، تغییر فاز از آب به بخار بدون تغییر دانسیته سیال عامل انجام می گیرد و سپس بخار تا دمای بخار اصلی فوق گرم می شود. مشخصات این بخار اصلی به $560-600^{\circ}\text{C}$ و $250-300$ بار می رسد (آتور، ۱۹۹۵؛ کهر^۳، ۱۹۹۴؛ کاتر^۴ و دیگران، ۱۹۹۴؛ بالدو هوسینگر، ۱۹۹۶؛ کلاین و دیگران، ۱۹۹۶؛ پروشک و اولجکلوس، ۱۹۹۶). فقط مولدهای بخاری را که یک دفعه بخار از آنها عبور می کند می توان در نیروگاههای با فشار فوق بحرانی به کار گرفت.

فشار بالای بخار اصلی باعث کم شدن کیفیت x بخار خروجی توربین می گردد. برای افزایش مقدار x و بدین ترتیب جلوگیری از خوردگی پره در آخرین مرحله LP توربین بخار از بازگرم استفاده می شود. انتخاب مناسب فشار بازگرم در بهبود بخشیدن راندمان چرخه در به کارگیری بازگرم لازم است. دمای بازگرم معمولاً برابر با دمای بخار اصلی، یعنی t_1 است. به دلیل خیلی پایتربودن فشار بازگرم از فشار بخار اصلی، دمای بازگرم نیز ممکن است به اندازه $30-20^{\circ}\text{C}$ بالاتر از t_1 باشد.

تجزیه و تحلیل یک نیروگاه واقعی با بازگرم دوتایی و از هفت تا نه مرحله گرم کردن آب تغذیه، کار نسبتاً خسته کننده ای است؛ ولی روش این تجزیه و تحلیل از مثال زیر مشهود است که در آن یک نیروگاه با بازگرم یک مرحله ای و گرم کردن دو مرحله ای آب تغذیه در یک گرم کن آب تغذیه HP از نوع بسته و یک گرم کن آب تغذیه LP از نوع باز در نظر گرفته شده است.

کمیت های انرژی در هر کیلوگرم بخار در ورودی توربین (حالت ۱) را با مراجعه دوباره به شکل (ب) ۱۰-۴ می توان به صورت زیر نوشت:

گرمای اضافه شده در دیگ و بازگرم:

$$q_{in} = h_1 - h_{11} + h_3 - h_2 \quad \text{kJ/kg} \quad (4-34)$$

کار خروجی توربین :

$$w_t = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) + (1 - a_1)(h_4 - h_5) + (1 - a_1 - a_2)(h_5 - h_6) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-35)$$

یا

$$w_t = h_1 - h_2 + h_3 - h_6 - a_1(h_4 - h_5) - a_2(h_5 - h_6) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-36)$$

کار مصرفی پمپ :

$$w_p = (1 - a_1 - a_2)(h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-37)$$

یا

$$w_p = (1 - a_1 - a_2)v_7(p_4 - p_5) + v_9(p_1 - p_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-38)$$

که در آن v حجم ویژه مایع اشباع در فشار مربوطه (p_5 برای v_7 و p_4 برای v_9) است.

گرمای پس داده شده :

$$q_{out} = (1 - a_1 - a_2)(h_6 - h_7) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-39)$$

کار ویژه خالص چرخه :

$$w_{net} = w_t - w_p \quad \text{kJ/kg} \quad (4-40)$$

راندمان حرارتی چرخه :

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} \quad (4-41)$$

برای حصول بیشینه راندمان چرخه، انتخاب بهینه فشار برای بخار برداشتی مورد نیاز است. این هدف با تقسیم تفاوت انتالپی بین گرم کن آب تغذیه مورد نظر برای دست یابی دمای آب تغذیه تقریبی $280-325^\circ\text{C}$ و فشار کندانسور به نقاط یکسان، حاصل می شود. انجام این کار توسط نمودار $t-s$ به راحتی صورت می گیرد.

در بعضی موارد حاصل تقطیر خروجی از گرم کن آب تغذیه در عوض تخلیه توسط یک شیر خفگی به گرم کن آب تغذیه LP یا به کندانسور توربین به دستگاه آب تغذیه پایین دستی ممکن است پمپ شود.

کار ویژه خالص و راندمان حرارتی یک نیروگاه با قدرت الکتریکی خروجی ۹۰۰ MW را محاسبه

کنید. این واحد براساس یک چرخه فوق بحرانی بازگرم ساده با دو گرم کن آب تغذیه کار می کند. کیفیت بخار خروجی توربین برای یک چرخه رانکین ساده را با این نیروگاه مقایسه کنید. شرایط عمل عبارتند از:

بخار ورودی توربین	۲۵۰ بار و 560°C
بازگرم	۴۰ بار و 560°C
فشار گرم کن آب تغذیه از نوع بسته HP	۱۰ بار
فشار گرم کن آب تغذیه از نوع باز LP	$1/2$ بار
فشار کندانسور	$0/05$ بار
راندمان آیزنتروپیک توربین بخار η_{it}	$0/9$
راندمان آیزنتروپیک پمپ تغذیه η_{ip}	$0/7$
اتلاف انرژی در قسمت چرخنده مکانیکی و مولد η_{mg}	$0/97$

حل

نمودار $T-s$ و شکل شمایی نیروگاه در شکلهای (الف) و (ب) ۱۰-۴ و ترسیم گرم کن آب تغذیه در شکلهای (ج) و (د) ۱۰-۴، نشان داده شده است.

انتالپهای بخار توربین HP در حالت های ۱ و ۲ (از نمودار $h-s$ و جدول آب و بخار) عبارتند از:

$$h_1 = 3370 \text{ kJ/kg}, h_{2s} = 2880 \text{ kJ/kg}$$

(از نمودار $h-s$ برای انبساط آیزنتروپیک) و

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{it} = 2929 \text{ kJ/kg}$$

(انبساط آدیاباتیک).

به طور مشابه، انتالپهای واقعی بخار در حالت های ۴ و ۵ و ۶، عبارتند از:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s})\eta_{it} = 3175.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = h_3 - (h_3 - h_{5s})\eta_{it} = 2759.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_3 - (h_3 - h_{6s})\eta_{it} = 2349 \text{ kJ/kg}$$

انتالپهای آب بر مبنای مشخصات مایع اشباع و از جدول آب و بخار گرفته شده اند. انتالپهای آب در خروجی پمپ کندانسور پس از تراکم آیزنتروپیک و آدیاباتیک، به ترتیب عبارتند از:

$$h_{8s} = h_7 + v_7(p_4 - p_5) = 137.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_7 + (h_{8s} - h_7)/\eta_{ip} = 137.96 \text{ kJ/kg}$$

به طور مشابه، برای انتالپی آب در خروجی پمپ تغذیه داریم:

$$h_{10s} = h_9 + v_9(p_1 - p_4) = 465.42 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_9 + (h_{10s} - h_9)/\eta_p = 476.59 \text{ kJ/kg}$$

انتالپی مایع اشباع در ۱۰ بار برابر با $h_{12} = 762.61 \text{ kJ/kg}$ ، و بنابراین $h_{13} = h_{12}$ است (به دلیل خفگی).

از موازنه انرژی در گرم کن آب تغذیه بسته رابطه زیر برای نسبت بخار برداشتی به دست می آید:

$$a_1 = (h_{11} - h_{10})/(h_4 - h_{12}) = 0.124$$

دمای آب و انتالپی خروجی پمپ تغذیه (در بار $p_{11} = p_1 = 250$ بار) برابر با:

$$t_{11} = t_{12} = 179.88^\circ\text{C}$$

(دمای اشباع در بار $p_{12} = 10$ ، چون رهیافت برابر با صفر است) و

$$h_{11} = 775.8 \text{ kJ/kg}$$

هستند (مایع در بار ۲۵۰ و 179.88°C ؛ (بنگرید به جدول آب و بخار).

از موازنه انرژی در گرم کن آب تغذیه از نوع باز (بنگرید به شکل (د) ۱۰-۴).

$$a_2 h_5 + (1 - a_1 - a_2) h_8 + a_1 h_{13} = h_9$$

و نسبت بخار برداشتی می شود:

$$a_2 = [h_9 - a_1 h_{13} - (1 - a_1) h_8]/(h_5 - h_8) = 0.0854$$

سپس کار ویژه توربین و کار ویژه پمپ می شود:

$$w_t = h_1 - h_2 + h_3 - h_6 - a_1(h_4 - h_6) - a_2(h_5 - h_6) = 1536.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w_p = [(1 - a_1 - a_2)(h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9)] = 37.38 \text{ kJ/kg}$$

بنابراین کار ویژه خالص نیروگاه می شود:

$$w_{net} = w_t - w_p = 1497.03 \text{ kJ/kg}$$

گرمای اضافه شونده در هر کیلوگرم بخار می شود:

$$q_{in} = h_1 - h_{10} + h_3 - h_2 = 3546.41 \text{ kJ/kg}$$

راندمان حرارتی نیروگاه می شود:

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} = 1497.03/3546.41 = 0.422$$

جدول ۱-۴. خواص ترمودینامیکی بخار و آب

حالت	فشار p ، بار	دمای t ، °C	حجم ویژه v ، m ³ /kg	انتالپی h ، kJ/kg	آنتروپی s ، kJ/(kg K)
۱	۲۵۰	۵۶۰	۰٫۰۱۳	۳۳۷۰	۶٫۲۲۵
۲s	۴۰	۲۷۵	۰٫۰۵۵	۲۸۸۰	۶٫۲۲۵
۲	۴۰	۲۹۰	۰٫۰۵۷	۲۹۲۹	
۳	۴۰	۵۶۰	۰٫۰۹۵	۳۵۸۲	۷٫۲۶۰
۴s	۱۰	۳۳۷	۰٫۲۸	۳۱۳۰	
۴	۱۰	۳۵۸	۰٫۲۸۵	۳۱۷۵٫۲	۷٫۲۶۰
۵s	۱٫۲	۱۰۴٫۸۱	۱٫۴	۲۶۶۸	۷٫۲۶۰
۵	۱٫۲	۱۴۲	۱٫۶	۲۷۵۹٫۴	
۶s	۰٫۰۵	۳۲٫۹	۲۵	۲۲۱۲	۷٫۲۶۰
۶	۰٫۰۵	۳۲٫۹	۲۵	۲۳۴۹	
۷	۰٫۰۵	۳۲٫۹	۰٫۰۰۱۰۰۵۲	۱۳۷٫۷۷	
۸s	۱٫۲			۱۳۷٫۹	
۸	۱٫۲			۱۳۷٫۹۲	
۹	۱٫۲	۱۰۴٫۸	۰٫۰۰۱۰۴۷۶	۴۳۹٫۳۶	
۱۰s	۲۵۰			۴۶۵٫۴۲	
۱۰	۲۵۰			۴۷۰٫۰۲	
۱۱	۲۵۰	۱۷۹٫۸۸		۷۷۵٫۸	
۱۲	۱۰	۱۷۹٫۸۸	۰٫۰۰۱۱۲۷۴	۷۶۲٫۶۱	
۱۳	۱٫۲	۱۰۴٫۸۱		۷۶۱۲٫۶۱	

نرخ جریان جرم بخار لازم برای رسیدن به خروجی نیروگاه می شود :

$$m_a = P_{el} / (w_{net} \eta_{m,el}) = 900 \times 10^3 \text{ kW} / (1497.03 \text{ kJ/kg} \times 0.97) = 619.78 \text{ kg/s}$$

خواص ترمودینامیکی بخار و آب در تمام حالت‌های چرخه‌های برگشت پذیر و برگشت ناپذیر در جدول (۱-۴) آمده است. از مقایسه کیفیت بخار خروجی (فشار کندانسور برابر با ۰٫۰۵ بار است) نتایج زیر به دست می آیند :

بدون بازگرم (انبساط آیزنتروپیک) :

$$h_{2s} = 1902 \text{ kJ/kg} \quad h_f = 137.77 \text{ kJ/kg} \quad h_{fg} = 2423.8 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{2s} = (1902 - 137.77) / 2423.8 = 0.728$$

بازگرم (انبساط آیزنتروپیک) :

$$h_{6s} = 2212 \text{ kJ/kg} \quad x_{6s} = (h_{6s} - h_f) / h_{fg} = (2212 - 137.74) / 2423.8 = 0.856$$

بازگرم (انبساط برگشت ناپذیر) :

$$h_6 = 2349 \text{ kJ/kg}$$

$$x_6 = (h_6 - h_f) / h_{fg} = (2349 - 137.77) / 2423.8 = 0.912$$

معیار عملکرد نیروگاه

قدرت خروجی خالص و راندمان نیروگاه

عملکرد نیروگاه توسط قدرت خروجی، راندمان، و نرخ حرارت مشخص می‌شود. قدرت خروجی کلی نیروگاه برابر است با

$$P_{js} = m w_{net} \quad \text{kW} \quad (4-42)$$

که در آن m نرخ جریان جرم بخار بر حسب kg/s و w_{net} کار ویژه خالص در هر چرخه بر حسب kJ/kg است.

قدرت خروجی خالص نیروگاه (الکتریکی) به دلایل اتلاف‌های انرژی در دیگ و در مسیر توربین/مولد و مصرف انرژی فرعی پمپها، دمنده‌های با کشش القایی و کشش اجباری، خردکننده و پودرکننده زغال سنگ، و دیگر اجزای رانده‌شونده توسط موتور از قدرت خروجی کلی کمتر است (آتور، ۱۹۷۲). بنابراین :

$$P_{net} = P_{js} - P_{فم} - P_{ال} \quad \text{kW} \quad (4-43)$$

بنابراین راندمان کلی نیروگاه بخار می‌شود :

$$\eta_o = P_{net} / m_f HV \quad (4-44)$$

که در آن m_f نرخ جریان جرم سوخت بر حسب kg/s و HV ارزش حرارتی سوخت است. راندمان کلی ممکن است که مرتبط به HHV یا LHV سوخت باشد. در مورد دومی راندمان در حدود ۲٪ بیشتر است. به عبارت دیگر :

$$\eta_o = \eta_b \eta_{th} \eta_{il} \eta_m \eta_g \eta_{aux} \quad (4-45)$$

که در آن η_b راندمان دیگ یا محفظه احتراق، η_{th} راندمان حرارتی چرخه برگشت پذیر، η_{il} راندمان

آیزنتروپیک توربین، η_m راندمان مکانیکی توربین / مولد، η_g راندمان مولد الکتریکی، و η_{aux} نسبت انرژی مصرفی فرعی (انرژی انگل یا مصرفی) است.

راندمان کلی یک نیروگاه باید بیشینه شود تا مصرف انرژی سوخت ویژه در هر واحد قدرت خروجی خالص کمینه باشد:

$$SFC = 3600 m_f / P_{net} \quad \text{kg/kWh} \quad (4-46)$$

اتلافهای انرژی اصلی عبارت است از اتلافهای تبدیل در چرخه که در راندمان حرارتی در نظر گرفته می شوند.

نرخ حرارتی خالص نیروگاه

علاوه بر راندمان حرارتی η_{th} ، عملکرد نیروگاه برحسب نرخ حرارتی خالص نیروگاه HR بیان می شود (الیوت^۱، ۱۹۸۹؛ لی کام و پرایدی^۲، ۱۹۸۵؛ اوردیس و دیگران^۳، ۱۹۹۴؛ ال وکیل^۴، ۱۹۸۴). این کمیت برحسب نسبت نرخ گرمای اضافه شونده Q_{in} به قدرت خروجی خالص نیروگاه P_{net} تعریف می شود:

$$HR = 3600 Q_{in} / P_{net} \quad \text{kJ/kWh} \quad (4-47)$$

نرخ حرارت به صورت زیر با راندمان حرارتی مرتبط می شود:

$$HR = 3600 / \eta_{th} \quad \text{kJ/kWh} \quad (4-48)$$

یا

$$HR = 3412 / \eta_{th} \quad \text{BTU/kWh} \quad (4-49)$$

این نرخ حرارت به عنوان اندازه عملکرد نیروگاه برای انواع نیروگاهها - یعنی نیروگاههای با چرخه ساده و چرخه ترکیبی - به کار گرفته می شود.

ضمن کاهش بار نیروگاه، این نرخ حرارت افزایش می یابد. نرخ حرارتی نموی (IHR) برای یک عمل با بار جزئی به کار گرفته می شود (لی کام و پرایدی، ۱۹۸۵). این کمیت به صورت مقدار گرمای لازم برای تولید یک واحد اضافی قدرت خروجی به هر بار P_L داده شده تعریف می شود:

$$IHR = 3600 d(Q_{in}) / dP_L = d(P_L HR) / dP_L \quad \text{kJ/kWh} \quad (4-50)$$

جدول ۲-۴. نرخ حرارتی خالص نیروگاه و راندمان بیشینه نیروگاههای پیشرفته

نوع نیروگاه	ظرفیت واحد، MW	نرخ حرارتی، kJ/kWh	راندمان بیشینه، %
نیروگاههای بخار (لینیت، زغال سنگ چرب)	۳۰۰-۱۰۰۰	۸۳۷۰-۹۰۰۰	۴۰-۴۳
نیروگاههای بخار (گاز، نفت)	۲۰۰-۸۰۰	۸۱۸۰-۸۵۷۰	۴۲-۴۴
نیروگاههای با توربین گاز با چرخه ساده	۵۰-۲۴۰	۹۱۱۰-۹۴۷۰	۳۸-۳۹/۵
نیروگاههای با چرخه ترکیبی (STAG)	۵۰-۱۰۰۰	۶۲۱۰-۶۵۴۵	۵۵-۶۰
نیروگاههای با موتور گازی / دیزلی	۱۰-۵۰	۹۲۳۰-۱۰۶۰۰	۳۴-۳۹

یا

$$IHR = HR + P_L dHR/dP_L \quad (۴-۵۱)$$

این IHR شیب منحنی ورودی-خروجی است. ضمن کاهش قدرت خروجی خالص نیروگاه، نرخ گرما افزایش و IHR کاهش می یابد. بالاترین مقادیر نرخ حرارت خالص و راندمان حرارتی (بر مبنای LHV) در مورد انواع نیروگاههای پیشرفته در جدول (۴-۲) نشان داده شد (نیروگاههای کاملاً پیشرفته، ۱۹۹۵).

نیروگاههای بخار زغال سنگی پیشرفته تمام روشهای بهبود بخشیدن عملکرد بحث شده در بالا را به کار می گیرند. بهبود راندمان به صورتهای زیر حاصل می شود (آتور، ۱۹۹۵؛ کهر، ۱۹۹۴):

- افزایش فشار بخار اصلی از ۱۶۵ بار (۲۴۰۰ psia) به ۳۱۰ بار (۴۵۰۰ psia) در بهبود ۲/۸٪ نرخ حرارت نتیجه می شود؛
- افزایش دما در بخار اصلی و بازگرم از ۵۳۵°C (۱۰۰۰°F) به ۶۰۰°C (۱۱۱۰°C) در فشار ۳۱۰ بار (۴۵۰۰ psig) بهبود بیشتر ۲/۴٪ در نرخ حرارت را فراهم می آورد؛
- کاهش در فشار کندانسور از ۰/۰۶۵ بار (۱/۹ بر حسب Hg مطلق) به ۰/۰۳ بار (۰/۹ بر حسب Hg مطلق) مقدار نرخ حرارتی را به اندازه ۲/۵٪ بهبود می بخشد؛
- یک بازگرم ساده راندمان را به اندازه ۱/۵٪ بهبود می بخشد و یک بازگرم دوتایی در مقایسه با واحد با بازگرم ساده راندمان را ۱/۲٪ افزایش می دهد.

در مثال زیر طراحی یک نیروگاه بخار با سوخت لینیت و ظرفیت ۹۰۰ MWe جهت ساختن توسط شرکت RWE Energie در شهر نورات^۱ در آلمان ارائه داده می شود. راندمان کلی خالص در شرایط ۲۶۰ بار

و 550°C برای بخار اصلی، بازگرم در $46/5$ بار و 580°C ، و فشار کندانسور $0/34$ بار برابر با $42/8\%$ است. نرخ گرمای خالص نیروگاه به 8415 kJ/kWh می‌رسد. پارامترهای اصلی طراحی این نیروگاه عبارتند از: نرخ بخار 2300 t/h ، ظرفیت کوره 1730 MW ، ظرفیت حرارتی دیگ برابر با 1600 MW ، راندمان دیگ $92/6\%$ ، راندمان توربین برای (HP) برابر با 91% و برای (LP) برابر $93/3\%$ ، قدرت الکتریکی خروجی (خالص/کلی) $925/880 \text{ MW}$ ، سیستم پس دادن گرما شامل دو برج خنک کننده تر به ارتفاع 162 m ، نرخ آب خنک کننده معادل با 28000 kg/s ، منطقه خنک کننده 9 K (کهر، ۱۹۹۴).

گرچه هنوز بهبود بخشیدن عملکرد نیروگاه‌های با سوخت زغال سنگ معمولی توسط افزایش مشخصات بخار و کاهش اتلافهای انتهای سرد ممکن است، فقط از جایگزینی آنها با نیروگاه‌های با چرخه ترکیبی با مجتمع گازسازی یا احتراق تحت فشار می‌توان راندمان تبدیل انرژی سوخت به قدرت الکتریکی را به طور بنیادی بهبود بخشید.

مثال ۳-۲

راندمان کلی خالص و کلی و نرخ گرمای خالص بخار در یک نیروگاه بخار با قدرت الکتریکی خالص 900 MW را محاسبه کنید. فرض کنید که راندمان دیگ η_h برابر $93/0$ ، راندمان حرارتی چرخه η_{th} برابر $5/0$ ، راندمان آیزنتروپیک توربین η_{it} برابر با $94/0$ ، راندمان مکانیکی η_m برابر با $99/0$ ، و راندمان مولد η_g برابر با $99/0$ است. مصرف قدرت فرعی P_{aux} در این نیروگاه برابر 54 MW یا 6% قدرت الکتریکی خروجی است.

حل

راندمان کلی نیروگاه می‌شود:

$$\eta_{gross} = \eta_h \eta_{th} \eta_{it} \eta_m \eta_g = 0.93 \times 0.5 \times 0.94 \times 0.99 \times 0.99 = 0.43$$

راندمان کلی خالص نیروگاه می‌شود:

$$\eta_{net} = \eta_{gross} (1 - \eta_{aux}) = 0.43 \times (1 - 0.06) = 0.404$$

نرخ گرمای خالص نیروگاه می‌شود:

$$HR = 3600 / \eta_{net} = 8902 \text{ kJ/kWh}$$

یا

$$HR = 3412 / \eta_{net} = 8437 \text{ BTU/kWh}$$

مثال ۲-۲

مصرف سوخت ویژه، نرخ گرما، و نرخ جریان گاز دودکش برای یک نیروگاه زغال سنگی با قدرت الکتریکی خروجی P_{el} برابر با ۹۰۰ MW را محاسبه کنید؛ اگر راندمان کلی خالص این نیروگاه η_{net} برابر با ۴۲٪، حجم گاز تر دودکش V_g برابر با زغال سنگ $9.85 \text{ m}^3/\text{kg}$ ، و LHV مربوط به زغال سنگ چرب برابر با 30.11 MJ/kg می باشد.

حل

نرخ گرما در نیروگاه می شود:

$$HR = 3600 / \eta_{net} = 3600 / 0.42 = 8571 \text{ kJ/kWh}$$

مصرف سوخت در نیروگاه می شود:

$$m_f = P_{el} / (LHV \eta_{net}) = 900 / (30.11 \times 0.42) = 71.17 \text{ kg/s} = 71.17 \times 3.6 = 256.2 \text{ t/h}$$

مصرف سوخت ویژه این نیروگاه می شود:

$$SFC = 3600 m_f / P_{el} = 3600 \times 71.17 / 900 = 0.285 \text{ kg/kWh}$$

جریان گاز دودکش در ساعت می شود:

$$V_{g,h} = V_g \times SFC \times P_{el} = 9.85 \text{ m}^3/\text{kg} \times 0.285 \text{ kg/kWh} \times 0.9 \times 10^6 \text{ kW} = 2.526 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$$

فاکتور ظرفیت نیروگاه

فاکتور ظرفیت (CF) یک نیروگاه مولد قدرت به صورت نسبت قدرت خروجی متوسط نیروگاه در مدت یک سال به قدرت خروجی ارزیابی شده تعریف می شود. این فاکتور به صورت نسبت تولید قدرت سالانه برحسب kWh به حاصل ضرب قدرت خروجی ارزیابی شده برحسب kW و مدت یک سال - یعنی ۸۷۶۰ ساعت - نیز تعریف می شود. این بدان معناست که فاکتور ظرفیت نیروگاه برابر با نسبت کار سالانه نیروگاه برحسب ساعت بر قدرت ارزیابی شده در مدت زمان ۸۷۶۰ ساعت است.

بر طبق مقدار CF، نیروگاهها به صورت زیر طبقه بندی می شوند:

۱- نیروگاههای بار مبنا (بیشتر از ۶۰۰۰ ساعت قدرت کامل در هر سال، $CF > 60\%$) که معمولاً دارای قدرت خروجی ارزیابی شده بالا، هزینه سرمایه گذاری بالا، و هزینه کارکرد پایین هستند. نیروگاههای بزرگ زغال سنگی و هسته ای از نوع نیروگاههای بار مبنا هستند.

۲- نیروگاههای بار متوسط (بیشتر از ۲۵۰۰ و کمتر از ۶۰۰۰ قدرت ساعت در سال، CF بین ۲۸ و ۶۸٪) که شامل نیروگاههای کمی قدیمی با راندمان کمتر می شوند.

۳- واحدهای بار بیشینه (کمتر از ۲۵۰۰ قدرت ساعت در هر سال، $CF < 28\%$) که معمولاً هزینه سرمایه گذاری پایین و هزینه کارکرد توربین گاز، موتور دیزل، و نیروگاههای با مخازن پمپ شده به عنوان واحدهای بیشینه به کار گرفته می شوند.

در سالهای اخیر نیروگاههای با چرخه ترکیبی با راندمان خیلی بالا بر مبنای توربینهای گاز در خیلی از کشورها توسعه یافته و ساخته شده اند تا به عنوان نیروگاههای بار متوسط و حتی به عنوان نیروگاههای بار مبنای کار گرفته شوند.

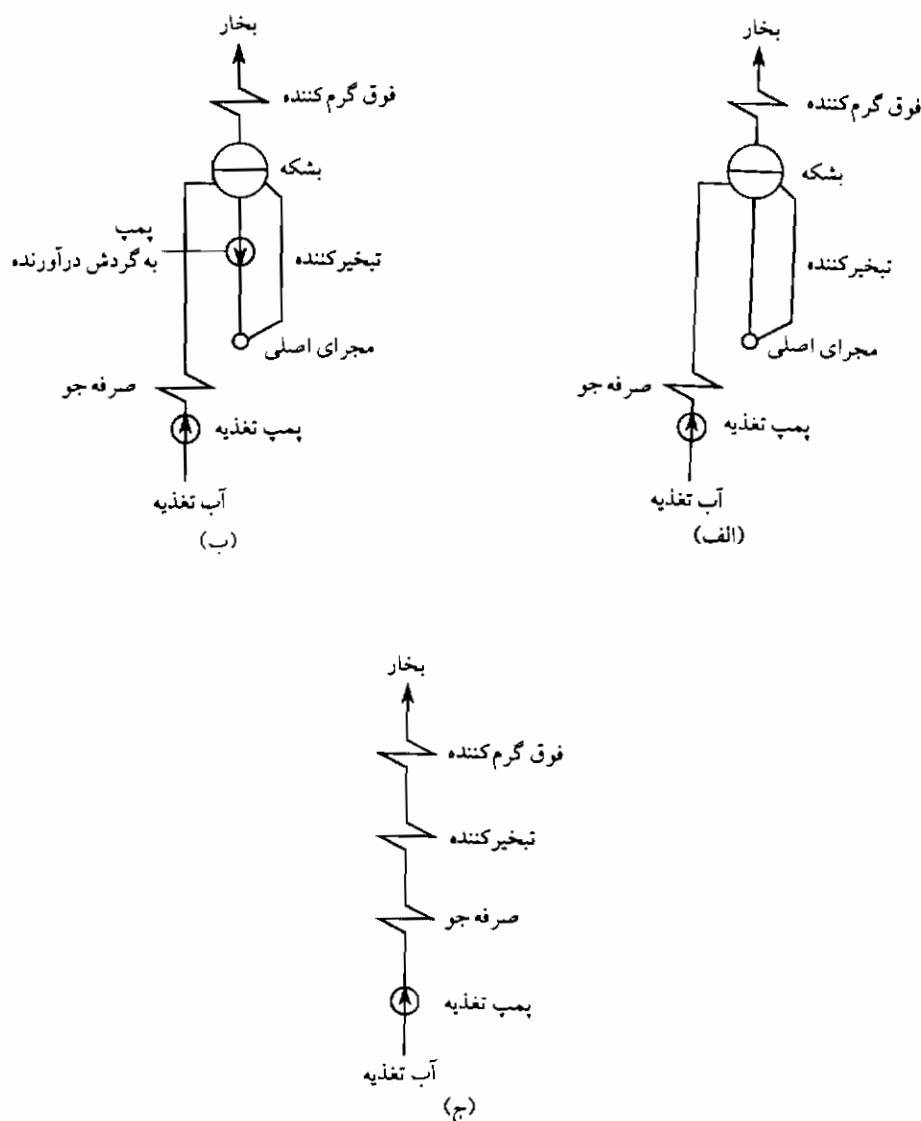
مولدهای بخار، توربینهای بخار، و سیستمهای دفع گرما

دیگها و مولدهای بخار

دیگها به دو دسته کلی تقسیم می شوند: دیگهای با آتش در لوله و آب در لوله. مولدهای بخار مدرن با فشار بالا و دمای بالا تمامی دیگهای با آب در لوله هستند که در آنها سیال عامل (آب و بخار) در داخل لوله ها جریان دارد. دیگهای آب در لوله به عنوان با گردش طبیعی و گردش اجباری، و دیگهای یک بار عبور یا فشارهای جهانی (UP) طبقه بندی می شوند (الیوت، ۱۹۸۹؛ ال و کیل، ۱۹۸۴)؛ (بنگرید به شکلهای (الف) ۱۲-۴ تا (ج) ۱۲-۴). مدار با گردش طبیعی شامل لوله های بالارونده (riser) و پایین آینده (downcomer)، یک بشکه دیگ، و یک مجرای اصلی (بشکه گل) است (بنگرید به شکل ۱۳-۴). آب از بشکه دیگ و از داخل لوله پایین آمده گرم نشده به داخل بشکه گل جریان می یابد. سپس آب از داخل لوله های بالارونده که به صورت دیوارهای لوله کوره دیگ قرار گرفته اند جریان می یابد. تبخیر جزئی آب در داخل این لوله ها صورت می گیرد، به شکلی که مخلوطی از آب و بخار تشکیل می شود که دانسیته پایتتری از دانسیته آب در لوله های پایین آینده دارد. نیروی محرکی که جبران کننده همه اتلافهای اصطکاکی مدار با گردش طبیعی است متناسب با تفاوت دانسیته $\rho_d - \rho_r$ بین میالات داخل لوله های پایین آینده و بالارونده و ارتفاع H مدار با گردش طبیعی است:

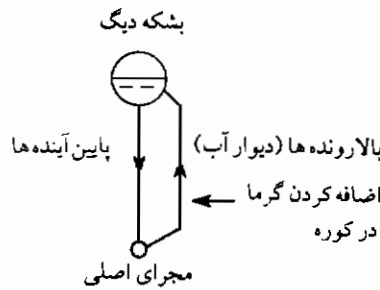
$$\Delta p = g(\rho_d - \rho_r)H - P_a \quad (4-52)$$

شار حرارتی بیشینه در تبخیرکننده یک دیگ با گردش طبیعی در حدود 0.4 MW/m^2 است. برای برقراری ظرفیت خنک کنندگی کافی دیگ با گردش طبیعی، نرخ جریان جرمی معادل $600 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$ در لوله های بالارونده لازم است. دیگهای با گردش طبیعی با تبخیر نقطه انتهایی معین عمل می کنند. این نوع دیگها فقط برای مشخصات مادون بحرانی بخار استفاده می شوند. فشار بیشینه بخار اصلی



شکل ۱۲-۴. نمودارهای شمایی ساده از انواع مولدهای بخار مدرن: الف. دیگ با گردش طبیعی (فشار تا ۱۸ MPa)؛ ب. دیگ با گردش مرکب (نوع لامونت، فشار تا ۲۰ MPa)؛ ج. دیگ یکبار عبور (نوع بنسون، فشار فوق بحرانی و مادون بحرانی).

در بشکه ۱۸۰-۱۷۰ بار است. افت فشار در دیگ با گردش طبیعی در حدود ۱۰-۵٪ فشار بخار اصلی است. ظرفیت بخار دیگهای با گردش طبیعی از ۱۰۰ تا ۳۰۰۰ t/h تغییر می‌کند. دمای بخار اصلی تا ۵۶۰-۵۴۰ °C می‌رسد.



شکل ۱۳-۴. حلقه گردش طبیعی

در فشار بخار بالاتر باید از دیگهای با گردش اجباری استفاده شود تا گردش مناسب سیال عامل به عنوان تفاوت دانسیته خیلی کوچکتر از آن شود که گردش طبیعی تحت تأثیر قرار گیرد. بنابراین برای کمک به گردش طبیعی در فشارهای بالاتر از ۱۶۵ بار از یک پمپ استفاده می شود. نرخ جریان آب معادل $1000-2000 \text{ kg/(m}^2 \text{ s)}$ مورد لزوم است و بنابراین این دیگها می توانند تا فشار بخار اصلی ۲۱۵-۱۸۵ بار در بشکه، مورد استفاده قرار گیرند. در نقطه بحرانی آب ($374/15^\circ\text{C}$ و $221/2$ بار) تفاوت دانسیته صفر است؛ بنابراین نیروی محرکه گردش طبیعی نیز صفر است. فقط مولدهای بخار یک بار عبوری (بنسون) را می توان برای هر دو منظور شرایط بخار مافوق بحرانی و مادون بحرانی به کار گرفت (کادر و دیگران، ۱۹۹۴؛ کلاین و دیگران، ۱۹۹۶). این مولدها به دلیل موارد استفاده در شرایط فوق بحرانی و مادون بحرانی بخار، «دیگهای فشار جهانی» نیز نامیده می شوند. فشار و دمای بیشینه بخار زنده فقط توسط مواد استفاده شونده در ساخت فوق گرم کننده و دیگر اجزای با دمای بالا محدودیت پیدا می کنند. این مشخصات اکنون به $250-300$ بار و $560-600^\circ\text{C}$ می رسند. یک دیگ یک بار عبوری با سوخت زغال سنگ پودر شده مدرن با ظرفیت حرارتی 930 MW با نرخ بخاری معادل 2420 t/h دارای ارتفاع کلی 163 m و ارتفاع کوره ای معادل 103 m است (کادر و دیگران، ۱۹۹۴؛ بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶).

دیگها از سطوح انتقال حرارت زیر تشکیل شده اند:

تبخیرکننده، فوق گرم کننده، بازگرم کننده، تنظیم کننده دما، صرفه جو و گرم کننده هوا. طراحی این سطوح انتقال حرارت بر مبنای معادلات انتقال حرارت متداول به کار برده شده در مبدلهای حرارتی قرار دارد. مساحت سطح انتقال حرارت لازم به صورت زیر داده می شود:

$$A = Q / U \Delta t_m \quad \text{m}^2 \quad (4-53)$$

که در آن Q نرخ انتقال حرارت برحسب W ، U ضریب انتقال حرارت کلی برحسب $W/(m^2 K)$ و Δt_m تفاوت دمای لگاریتمی متوسط برحسب K است. ضریب انتقال حرارت کلی U به صورت زیر داده می شود:

$$U = 1 / \left[1/h_i + \sum (\delta/k)_i + 1/h_o \right] \quad W/(m^2 K) \quad (4-54)$$

که در آن h_i ضریب انتقال حرارت فیلم برای سیال عامل داخل این سطح انتقال حرارت، h_o ضریب انتقال حرارت فیلم برای گاز دودکش در خارج از این سطح انتقال حرارت، $(\delta/k)_i$ مقاومت حرارتی دیوار و آلوده کننده ها، δ_i ضخامت دیوار و لایه آلوده کننده، و k_i ضریب هدایت حرارتی دیوار و لایه آلوده کننده است؛ بنابراین برای محاسبه U ، ضرایب انتقال حرارت فیلم لازم هستند. معادلات تجربی که می توانند برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت فیلم مورد استفاده قرار گیرند، در مقالات کاربردی انتقال حرارت داده می شوند (مثال، می نکوویچ^۱، ۱۹۸۹).

معیار عملکرد دیگ

عملکرد دیگ توسط ظرفیت حرارتی Q_b ، ظرفیت بخار m_s ، نرخ مصرف سوخت m_f ، و راندمان η_b مشخص می شود (لی کسام و پرایدی، ۱۹۸۵؛ اوردیس و دیگران، ۱۹۹۴). ظرفیت حرارتی دیگ به عنوان گرمای خروجی مفید تعریف می شود و برحسب کیلووات اندازه گیری می شود:

$$Q_b = m_s \Delta h_s + m_{rh} \Delta h_{rh} + m_{at} \Delta h_{at} + m_{bd} \Delta h_{bd} \quad (4-55)$$

که در آن m نرخ جریان جرم بخار یا آب در داخل جزئی از این دیگ و Δh تغییر انتالپی بخار یا آب است. زیرنویسهای s ، rh ، at ، و bd به ترتیب مشخص کننده مولد بخار، بازگرم کننده، تنظیم کننده دما، و خاموش کردن در یک نیروگاه هستند. ظرفیت بخار m_s نرخ تولید بخار در مولد برحسب kg/h است. مصرف سوخت دیگ به صورت زیر داده می شود:

$$m_f = Q_b / (HHV \eta_b) \quad kg/s \quad (4-56)$$

که در آن HHV مقدار ارزش حرارتی بالایی سوخت و η_b راندمان دیگ است. راندمان دیگ بر مبنای HHV سوخت می شود:

$$\eta_b = 100 \quad \text{انرژی ورودی کلی سوخت / گرمای کلی اضافه شده به سیال عامل} \quad (4-57 \text{ الف})$$

یا:

$$\eta_b = 100 \quad \% \quad \text{(انرژی ورودی کلی سوخت / اتلاف حرارتی کلی - ۱)} \quad (4-57 \text{ ب})$$

یا :

$$\eta_b = 100 (HHV - q_{\text{بخش}}) / HHV \quad \% \quad (4-58)$$

اتلافهای کلی گرما در دیگ شامل اتلاف گاز خشک (DGL) ، اتلاف رطوبت (ML) ، اتلاف رطوبت در هوای احتراقی (MCAL) ، اتلاف احتراق ناکامل (ICL) ، اتلاف کربن نسوخته (UCL) و اتلاف تشعشعی یا دیگر اتلافها در نظر گرفته نشده اند. (RUL) (الیوت ، ۱۹۸۹ ؛ لی کام و پرایدی ، ۱۹۸۵) .
اتلاف گاز خشک به صورت زیر داده می شود :

$$DGL = m_{dg} c_{pg} (t_g - t_a) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-59)$$

که در آن $m_{dg} = AF_{a,d} + 1 - R - M - 9H$ کیلوگرم گاز خشک دودکش در هر کیلوگرم سوخت ، $AF_{a,d}$ نسبت هوای خشک به سوخت واقعی برحسب کیلوگرم هوا بر کیلوگرم سوخت ، c_{pg} گرمای ویژه گاز خشک دودکش $= 1.05 \text{ kJ/(kg K)}$ ، R کسر جرمی پس مانده در هر کیلوگرم سوخت ، M کسر جرمی رطوبت در سوخت ، H کسر جرمی هیدروژن در سوخت ، t_g دمای گاز دودکش ترك كننده دیگ ، و t_a دمای هوای ورودی دیگ است . این کمیت R (زغال سنگ) که به داخل کوره وارد می شود ، عبارت است از :

$$R = A/A_f = \text{جرم سوخت / جرم پس مانده} \quad (4-60)$$

که در آن A و A_f به ترتیب کسر جرمی خاکستر در زغال سنگ و در پس مانده (از تجزیه و تحلیل پس ماند) هستند .

اتلاف رطوبت به صورت زیر داده می شود :

$$ML = (M + 9H) \Delta h_m \quad \text{kJ/kg} \quad (4-61)$$

که در آن Δh_m تغییر انتالپی ویژه رطوبت در سیستم دیگ است . اگر $t_g > 300^\circ\text{C}$ باشد ، داریم :

$$\Delta h_m = 2442 + 2.093t_g - 4.187t_f \quad \text{kJ/kg} \quad (4-62)$$

اگر $t_g \leq 300^\circ\text{C}$ باشد :

$$\Delta h_m = 2493 + 1.926t_g - 4.187t_f \quad \text{kJ/kg} \quad (4-63)$$

که در آن t_f دمای سوخت ورودی به سیستم دیگ است .

رطوبت در اتلاف احتراق هوا به صورت زیر داده می شود :

$$MCAL = AF_{a,d} w c_{pw} (t_g - t_a) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-64)$$

که در آن w نسبت رطوبت هوای ورودی دیگ و c_{pw} گرمای ویژه بخار آب و معادل 1.926 kJ/(kg K) است .

اتلاف احتراق ناکامل عبارت است از :

$$ICL = 23,630C_h \text{ CO}/(\text{CO} + \text{CO}_2) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-65)$$

که در آن $C_p = C - C_r$ جرم کربن سوخته شده در جرم سوخت، C کیلوگرم کربن در کیلوگرم سوخت (تجزیه و تحلیل نهایی)، C_r کیلوگرم کربن نسوخته در هر کیلوگرم سوخت پس ماند اضافه شونده به کوره، و CO و CO_2 مواد حاوی CO و CO_2 در گاز خشک دودکش برحسب % و طبق تجزیه و تحلیل اورسات^۱ هستند.

اتلاف کربن نسوخته می شود :

$$UCL = C_r \text{ HHV}_{\text{کربن}} = 32,778C_r \quad \text{kJ/kg} \quad (4-66)$$

RUL به خاطر تشعشع و جابه جایی از سطح خارجی دیگ به محیط اطراف و همچنین اتلافهای گذرا، شامل اتلافهای راه اندازی و خاموش کردن به وجود می آید. مقدار RUI نسبتاً کوچک است. راندمان دیگ با دانستن تمام اتلافها از معادله (۴-۵۸) تعیین می شود.

علاوه بر اجزای اصلی نیروگاه (کوره و سطوح انتقال حرارت تبخیرکننده، فوق گرم کننده، بازگرم کننده، تنظیم کننده دما، صرفه جو و گرم کن هوا)، اجزای فرعی دیگ نیروگاهها را نیز باید در نظر گرفت. این قسمتها شامل تأسیسات آماده سازی سوخت و انتقال آن، حذف پس ماند و به عمل آوردن، تأمین و به عمل آوردن آب جبرانی، دمنده های مکشی و دهشی، وسایل کنترل نشر (رسوب گذار الکترواستاتیک، FGD، SCR)، و سیستم کنترل اتوماتیک هستند.

اندازه کوره لازم برای یک دیگ با ظرفیت حرارتی به خصوص بر مبنای مقادیر نرخ پس دادن گرما در واحد مساحت سطح مقطع (q_a) و بر واحد حجم (q_v) است. حجم، مساحت سطح مقطع، و ارتفاع کوره دیگ به صورت زیر داده می شود :

$$V = Q_t/q_v \quad \text{m}^3 \quad (4-67)$$

$$A = Q_t/q_a \quad \text{m}^2 \quad (4-68)$$

$$H = V/A \quad \text{m} \quad (4-69)$$

مقادیر معمولی q_v و q_a برای دیگهای با سوخت زغال سنگ پودر شده (PC) و سوخته های نفتی سنگین (HFO) در جدول (۴-۳) و در شکلهای (الف) ۴-۱۴ و (ب) ۴-۱۴ نشان داده شده اند.

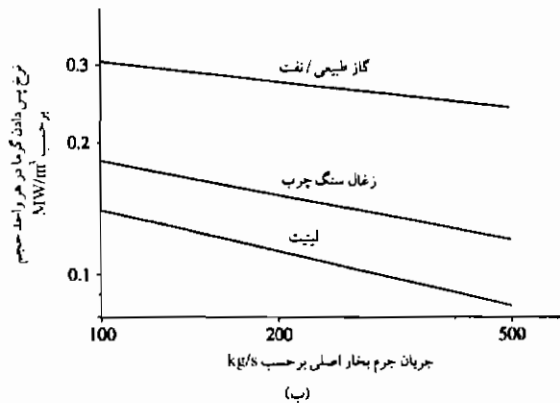
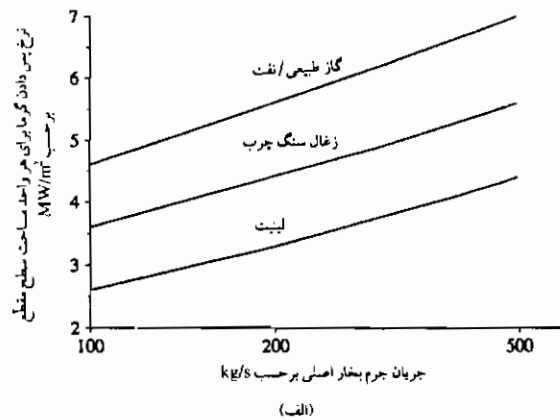
آرایشهای مشعل زغال سنگی متداول برای دیگهای با سوخت از دیوار مقابل و مماسی در شکلهای (الف) ۴-۱۵ و (ب) ۴-۱۵ نشان داده می شوند و یک مشعل زغال سنگی معمولی با نشر

کم آلودگی در شکل (ج) ۱۵-۴ آمده است.

شکل شمایی یک محفظه احتراق بادافشان حباب دار که مشخصه آن نشر گوگرد و اکسید نیتروژن پایین است، در شکل (۱۶-۴) نشان داده می شود.

جدول ۳-۴. نرخ پس دادن گرما در واحد مساحت سطح مقطع (q_v) و در واحد حجم (q_v) برای دیگهای با سوخت زغال سنگ پودر شده (PC) و سوخت نفتی سنگین (HFO)

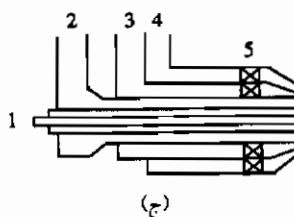
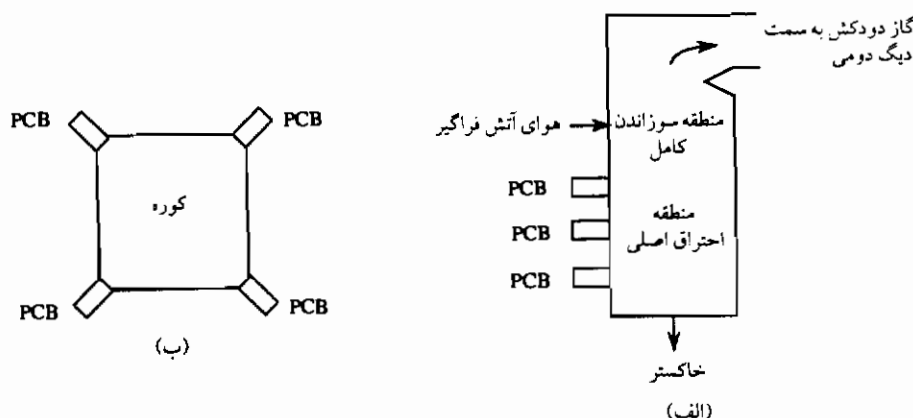
q_a , MW/m ²		q_v , MW/m ³		ظرفیت حرارتی دیگ
HFO	PC	HFO	PC	MW
۶٫۹	۵٫۲	۰٫۲۸	۰٫۱۶	۸۰۰
۸٫۴	۶٫۳	۰٫۲۴	۰٫۱۳	۱۶۰۰



شکل ۱۴-۴. نرخ پس دادن گرمای کوره: الف - در واحد مساحت سطح مقطع؛ ب - در واحد حجم به صورت تابه‌ای از جریان جرمی بخار در مولدهای بخار با سوخت‌های متفاوت

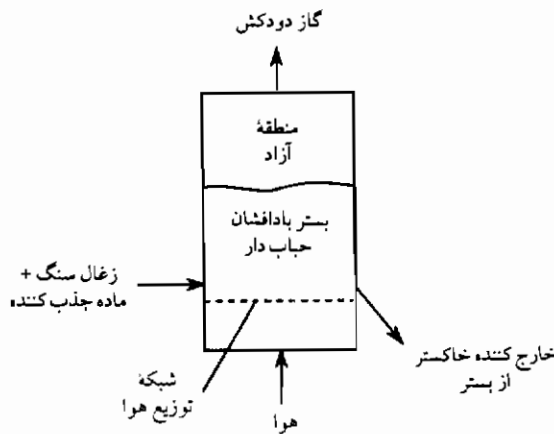
توربینهای بخار

توربینهای بخاری را می توان به صورت توربینهای چگالشی، پس فشاری، چگالشی برداشتی، و پس فشاری برداشتی طبقه بندی کرد (الیوت، ۱۹۸۹؛ اوردیس و دیگران، ۱۹۹۴؛ آتور، ۱۹۷۲). یک توربین چگالشی، بخار را به یک کندانسور تخلیه می کند که در آنجا فشار مطلق پایین نگه داشته می شود و بخار به دلیل پس دادن گرما به یک محیط سرد مثل آب و گاهی هوای اطراف، تقطیر می گردد. فشار در کندانسورهایی که با آب خنک می شوند برابر با $0.06-0.03$ بار و در حالت خنک کن هوایی حدود $0.07-0.01$ بار است. سطح این فشار توسط محیط خنک کننده تعیین می شود. در توربینهای بخار برداشتی، مقدار به خصوص از بخار در فشارهای متفاوت توربین را ترك می کند و برای گرم کردن آب تغذیه و یا برای فرآیند تحویل بخار مورد استفاده قرار می گیرد. توربینهای بازگرم در نیروگاههای بخار بازگرم به کار گرفته می شوند.



شکل ۱۵-۴. آرایش معمول مشعل زغال سنگی برای: الف - دیوار مقابل؛ ب - دیگهای با آتش کن

نحاسی؛ ج - مشعل زغال سنگی معمولی با نشر آلودگی پایین؛ ۱ - خرطومی نفت؛ ۲ - پودر زغال سنگ + هوای اوکیه؛ ۳ - هوای ثانویه؛ ۴ - هوای مرحله سوم؛ ۵ - حرکت پیشروی دهنده به هوا.



شکل ۴-۱۶. شمایی از محفظه احتراق با بستر بادافشان حباب دار

توربینهای بخار، ماشینهای جریان محوری هستند و از مراحل مختلف برای انبساط بخار تشکیل شده اند که می توانند به صورت مراحل ضربه ای یا عکس العملی باشند (الیوت، ۱۹۸۹؛ ال وکیل، ۱۹۸۴). در یک مرحله ضربه ای، ابتدا بخار از داخل شیپوره ها عبور می کند که در آن انرژی حرارتی بخار در یک فرآیند انبساطی آدیاباتیک تبدیل به انرژی جنبشی می شود. سرعت بخار خروجی شیپوره با چشم پوشی از سرعت بخار ورودی، به صورت زیر داده می شود:

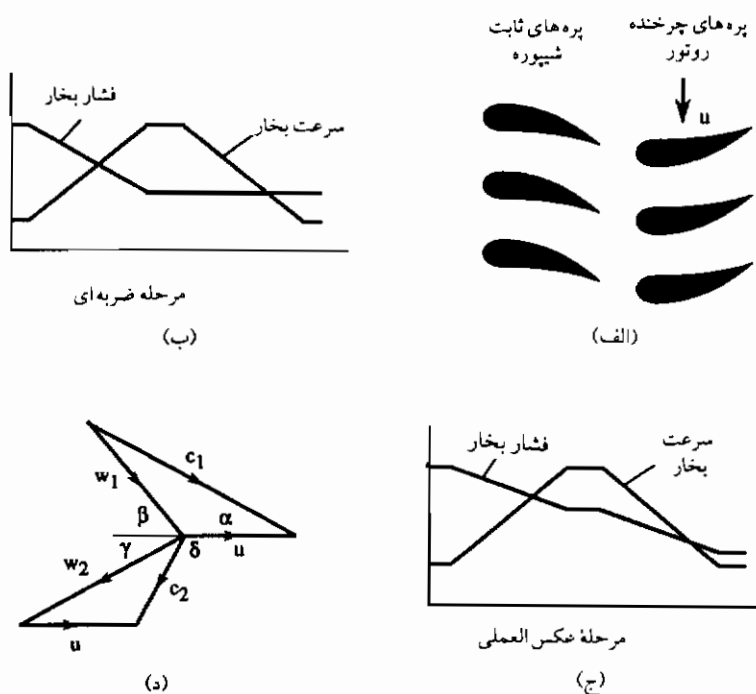
$$c_1 = 2\sqrt{\Delta h} = 44.72\sqrt{\Delta h} \quad \text{m/s} \quad (4-70)$$

که در آن Δh افت انتالپی بخار در این شیپوره برحسب kJ/kg است. نسبت فشار خروجی به ورودی شیپوره برای بخار فوق گرم برابر با ۰/۵۲۸ است. شار انرژی جنبشی بخار خروجی از شیپوره به صورت زیر داده می شود:

$$P_{\text{شیر}} = mc_1^2/2 \quad \text{W} \quad (4-71)$$

که در آن m نرخ جریان جرم بخار عبورکننده از پره ها برحسب kg/s است. ضمن عبور جریان بخار از پره های در حال حرکت، قسمتی از این شار انرژی به کار مکانیکی (قدرت) تبدیل می شود. این قدرت برداشت شده از پره برابر با حاصل ضرب نیروی عمل کننده بر روی این پره و سرعت پره است؛ بنابراین:

$$P_h = mu(c_1 \cos \alpha - c_2 \cos \delta) \quad \text{W} \quad (4-72)$$



شکل ۴-۱۷. شمایی از: الف. مرحله توربین بخار، نمایه های فشار و سرعت بخار؛

ب. مرحله ضربه ای، ج. مرحله عکس العملی؛ د. نمودار سرعت.

یک مرحله از توربین همراه با فشار و سرعت بخار در یک مرحله ضربه ای و یک مرحله عکس العملی در یک توربین بخار، و نمودار سرعت در شکل (۴-۱۷) نشان داده شد. پره های عکس العملی مشابه پروفیل های بال هواپیما هستند و بدین ترتیب گذرگاهی از جریان بخار به مانند یک شیبوره همگرا-واگرا شکل می گیرد. پره های ثابت و چرخنده تقریباً شکل یکسان دارند.

نمادهای زیر در شکل (۴-۱۷) به کار گرفته می شوند:

c_1 و c_2 به ترتیب سرعت مطلق بخار ترك كننده شیبوره و پره، u سرعت پره، w_1 و w_2 سرعت بخار نسبت به پره (c, u, w بر حسب m/s هستند)، α زاویه شیبوره، δ زاویه خروجی سیال، β زاویه ورودی پره، و γ زاویه خروجی پره (همه زوایا بر حسب درجه است) هستند.

معادله عمومی قدرت این پره برای هر دو مرحله ضربه ای و عکس العملی می شود:

$$P_b = m [(c_1^2 - c_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)] / 2 \quad W \quad (4-73)$$

برای جریان بدون اصطكاك بخار در یک مرحله ضربه ای می شود:

$$P_h = m(c_1^2 - c_2^2)/2 \quad W \quad (4-74)$$

راندمان پره به صورت کسری از قدرت جنبشی بخار ورودی که توسط پره برداشت می شود - یعنی نسبت P_h به $mc_1^2/2$ - تعریف می گردد؛ بنابراین برای یک مرحله ضربه ای داریم :

$$\eta_h = 2u(c_1 \cos \alpha - c_2 \cos \delta)/c_1^2 \quad (4-75)$$

قدرت و راندمان یک پره ضربه ای وقتی بیشینه است که سرعت خروجی از پره کمینه باشد . بهینه سرعت پره برای یک مرحله ضربه ای می شود :

$$u_{opt} = c_1 \cos \alpha / 2 \quad (4-76)$$

قدرت بیشینه پره می شود :

$$P_{h,max} = 2mu_{opt}^2 \quad (4-77)$$

و راندمان بیشینه پره عبارت است از :

$$\eta_{h,max} = 1 - (c_2/c_1)^2 \quad (4-78)$$

قدرت پره برای یک مرحله عکس العملی به صورت زیر داده می شود :

$$P_h = mu(c_1 \cos \alpha - u + w_2 \cos \gamma) \quad W \quad (4-79)$$

سرعت بهینه پره می شود :

$$u_{opt} = c_1 \cos \alpha \quad (4-80)$$

و قدرت بیشینه پره به صورت زیر داده می شود :

$$P_{h,max} = mu_{opt}^2 = m(c_1 \cos \alpha)^2 \quad W \quad (4-81)$$

راندمان این مرحله به صورت نسبت قدرت پره به افت انتالپی در مرحله تعریف می شود؛ بنابراین :

$$\eta_{stage} = P_h / \Delta h_{stage} \quad (4-82)$$

مرحله ضربه ای به صورت رایج در قسمت فشار بالای توربین مورد استفاده قرار می گیرد، در صورتی که پره عکس العملی به دلیل این که مرحله عکس العملی دارای راندمان بیشتری است در قسمت فشار متوسط و پایین توربین به کار گرفته می شود (الیوت، ۱۹۸۹).

سیستمهای دفع گرما

مقدار گرمای دفع شده از یک نیروگاه بخار به صورت زیر داده می شود :

$$Q_{rej} = P_{el}(1/\eta_0 - 1) \quad \text{MJ/s} \quad (4-83)$$

که در آن P_{el} قدرت الکتریکی خالص خروجی برحسب MW و η_0 راندمان کلی نیروگاه است؛ بنابراین برای یک نیروگاه ۹۰۰ MW با راندمان خالص ۰/۴۳، داریم :

$$Q_{rej} = 900(1/0.43 - 1) = 1193 \text{ MJ/s}$$

معمولاً آب محیط خنک کننده برای کندانسور است، ولی اگر مثلاً در نواحی خشک منبع آب خنک کننده مناسب در دسترس نباشد، هوا برای خنک کردن کندانسور به کار می رود. محیط خنک کننده مورد نیاز برای یک نیروگاه عبارت است از :

$$m_{cm} = 1000 Q_{rej} / c_p \Delta t_{cm} \quad \text{kg/s} \quad (4-84)$$

که در آن c_p گرمای ویژه محیط خنک کننده برحسب kg/(kg K) و Δt_{cm} تفاوت دمای محیط خنک کننده برحسب K (همچنین محدوده خنک کننده نامیده می شود) است. با آب به عنوان یک محیط خنک کننده و مقدار معمول ۹ K برای محدوده خنک کردن، داریم :

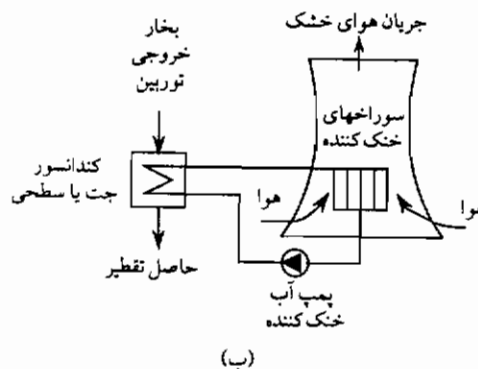
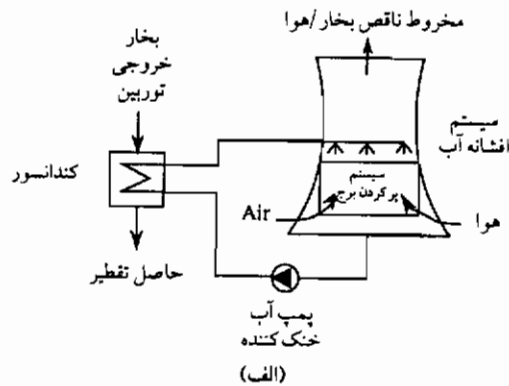
$$m_{cm} = 1000 \times 1193 \text{ kW} / [4.19 \text{ kJ/(kg K)} \times 9 \text{ K}] = 31,636.8 \text{ kg/s}$$

اگر از هوا به عنوان محیط خنک کننده استفاده شود، با $\Delta t_{cm} = 15 \text{ K}$ خواهیم داشت :

$$m_{cm} = 1000 \times 1193 \text{ kW} / [1.005 \text{ kJ/(kg K)} \times 15 \text{ K}] = 79,137.6 \text{ kg/s}$$

در نیروگاههای بخار، حرارت در دمای محیط خنک کننده و در کندانسور دفع می شود. پایین آوردن دمای گرمای دفع شده فقط با پایین آوردن فشار کندانسور امکان پذیر است که این فشار به نوبه خود بستگی به دمای محیط خنک کننده دارد.

سیستمهای خنک کننده به سیستمهای تر و خشک طبقه بندی می شوند (الیوت، ۱۹۸۹؛ ال وکیل، ۱۹۸۴؛ آتور، ۱۹۷۲)؛ (بنگرید به شکل ۱۸-۴). به دلیل خواص ترمودینامیکی مطلوبتر آب نسبت به هوا، سیستمهای خنک کننده تر عموماً از سیستمهای خنک کننده خشک راندمان بهتری دارند. گرمای ویژه حجمی آب به اندازه ۳۲۰۰ برابر هواست؛ بنابراین مقدار آب خنک کننده لازم خیلی کمتر از مورد هواست. به دلیل گرمای ویژه بالای آب و نرخ انتقال حرارت بالا، محدوده خنک کننده - یعنی افزایش دمای محیط خنک کننده در کندانسور - برای آب کم است (در حدود ۹ K). با به کارگیری سیستمهای خنک کننده مستقیم، پایتترین مقدار فشار کندانسور به دست آمده در حدود ۰/۰۴-۰/۰۳ بار می شود.



شکل ۱۸-۴. سیستمهای دفع گرما در یک نیروگاه: الف - برج خنک کننده تر؛ ب - برج خنک کننده خشک

دو نوع سیستم خنک کننده تر در نیروگاههای بخار مدرن وجود دارند: تبخیری، و یک بار عبور کننده. سیستمهای خنک کننده با یک بار عبور، گرمای زاید را مستقیماً به رودخانه، دریاچه و یا دریا می ریزند. این نوع سیستمها ساده و با راندمان بهتر و با هزینه کمتر نسبت به سیستمهای خنک کننده تبخیری هستند. با استفاده از خنک کننده با عبور یک دفعه آب، پایستترین فشار در کندانسور حاصل می شود، ولی این سیستمها اصولاً برای نیروگاههای با ظرفیت کوچک مناسبند؛ زیرا دستگاههای خنک کننده آب عظیمی لازم است. همچنین منبع آب خنک کننده در معرض آلودگی حرارتی قرار دارد. در سیستمهای خنک کننده تر، برجهای خنک کننده تبخیری به کار گرفته می شوند (الیوت، ۱۹۸۹؛ لی کام و پرایدی، ۱۹۸۵؛ آتور، ۱۹۷۲). سرمایش آب خنک کننده کندانسور توربین عمدتاً توسط تبخیر قسمتی از آب خنک کننده و به صورت فرعی توسط انتقال حرارت جابه جایی مستقیم از آب

خنک کننده به هوا انجام می گیرد. در سیستمهای سرمایش تبخیری، آب گرم از کندانسور به صورت فیلم و قطرات تبدیل می شود که ضمن جریان پیدا کردن از داخل برج خنک کننده به پایین می ریزند.

هوا به سمت بالا جریان دارد و در سطح وسیعی با آب تماس مستقیم پیدا می کند. آب عمدتاً به واسطه تبخیر قسمتی از آن خنک می شود. دو نوع سیستم سرمایش تبخیری تر وجود دارد: برجهای خنک کننده با جریان باد مکانیکی و با جریان باد طبیعی.

یکی از بزرگترین برجهای خنک کننده با جریان باد طبیعی در ایستگاه قدرت اتمی ۲ ایزار^۱ در آلمان مورد استفاده قرار می گیرد. ارتفاع این برج ۱۶۵ m و قطرهای قاعده و سطح بالایی آن به ترتیب ۱۵۳ m و ۸۵ m هستند. سیستم دفع گرمای ۹۱۰ MWe نیروگاه بخار با سوخت لینیت که قرار است در نیورات آلمان ساخته شود، شامل دو برج خنک کننده به ارتفاع ۱۶۲ m و نرخ آب خنک کننده در حدود ۲۸۰۰۰ kg/s و منطقه خنک کننده ۹ K است (کهر، ۱۹۹۴).

در مناطقی مثل مناطق خشک که آب خنک کننده در دسترس نیست، سیستمهای خنک کننده خشک مستقیم یا غیرمستقیم با کندانسورهای خنک شونده با هوا به کار گرفته می شوند. در یک سیستم مستقیم، بخار خروجی توربین از داخل لوله های پره دار یک کندانسور خنک شونده با هوا که در مسیر دمنده هایی با وزش اجباری قرار دارند عبور داده می شوند. در یک سیستم خنک کننده غیرمستقیم (هلر^۲ سیستم)، بخار خروجی با استفاده از یک سطح یا یک کندانسور حتی با تماس مستقیم متراکم می شود. آب خنک کننده یا حاصل تقطیر از داخل گذرگاههای با لوله پره دار پمپ می گردد و به کندانسور برگشت داده می شود. فشار کندانسور در دماهای بالای هوا محیط برابر با ۰/۰۷ بار یا بیشتر است. این موضوع راندمان نیروگاههای با کندانسورهای با هوای خنک شونده را کاهش می دهد. در نیروگاه ۱۲۰۰ MW تراکیا^۳ با چرخه ترکیبی در ترکیه از دو سیستم هلر غیرمستقیم مجزای خشک برای خنک کردن چهار توربین بخار ۱۰۰ MW استفاده می شود. سلولهای خنک کننده پیش گرم کننده بهینه سیستمهای بدون دمنده در داخل دو برج هذلولی شکل به ارتفاع ۱۳۵ m نصب می شود. در یک سیستم خنک کننده خشک ۶۱۴ MW واحد بازیافتی با چرخه ترکیبی در لیندن^۴ آمریکا، از ساختار ۶۰ سلولی به ارتفاع ۳۰ m و هر کدام با دمنده به قطر ۱۸ m و با دماغه به سمت پایین، مورد استفاده قرار می گیرد.

سیستمهای خنک کننده پیوندی تر / خشک به خصوص در جایگاههای شهری که باید از حوادث نزدیکی شاهراهها و فرودگاهها در امان باشند، مورد استفاده قرار می گیرند. قسمتهای تر و خشک می توانند به طور جداگانه و یا به صورت مجموعه ای از آرایشهای متناوب کار کنند. در حالت دومی،

1. Isar

2. Heller

3. Trakya

4. Linden

آب خنک کننده ابتدا از داخل لوله های پره دار مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا عبور می کند و سپس در برج قسمت تر خنک می شود. معمولاً قسمت خشک در حدود ۲۰٪ گرمای زاید نیروگاه را دفع می کند. با مخلوط کردن هوای خشک از مبدل های حرارتی خنک شونده با هوا با هوای تر برج خنک کننده، لزوم وجود قسمت مخروطی شکل^۱ را متفی می سازد. سیستم خنک کننده نیروگاه بازیافتی وست^۲ در فرانکفورت آلمان ارائه مثالی از این نوع است. قبلاً این نیروگاه یک سیستم خنک کننده یک بار عبوری بود. اکنون با دو واحد اضافی هر کدام با ۶۰ MW (ظرفیت الکتریکی) و ۱۰۰ MW (ظرفیت حرارتی)، این نیروگاه از یک سیستم خنک کننده ترکیبی تر/خشک استفاده خواهد کرد.

مؤخره

اخیراً راندمان خالص نیروگاه های بخار مدرن در حدود ۴۵٪ برای نیروگاه های با سوخت زغال سنگ سخت و در حدود ۴۳٪ برای نیروگاه های با سوخت لینییت حاصل شده است. با به کارگیری مشخصات حتی مطلوب تر بخار اصلی، بهبود اضافی ۱-۲ درصدی در راندمان خالص در ۵ سال آینده پیش بینی می شود. با شرایط بخار اصلی ۳۵۰ بار و 720°C / ۷۰۰ راندمانی تا ۴۸-۴۷٪ پیش بینی می گردد (بالد و هوسینگر، ۱۹۹۶؛ کلاین و دیگران، ۱۹۹۶؛ پروشک و دیگران، ۱۹۹۶). این کار با مواد پیشرفته جدید برای داغترین اجزا مثل، مولد بخار، مجرای بخار، و توربین بخار امکان پذیر خواهد بود. معمولی ترین فولادها و آلیاژهای نیکل و آهن و کرم برای ساخت اجزای تحت شرایط بخار داده شده در فوق مناسب هستند (کلاین و دیگران، ۱۹۹۶؛ پروشک و دیگران، ۱۹۹۶). افزایش راندمان توربین به دلیل بهینه سازی شکل پره، بهینه سازی فرآیند عمومی، و کاهش اتلاف های انتهای سرد همراه با بازیافت گرم کردن آب تغذیه تا بالاتر از 300°C نقش مهمی داشته اند.

بهبود بیشتر راندمان در تبدیل انرژی سوخت به قدرت می تواند در نیروگاه های با چرخه ترکیبی که بر مبنای توربین های گازی عظیم با راندمان خیلی بالا در حدود ۴۰٪ حاصل شوند. نیروگاه های با چرخه ترکیبی که راندمان کلی در حدود ۶۰٪ را دارا هستند، در فصل ششم بحث می شوند.

مسائل

۴-۱ توربین در یک نیروگاه بخار با چرخه رانکین مقدار 700 kg/s بخار در 200°C و 550°C دریافت می کند و فشار کندانسور 0.04 بار است. راندمان آیزنثروپی توربین و پمپ به ترتیب

۰/۹۲ و ۰/۸۳ هستند : الف - قدرت خروجی نیروگاه برحسب MW ؛ ب - راندمان حرارتی این نیروگاه ؛ ج - نرخ حرارت در این نیروگاه برحسب kJ/kWh را محاسبه کنید .

۴-۲ توربین در یک نیروگاه بخار مقدار ۷۰۰ kg/s بخار در شرایط (i) ۲۵۰ بار و ۵۶۰°C ، (ii) ۲۵۰ بار و ۶۰۰°C ، (iii) ۳۰۰ بار و ۶۰۰°C دریافت می کند . فشار کندانسور ۰/۰۴ بار است . راندمان آیزنتروپیک توربین ۰/۹۲ می باشد . از کار پمپ آب تغذیه می توان چشم پوشی کرد : الف - قدرت خروجی خالص این نیروگاه برحسب MW ؛ ب - راندمان حرارتی این نیروگاه ؛ ج - نرخ گرمای خالص در این نیروگاه برحسب kJ/kWh را به دست آورید .

۴-۳ در یک نیروگاه بخار با چرخه رانکین با شرایط بخار اصلی برابر با ۲۵۰ بار و ۵۶۰°C ، فشار کندانسور برابر با (i) ۰/۰۳ بار ، (ii) ۰/۰۶ بار ، (iii) ۰/۱ بار است . نرخ جریان جرمی بخار ۷۰۰ kg/s می باشد . راندمان آیزنتروپیک توربین ۰/۹۲ است . از کار پمپ می توان چشم پوشی کرد : الف - قدرت خروجی نیروگاه برحسب MW ؛ ب - راندمان حرارتی نیروگاه ؛ ج - نرخ گرما در نیروگاه برحسب kJ/kWh را حساب کنید .

۴-۴ یک نیروگاه بخار ۹۰۰ MW فوق بحرانی با بازگرم ساده با شرایط بخار اصلی ۲۵۰ بار و ۵۶۰°C کار می کند و فشار کندانسور برابر ۰/۰۴ بار است . این بخار در فشار ۳۰ بار به دمای ۵۶۰°C بازگرم می شود . راندمان آیزنتروپیک توربین برابر ۰/۹۲ است . از کار پمپ تغذیه می توان صرف نظر کرد : الف - کار ویژه خالص این نیروگاه برحسب kJ/kg ؛ ب - راندمان حرارتی این نیروگاه ؛ ج - نرخ بخار در نیروگاه برحسب kg/kWh ؛ د - نرخ گرما در نیروگاه برحسب kJ/kWh را محاسبه کنید .

۴-۵ یک نیروگاه بخار ۹۰۰ MW فوق بحرانی با بازگرم دوتایی با شرایط بخار اصلی ۲۵۰ بار و ۵۶۰°C کار می کند و فشار کندانسور برابر ۰/۰۳ بار است . بخار ابتدا در ۳۰ بار به دمای ۵۶۰°C و سپس در ۴ بار به ۵۶۰°C بازگرم می شود . راندمان توربین برابر ۰/۹۲ است . کار پمپ تغذیه را می توان نادیده گرفت : الف - کار ویژه خالص این نیروگاه برحسب kJ/kg ؛ ب - راندمان حرارتی این نیروگاه ؛ ج - نرخ بخار این نیروگاه برحسب kJ/kWh ؛ د - نرخ گرمای این نیروگاه برحسب kJ/kWh را به دست آورید .

۴-۶ یک نیروگاه بخار ۱۰۰۰ MW فوق بحرانی با بازگرم ساده با شرایط بخار اصلی ۳۰۰ بار و ۶۰۰°C کار می کند و فشار کندانسور ۰/۰۳ بار است . بخار در ۳۰ بار و ۶۰۰°C بازگرم می شود . کمیت به خصوص از بخار از توربین در ۲ بار جهت گرم کن آب تغذیه از نوع باز خارج می شود . راندمان توربین ۰/۹۲ است . از کار پمپها می توان چشم پوشی کرد :

الف - کار ویژه خالص نیروگاه بر حسب kJ/kg ؛ ب - راندمان حرارتی نیروگاه ؛ ج - نرخ گرما در نیروگاه بر حسب kJ/kWh ؛ د - تولید سالیانه الکتریسیته در نیروگاه بر حسب سال MWh را حساب کنید ؛ اگر که فاکتور ظرفیت این نیروگاه برابر 0.81 باشد .

۴-۷ یک نیروگاه بخار 960 MW با چرخه بازگرم دوتایی فوق بحرانی و با دو گرم کن آب تغذیه کار می کند . بخار ورودی توربین در شرایط 250°C و 250 بار و 560°C بوده و بازگرمها به ترتیب در 30 بار و 560°C و 4 بار و 560°C است . فشار گرم کن آب تغذیه از نوع بسته برابر $3/0$ بار و فشار گرم کن آب تغذیه از نوع باز برابر $1/0$ بار و فشار کندانسور برابر 0.3 بار است . رهیافت در گرم کن آب تغذیه از نوع بسته 6 K است . راندمان توربین بخار و مولد به ترتیب 0.92 و 0.98 هستند . از کار پمپ می توان چشم پوشی کرد : الف - کار خالص ویژه ؛ ب - راندمان بر حسب $\%$ ؛ ج - نرخ گرما بر حسب kJ/kWh ؛ د - تولید الکتریسیته سالیانه بر حسب MWh/yr را محاسبه کنید ؛ اگر فاکتور ظرفیت این نیروگاه برابر 0.82 باشد .

مراجع

- Bald, A., and Heusinger, K. 1996. Power generation in advanced steam power plants relieves burden on environment. *Siemens Power J.* 1:5-11.
- Elliott, T. C., ed. 1989. *Standard handbook of powerplant engineering*. New York: McGraw-Hill.
- El-Wakil, M. M. 1984. *Powerplant technology*. New York: McGraw-Hill.
- Haywood, R. W. 1991. *Analysis of engineering cycles*. New York: Pergamon.
- Kather, A., et al. 1994. Steam generators with advanced steam parameters. Presented at ASME Joint Int. PowerGen Conf.
- Kehr, M. 1994. Kraftwerksprojekte der 90er Jahre. *VGB Kraftwerkstechnik*, 74(8):705-710.
- Klein, M., Kral, R., and Wittchow, E. 1996. BENSON boilers—Experience in nearly 1000 plants and innovative design promise continuing success. *Siemens Power J.* 1:26-30.
- Li Kam, W., and Priddy, A. P. 1985. *Power plant system design*. New York: Wiley.
- Minkowitz, W. J., ed. 1989. *Handbook on numerical heat transfer*. New York: Wiley.
- Ordys, A. W., Pike, A. W., Johnson, M. A., et al. 1994. *Modeling and simulation of power generation plants*. London-Berlin: Springer.
- Pruschek, R., Oeljeklaus, G., and Brand, V. 1996. Zukunftsige Kohlekraftwerkssysteme. *VGB Kraftwerkstechnik*, 76:441-448.
- Rolle, K. C. 1994. *Thermodynamics and heat power*, 4th ed. New York: Macmillan Publ.
- Wark, K. 1994. *Advanced thermodynamics for engineers*. New York: McGraw-Hill.
- Weston, K. C. 1992. *Energy conversion*. New York: West Publishing.

تکنولوژی تولید قدرت توربین گازی

در دهه گذشته، پیشرفتهای چشمگیری در زمینه تولید قدرت با توربینهای گازی صورت پذیرفته است. در این فصل به جنبه های اصلی تکنولوژی تولید قدرت توربین گازی مدرن می پردازیم. ابتدا مبانی ترمودینامیکی در نظر گرفته می شود که از چرخه ژول شروع می شود و تا روشهای خبره با اهداف بهبودبخشیدن به راندمان، مسائل اقتصادی، و مشخصه های زیست محیطی نیروگاههای با توربین گازی ادامه می یابد. این مبانی ترمودینامیکی شامل کاربرد نسبتهای دمای بالا و فشار تراکمی توربین گاز، خنک کن میانی، و گرم کردن و آماده سازی هوای ورودی متراکم کننده هستند. پیشرفته ترین توربینهای گازی صنعتی، به خصوص توربینهای مربوط به حمل و نقل هوایی، راندمانی در حدود ۴۰٪ و بیشتر دارند. کنترل نشر آلاینده NO_x یکی از جنبه های خیلی مهم در تکنولوژی توربین گازی است. در این فصل روشهای اصلی برای کاهش نشر آلاینده NO_x از قبیل به کارگیری محفظه های احتراقی با NO_x پایین خشک و مشعلهای با کنترل دقیق در افزایش و اختلاط سوخت و هوا یا تزریق آب و بخار تشریح می شوند. مؤثرترین فنون، شامل به کارگیری همزمان روشهای ذکر شده در بالاست. این روشها در مفاهیم پیشرفته ای از قبیل چرخه های آب تزریقی بهبود یافته (RWI)^۱ و توربین هوای مرطوب (HAT)^۲ مورد استفاده قرار می گیرد.

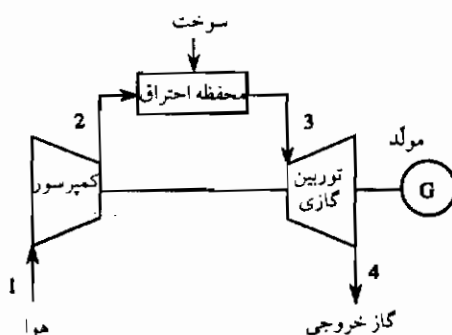
قابل ذکر است که نیروگاههای توربین گازی پیشرفته راندمان ۴۰٪ و بیشتر کسب می کنند. پیش نیاز صنعتی مهم برای کسب این راندمان، استفاده از مواد پیشرفته برای پره های توربین و روشهای

پیشرفته خنک کاری پره هاست. تمام این زمینه ها به صورت گسترده در این فصل بحث می شوند، ضمن این که ملاحظات تئوری به وسیله مسائل حل شده متعددی حمایت می گردند.

چرخه هوای استاندارد ژول^۱

نیروگاه توربین گازی با چرخه باز

اصولاً دو نوع نیروگاه توربین گازی ساکن برای تولید انرژی الکتریکی مورد استفاده قرار می گیرند: چرخه باز و چرخه بسته (کوهن^۲ و دیگران، ۱۹۸۷). این دو نوع را نیز می توان به ترتیب به صورت توربین گازی با احتراق داخلی و خارجی مشخص کرد. در شکل (۱-۵) نمودار جریان یک نیروگاه توربین گازی با چرخه باز نشان داده می شود. این نیروگاه شامل یک کمپرسور، محفظه احتراق، و توربین گاز با مولد الکتریکی است. در یک نیروگاه توربین گازی با چرخه بسته، گرما از یک منبع حرارتی خارجی توسط یک مبدل حرارتی به سیال عامل مثل هلیوم اضافه می شود. این مبدل حرارتی جایگزین محفظه احتراق در یک واحد صنعتی با چرخه باز است. سیال عامل پس از انبساط در توربین تا دمای ورودی کمپرسور پایین آورده می شود.



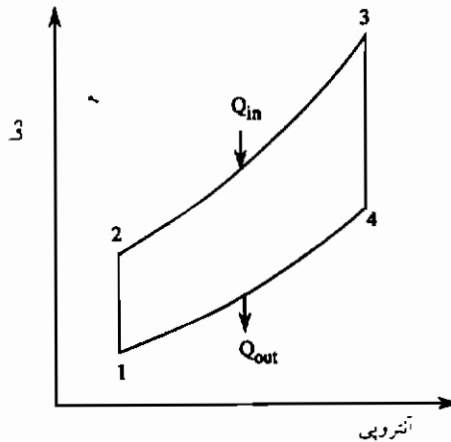
شکل ۱-۵. نیروگاه توربین گاز با چرخه باز (نمودار شمایی)

چرخه هوای استاندارد ژول - که چرخه برایتون^۳ نیز نامیده می شود - یک چرخه ایده آل برای هر دو نوع نیروگاه توربین گازی با چرخه باز و چرخه بسته است (کوهن و دیگران، ۱۹۸۷؛ ایستاپ و

1. Joule
3. Brayton

2. Cohen

مک کونکی^۱، ۱۹۹۳؛ راجرز و می هو^۲، ۱۹۹۲). چرخه ژول در شکل (۲-۵) و بر روی یک نمودار $T-s$ نشان داده می شود. این چرخه شامل چهار فرآیند برگشت پذیر داخلی به قرار زیر است: فرآیندهای تراکمی (۱-۲)، انبساطی (۳-۴)، آدیاباتیک (آیزنتروپیک)، فرآیندهای افزودن گرما (۲-۳) و پس دادن حرارت (۴-۱) در فشار ثابت. سیال عامل در چرخه ژول یک گاز ایده آل با خواص هوا فرض می شود.



شکل ۲-۵. چرخه هوای استاندارد ژول بر روی یک نمودار $T-s$

در این صورت در چرخه ژول، ابتدا هوای آتمسفر به صورت آدیاباتیک در کمپرسور (۱-۲) متراکم می شود؛ بدین ترتیب فشار هوا از p_1 به p_2 و دمای آن از T_1 به T_2 افزایش می یابد؛ بنابراین دمای هوا در خروجی کمپرسور، می شود:

$$T_2 = T_1 \beta^{(k-1)/k} \quad \text{K} \quad (5-1)$$

که در آن دمای هوا ورودی برحسب K ، $\beta = p_2/p_1$ نسبت فشار متراکم کننده، و k نمای آیزنتروپیک است. کار ورودی به متراکم کننده برای واحد جرم هوا عبارت است از:

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-2)$$

که در آن h_1 و h_2 انتالپی ویژه هوا به ترتیب در خروجی و ورودی کمپرسور برحسب kJ/kg ، و c_p گرمای ویژه در فشار ثابت و برحسب kJ/(kg K) هستند. برای سیال عامل با خواص هوا، $k = 1.4$ و $c_p = 1.005 \text{ kJ/(kg K)}$ است.

سپس سوخت با هوای متراکم در محفظه احتراق سوزانده می شود. گرمای فراهم شده به محفظه احتراق برای واحد جرم سیال عامل می شود:

$$q_{in} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-3)$$

که در آن h_2 و h_3 انتالپی ویژه سیال عامل در ورودی و خروجی محفظه احتراق برحسب kJ/kg و T_2 و T_3 دماهای مربوطه برحسب K هستند.

در توربین گاز یک چرخه ایده آل، یک انبساط آیزنتروپیک در سیال عامل (فرآیند (۳-۴) در شکل (۵-۲)) صورت می پذیرد. کار خروجی توربین در هر واحد جرم سیال عامل می شود:

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-4)$$

که در آن h_3 و h_4 انتالپی ویژه سیال عامل در ورودی و خروجی توربین برحسب kJ/kg و T_3 و T_4 دماهای مربوطه آنها برحسب K هستند.

دمای ورودی و خروجی توربین به صورت زیر مرتبط با نسبت فشار β است:

$$T_3/T_4 = \beta^{(k-1)/k} \quad (5-5)$$

گرمای پس داده شده از توربین گاز برای هر واحد جرم گاز خروجی می شود:

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-6)$$

که در آن h_4 انتالپی ویژه گاز خروجی توربین برحسب kJ/kg و T_4 دمای گاز خروجی برحسب K ، و T_1 دمای هوای محیط برحسب K است.

با محاسبه کار ویژه کمپرسور و توربین، کار خروجی خالص چرخه می شود:

$$w_{net} = w_t - w_c \quad \text{kJ/kg} \quad (5-7)$$

با جایگذاری معادلات (۵-۲) و (۵-۴) در معادله (۵-۷)، کار خروجی خالص چرخه برای واحد جرم هوا می شود:

$$w_{net} = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad \text{kJ/kg} \quad (5-8)$$

راندمان حرارتی چرخه ژول

راندمان حرارتی η_{th} چرخه ژول به صورت نسبت کار خروجی خالص چرخه به گرمای داده شده

به آن تعریف می شود :

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} \quad (5-9)$$

با جایگذاری عبارتهای w_{net} و q_{in} از معادلات (۵-۸) و (۵-۳) در معادله (۵-۹)، داریم :

$$\eta_{th} = 1 - T_1/T_2 = 1 - 1/\beta^{(k-1)/k} \quad (5-10)$$

راندمان حرارتی چرخه ژول فقط بستگی به نسبت فشار کمپرسور - یعنی β - دارد. نسبتهای فشار کمپرسور (۳-۱۵) در توربینهای گازی عظیم الجثه مدرن به کار گرفته می شوند. برای توربینهای گازی مخصوص حمل و نقل هوایی حتی مقادیر بالاتری از β معمول است. مقادیر محاسبه شده η_{th} برای چرخه برگشت پذیر توربین گاز در جدول (۵-۱) داده می شود. رابطه بین راندمان حرارتی چرخه ژول و نسبت فشار کمپرسور در شکل (۵-۳) رسم می گردد.

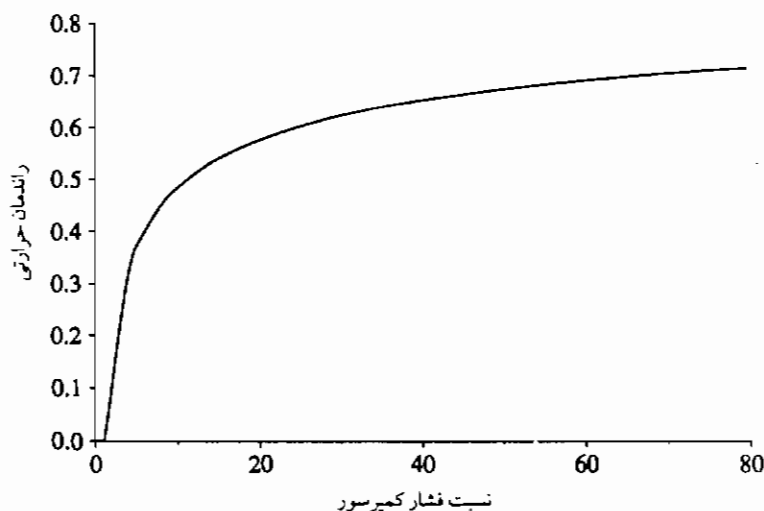
یک مشخصه مهم چرخه توربین گاز، نسبت کار خروجی توربین گاز به کار ورودی کمپرسور است، که به «نسبت کار» معروف شده :

$$w_t/w_c = (T_3/T_1)/\beta^{(k-1)/k} \quad (5-11)$$

این نسبت کار تا حد ممکن باید بزرگ باشد. این عمل با افزایش نسبت دمای ورودی توربین گاز و کمپرسور یعنی T_3/T_1 و یا کاهش نسبت فشار β حاصل می شود.

جدول ۵-۱. راندمان حرارتی چرخه ژول برحسب نسبت فشار

نسبت فشار	راندمان حرارتی %
۱	۰
۵	۳۶٫۹
۱۰	۴۸٫۲
۱۵	۵۳٫۹
۲۰	۵۷٫۵
۲۵	۶۰٫۱
۳۰	۶۲٫۲
۴۰	۶۵٫۱
۶۰	۶۹
۸۰	۷۱٫۴



شکل ۳-۵. راندمان حرارتی چرخه ژول برحسب تابعی از فشار کمپرسور

عملکرد نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده

اثر برگشت ناپذیری بر روی عملکرد چرخه ساده

برخلاف چرخه هوای استاندارد ژول تشریح شده در بالا، برگشت ناپذیریها در توربو ماشینهای واقعی و همچنین افت فشار در محفظه احتراق و جریان در کانالهای ورودی و خروجی، باید در تجزیه و تحلیل نیروگاههای توربین گازی با چرخه ساده در نظر گرفته شوند. مقادیر مختلفی برای عددنمایی آیزنتروپیک k و گرمای ویژه c_p گاز و هوا باید اختیار شود. بنابراین برای هوا، $k = 1.4$ و $c_p = 1.005 \text{ kJ/(kg K)}$ می شود؛ ولی برای سیال عامل در توربین گاز، c_p باید برابر با گرمای ویژه در فشار متوسط ثابت هوا در دماهای بالا در نظر گرفته شود (جدول ۲-۵ را ببینید).

جدول ۲-۵. گرمای ویژه c_p در فشار متوسط ثابت هوا در دماهای بالا

دما، °C	c_p , kJ/(kg K)
۵۰۰	۱٫۰۳۹
۱۰۰۰	۱٫۰۹۱
۱۵۰۰	۱٫۱۳۲
۲۰۰۰	۱٫۱۷۱

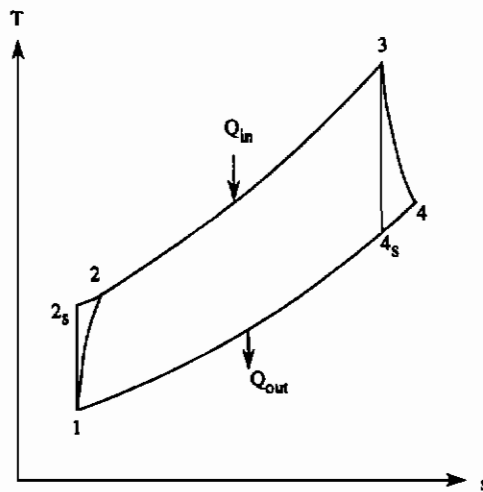
چرخه واقعی نیروگاه توربین گاز بر روی یک نمودار $T-s$ در شکل ۵-۴ نشان داده می شود. این برگشت ناپذیرها در توربو ماشینها در راندمان آیزنتروپیک مربوطه در نظر گرفته می شوند. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور به صورت نسبت کار ورودی تئوری (برگشت پذیر) به کار ورودی واقعی کمپرسور یعنی به ترتیب $w_{c,rev}$ و w_c تعریف می شوند:

$$\eta_{ic} = w_{c,rev} / w_c \quad (5-12)$$

این کمیت را همچنین می توان توسط تراکم آیزنتروپیک (برگشت پذیر) و واقعی (برگشت ناپذیر) بر حسب انتالپی یا دمای هوا در حالت های اولیه و نهایی نوشت:

$$\eta_{ic} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) = (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (5-13)$$

مقادیر معمولی η_{ic} برابر با ۰/۸۸-۰/۹ هستند.



شکل ۵-۴. چرخه واقعی (برگشت ناپذیر) توربین گاز بر روی نمودار $T-s$

دمای واقعی خروجی کمپرسور T_2 از مقدار این کمیت در تراکم آیزنتروپیک؛ یعنی T_{2s} بالاتر است. از معادله (۵-۱۳) نتیجه می شود:

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1) / \eta_{ic} \quad (5-14)$$

راندمان آیزنتروپیک توربین گاز به صورت نسبت کار خروجی واقعی (برگشت ناپذیر) و تئوری (برگشت پذیر) توربین یعنی به ترتیب $w_{t,rev}$ و w_t تعریف می شود:

$$\eta_{it} = w_i / w_{i,rev} \quad (5-15)$$

برحسب انتالپی یا دمای گاز در حالت‌های اولیه و نهایی توسط انبساط آیزنتروپیک (برگشت پذیر) و واقعی (برگشت ناپذیر) می شود :

$$\eta_{it} = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4s}) = (T_3 - T_4) / (T_3 - T_{4s}) \quad (5-16)$$

مقدار واقعی η_{it} بین ۰/۹۲ در $\beta = 5$ و ۰/۹ در $\beta = 30$ قرار می گیرد.

دمای واقعی گاز خروجی توربین T_4 از مقدار این کمیت در انبساط آیزنتروپیک (برگشت پذیر) T_{4s} بالاتر است. از معادله (۵-۱۶) داریم :

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})\eta_{it} \quad (5-17)$$

کار ویژه واقعی کمپرسور - یعنی کار در واحد جرم هوا - می شود :

$$w_c = c_p(T_2 - T_1) = c_p(T_{2s} - T_1) / \eta_{ic} \quad (5-18)$$

قدرت ورودی به کمپرسور عبارت است از :

$$P_c = m_a w_c \quad \text{kW} \quad (5-19)$$

که در آن m_a نرخ جریان جرمی هوا برحسب kg/s است. نرخ افزایش گرما در محفظه احتراق توربین گاز را می توان به صورت زیر مشخص کرد :

$$Q_{in} = m_a(1 + FA)c_{p,g}(T_3 - T_2) \quad \text{kW} \quad (5-20)$$

که در آن FA نسبت سوخت به هوای واقعی در محفظه احتراق است. معمولاً FA خیلی کمتر از نسبت سوخت به هوای استوکیومتری می باشد و در مقایسه با ۱ قابل چشم پوشی است.

با در نظرگیری افت فشار از کمپرسور به توربین گاز توسط یک کسر اتلاف فشار f_i ، فشار ورودی توربین گاز را می توان به صورت زیر بیان کرد :

$$p_3 = p_2(1 - f_i) \quad \text{بار} \quad (5-21)$$

که در آن p_2 فشار خروجی کمپرسور برحسب بار است. به طور مشابهی، فشار خروجی توربین گاز را می توان به صورت زیر تعیین کرد :

$$p_4 = p_1(1 + f_e) \quad \text{بار} \quad (5-22)$$

که در آن p_1 فشار هوای محیط بر حسب بار و f_c کسر افت در خروجی از توربین گاز است. نسبت فشار واقعی توربین گاز می شود:

$$\beta_1 = p_3/p_4 \quad (5-23)$$

دمای خروجی توربین گاز برای انبساط آیزنتروپیک می شود:

$$T_{4s} = T_3/\beta_1^{(k_g-1)/k_g} \quad (5-24)$$

که در آن k_g عدد نمایی آیزنتروپیک گاز است که می توان برابر با 1.33 قرار داد. دمای خروجی واقعی توربین گاز - یعنی T_4 - را می توان از معادله $(5-17)$ تعیین کرد. کار واقعی توربین گاز در واحد جرم گاز می شود:

$$w_t = c_{p,g}(T_3 - T_4) = c_{p,g}(T_3 - T_{4s})\eta_{it} \quad \text{kJ/kg} \quad (5-25)$$

کار ویژه خالص خروجی

کار ویژه خالص خروجی از توربین گاز نیروگاه بر مبنای واحد جرم هوا می شود:

$$w_{net} = (1 + FA)w_t - w_c \quad \text{kJ/kg} \quad (5-26)$$

همان طور که در بالا ذکر شد، جرم سوخت از هوا خیلی کمتر است، به طوری که از نسبت سوخت به هوا در مقایسه با آن می توان چشم پوشی کرد؛ سپس:

$$w_{net} = w_t - w_c = c_{p,g}(T_3 - T_{4s})\eta_{it} - c_p(T_{2s} - T_1)/\eta_{ic} \quad \text{kJ/kg} \quad (5-27)$$

عبارات عمومی برای کار خالص چرخه و راندمان حرارتی را می توان بر حسب پارامترهای بدون بعد به دست آورد. ساده سازیهای زیر در نظر گرفته خواهند شد: راندمانهای آیزنتروپیک توربو ماشین η_{it} و η_{ic} ثابت، اتلافهای فشار صرف نظر کردنی، گرمای ویژه غیر وابسته به دما، و نسبت دمای بیشینه به کمینه چرخه T_3/T_1 ثابت.

با جابه جایی و ساده سازی معادله $(5-18)$ داریم (ایستاپ و مک کونکی، ۱۹۹۳؛ روجرز و می هو، ۱۹۹۲):

$$w_{net} = (c_p T_1/\eta_{ic})[(T_3/T_1)(1 - T_{4s}/T_3)\eta_{it}\eta_{ic} - (T_{2s}/T_1 - 1)] \quad \text{kJ/kg} \quad (5-28)$$

از معادلات $(5-1)$ و $(5-5)$ نتیجه می شود:

$$T_{2s}/T_1 = T_3/T_{4s} = \beta^{(k-1)/k} \quad (5-29)$$

با در نظر گیری $r = \beta^{(k-1)/k}$ و $n = T_3/T_1$ و جابه جایی معادله (۵-۲۸)، نتیجه می شود :

$$w_{net} = (c_p T_1 / \eta_{ic})(r - 1)(n \eta_{it} \eta_{ic} / r - 1) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-30)$$

گرمای اضافه شونده به محفظه احتراق در واحد جرم هوا می شود :

$$q_{in} = (c_p T_1 / \eta_{ic})[(n - 1)\eta_{ic} - (r - 1)] \quad \text{kJ/kg} \quad (5-31)$$

راندمان حرارتی توربین گاز با چرخه ساده

راندمان حرارتی نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده به صورت زیر داده می شود :

$$\eta_{th} = w_{net} / q_{in} = (r - 1)(n \eta_{it} \eta_{ic} / r - 1) / [(n - 1)\eta_{ic} - (r - 1)] \quad (5-32)$$

انر نسبت فشار و دمای ورودی توربین گاز در عملکرد چرخه ساده

معادلات (۵-۳۰) و (۵-۳۲) دلالت بر این دارند که پارامترهای اصلی تأثیر گذارنده بر راندمان حرارتی η_{th} و کار خروجی خالص w_{net} یک نیروگاه توربین گازی، با چرخه ساده با کمپرسور و راندمان آیزنتروپیک توربین گاز ثابت، عبارتند از : نسبت دمای بیشینه به کمینه T_3/T_1 و نسبت فشار β . واضح است که کار خروجی ویژه خالص برابر با قدرت خروجی در واحد جریان جرم سیال عامل است :

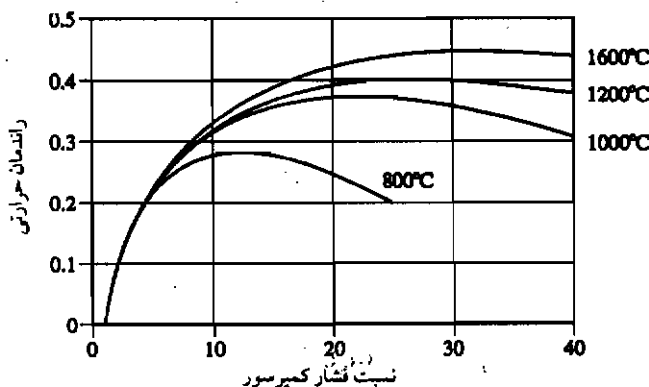
$$w_{net} = P_{net} / m \quad \text{kW/(kg/s)} \quad (5-33)$$

انتخاب دمای ورودی به توربین گاز (TIT) بر مبنای نیاز راندمان بالا، خرج پایین، قابلیت اعتماد بالا، و عمر طولانی توربین گاز است. توربینهای گاز با دمای ورودی بالاتر همیشه قدرت خروجی ویژه w_{net} بالاتری نیز دارند. یک دمای ورودی بهینه برای ورود به توربین گاز وجود دارد که مربوط به راندمان حرارتی بیشینه توربین گاز برای وضعیت نیروگاه، تکنولوژی خنک کننده، و نسبت فشار است. به صورت مشابهی برای یک دمای ورودی به توربین گاز، یک نسبت فشار بهینه وجود دارد. در دماهای ورودی بالاتر به توربین گاز، مقدار جریان خنک کننده بیشتری لازم بوده است؛ بنابراین گرمای بیشتری صرف گرم کردن خنک کننده تا دمای گاز در محل ورودی خنک کننده می شود. بدین ترتیب باعث جرمه ای در بازده می گردد. در حال حاضر بالاترین دمای ورودی توربین گاز در حدود ۱۲۵۰-۱۳۴۰°C است. افزایش بیشتر دمای ورودی به توربین گاز تا حدود ۱۵۰۰°C در توربینهای گازی پیشرفته آینده پیش بینی می شود.

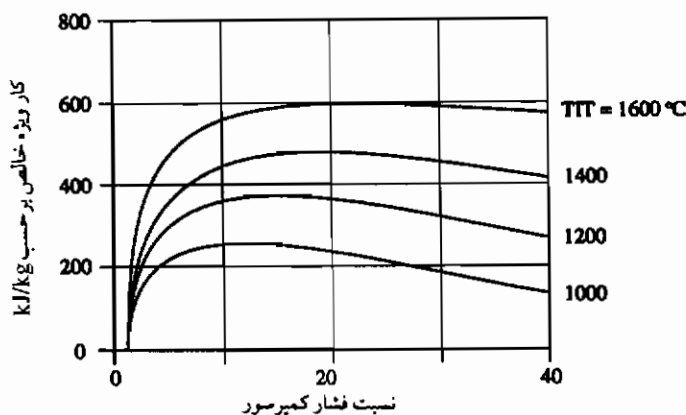
برای دست یابی به خنک کردن با راندمان بالا، هوا از هر دو مرحله فشار پایین و بالای کمپرسور خارج می شود. این هوای خروجی از کمپرسور همچنین می تواند در یک پس خنک کننده سرد شود. گرچه همه این اجزای اضافی باعث پیچیدگی و گران قیمت تر شدن نیروگاه می شوند؛ ولی این اجزا باعث بهبود بسیار زیادی در راندمان و قدرت خروجی این واحدهای صنعتی نیز می گردند.

خنک کاری با راندمان بالا با افزایش نرخ جریان خنک کننده، می تواند دمای پیشینه فلز پره را تا حدود 830°C - 800°C کاهش دهد (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک^۱، ۱۹۹۵؛ سوان کمپ^۲، ۱۹۹۵). با افزایش دمای ورودی توربین گاز و با استفاده بازگرم باعث افزایش کار ویژه توربین شده و بدین ترتیب باعث افزایش کار ویژه خالص خروجی نیروگاه توربین گازی می شود. قدرت خروجی خالص P_{net} برابر با حاصل ضرب کار خروجی ویژه خالص w_{net} و جریان جرم m سیال عامل در توربین گاز است. تزریق بخار/ آب باعث افزایش جریان جرم می شود و در نتیجه باعث افزایش قدرت خروجی خالص نیروگاه توربین گازی می گردد.

راندمان حرارتی و کار خروجی ویژه خالص نیروگاه توربین گاز برحسب تابعی از نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی به توربین (TIT) در شکلهای (۵-۵ و ۵-۶) نشان داده می شود. به دلیل افزایش دمای احتراق (ورودی به) توربین گاز از 800°C به بیش از 1250°C ، راندمان توربین گاز از ۲۵-۲۲٪ در سال ۱۹۶۰ تا ۳۷-۳۹٪ در سال ۱۹۹۵ افزایش یافته بود. برای یک TIT معین یا برای یک نسبت T_3 ، TIT به دمای مکش کمپرسور T_1 داده شده، راندمان حرارتی و کار خروجی ویژه خالص یک نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده مقدار بیشینه ای در یک نسبت فشار مشخص به دست می آورد. همان طور که دیده می شود، نسبت فشار بهینه برای راندمان بیشینه و در TIT یکسان، تقریباً دو برابر بزرگتر از نسبت



شکل ۵-۵. راندمان حرارتی یک نیروگاه توربین گاز برحسب نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین



شکل ۶-۰. کار ویژه خالص یک نیروگاه توربین گاز برحسب تابعی از نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین (TIT)

فشار بهینه برای قدرت خروجی ویژه بیشینه است. پائینترین مخارج یک نیروگاه توربین گاز با چرخه ساده و همچنین نیروگاه با چرخه ترکیبی، وقتی حاصل می شود که طراحی این نیروگاه برای قدرت ویژه خروجی بیشینه در واحد جریان جرم هوا بهینه باشد.

باید خاطر نشان کرد که این TIT توسط دمای مجاز بیشینه به دلیل مواد در مسیر گاز داغ، محدود می شود. افزایش TIT، راندمان نیروگاه توربین گاز را به مقدار زیادی افزایش می دهد. در حال حاضر دمای ورودی بیشینه توربین، برای توربینهای گازی از نسل سوم، در حدود 1350°C قرار می گیرد. این مقدار در آینده تقریباً به 1500°C خواهد رسید (کانو^۱ و دیگران، ۱۹۹۱). دمای مکش T_1 کمپرسور بستگی به دمای هوای محیط اطراف آن دارد. در یک مقدار ثابت برای نسبت TIT به T_1 ، نسبت کار w_t/w_c را می توان با کاهش نسبت فشار افزایش داد؛ ولی این کار باعث کاهش راندمان حرارتی نیروگاه می شود؛ بنابراین یک مقدار بهینه نسبت فشار باید یافت شود، که کار خالص خروجی، برای یک دمای ورودی توربین گاز و نرخ جریان جرم داده شده را بیشینه نماید.

نسبت فشار بهینه

اکنون عبارتی برای نسبت فشار بهینه، β_{opt} ، به دست می آوریم که در آن قدرت ویژه خروجی در واحد جریان جرم هوا، w_{net} ، مقدار بیشینه آن را حاصل دهد. در معادله (۳۳-۵) از w_{net} نسبت به β

مشتق می گیریم و نتیجه را برابر صفر قرار می دهیم . همه پارامترها به جز β ، دارای مقادیر ثابتی فرض می شوند . نسبت فشار بهینه نتیجه عبارت است از (کوهن و دیگران ، ۱۹۸۷) :

$$\beta_{opt} = [\eta_{it}\eta_{ic}(T_3/T_1)]^{k/2(k-1)} \quad (5-34)$$

ولی راندمان بیشینه چرخه در نسبت فشار بالاتری حاصل می شود .

قدرت خروجی

عملکرد یک نیروگاه توربین گاز با چرخه ساده را می توان برحسب قدرت خروجی ، راندمان حرارتی ، و نرخ گرمای خالص آن بیان کرد . قدرت خروجی نیروگاه توربین گاز با چرخه ساده می شود :

$$P_{net} = m_g w_t - m_a w_c \quad kW \quad (5-35)$$

که در آن m_g و m_a نرخ جریان گاز ، هوا برحسب kg/s و w_t و w_c ، به ترتیب کار ویژه توربین گاز و کمپرسور برحسب kJ/kg هستند .

همان طور که در بالا ذکر شد ، جرم سوخت به مراتب کمتر از جرم هواست ؛ بنابراین m_g در معادله (۵-۳۵) را می توان به طور تقریبی با جریان جرم هوا m_a جایگزین کرد . کار خالص ویژه را می توان توسط معادله (۵-۲۹) یا (۵-۳۱) محاسبه کرد ؛ بنابراین قدرت خروجی نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده می شود :

$$P_{net} \approx m_a w_{net} = m_a c_p [(T_3 - T_{4s})\eta_{it} - (T_{2s} - T_1)/\eta_{ic}] \quad kW \quad (5-36)$$

یا

$$P_{net} \approx m_a (c_p T_1 / \eta_{ic}) (r - 1) (n \eta_{it} \eta_{ic} / r - 1) \quad kW \quad (5-37)$$

اگر قدرت خروجی معلوم باشد ، جریان جرم هوای لازم m_a به صورت زیر داده می شود :

$$m_a = P_{net} / w_{net} \quad kg/s \quad (5-38)$$

نرخ گرمای خالص نیروگاه

نرخ گرمای خالص ، یکی دیگر از مشخصه های مهم عملکرد یک نیروگاه توربین گاز است . این کمیت به صورت نسبت نرخ گرمای ورودی به قدرت خروجی خالص نیروگاه تعریف می شود :

$$HR = Q_{in} / P_{net} \quad kJ/kWh \quad (5-39)$$

به وضوح، نرخ گرمای خالص نیروگاه به صورت زیر به راندمان حرارتی مرتبط می شود:

$$HR = 3600/\eta_{th} \text{ kJ/kWh} \quad (5-40)$$

نرخ گرمای خالص نیروگاه و همچنین راندمان حرارتی آن را می توان به هر کدام از کمیت های ارزش حرارتی بالایی و پایینی سوخت، به ترتیب HHV یا LHV، مرتبط کرد. مقدار HR با کاهش بار افزایش می یابد. دمای ورودی و خروجی توربین گاز با کاهش بار، کاهش خواهد یافت.

محاسبه پارامترهای عملکرد نیروگاه توربین گاز با چرخه ساده در مثالهای (۱-۵ تا ۳-۵) نشان داده می شود.

مثال ۱-۵

یک نیروگاه توربین گاز با چرخه ساده با پارامترهای زیر را در نظر بگیرید:

$$T_1 = 17^\circ\text{C} = 290 \text{ K} \quad \text{دمای مکش کمپرسور}$$

$$T_1/T_2 = 4 \quad \text{نسبت دمای بیشینه به کمینه چرخه}$$

$$\eta_{it} = 0.92 \quad \text{راندمان آیزنتروپیک توربین گاز}$$

$$\eta_{ic} = 0.89 \quad \text{راندمان آیزنتروپیک کمپرسور}$$

با فرض این که عددنمای آیزنتروپیک $k=1.4$ و گرمای ویژه در فشار متوسط ثابت $c_p=1.005 \text{ kJ/(kg K)}$ است، قدرت خروجی ویژه در واحد جریان جرم هوا و راندمان حرارتی چرخه را، تحت شرایط نسبت فشار بهینه تخمین بزنید.

حل

نسبت فشار بهینه:

$$\beta_{opt} = [\eta_{it}\eta_{ic}(T_3/T_1)]^{k/2(k-1)} = [0.92 \times 0.89 \times 4]^{1.4/2(1.4-1)} = 7.97$$

پارامتر:

$$r = \beta_{opt}^{(k-1)/k} = 7.97^{0.2857} = 1.809$$

قدرت خروجی ویژه در واحد جریان جرم هوا:

$$\begin{aligned} w_{net} &= (c_p T_1/\eta_{ic})(r-1)(\eta_{it}\eta_{ic}/r-1) \\ &= (1.005 \times 290/0.89)(1.809-1)(4 \times 0.92 \times 0.89/1.809-1) = 214.72 \text{ kW/(kg/s)} \end{aligned}$$

راندمان حرارتی چرخه :

$$\eta_{th} = (r - 1)(n\eta_{ih}\eta_{ic}/r - 1)/[(n - 1)\eta_{ic} - (r - 1)]$$

$$= (1.809 - 1)(4 \times 0.92 \times 0.89/1.809 - 1)/[(4 - 1)0.89 - (1.809 - 1)] = 0.352$$

جدول ۵-۳. نسبت فشار بهینه β_{opt} ، قدرت خروجی ویژه در واحد جریان جرم هوا w_{net} ،و راندمان حرارتی چرخه η_{th} برحسب نسبت دمای بیشینه T_3/T_1

	T_3/T_1					
	۴	۴/۵	۵	۵/۵	۶	۶/۵
β_{opt}	۷/۹۷	۹/۸۰	۱۱/۷۸	۱۳/۹۲	۱۶/۲۱	۱۸/۶۵
r	۱/۸۰۹	۱/۹۲۰	۲/۰۲۳	۲/۱۲۲	۲/۲۱۶	۲/۳۰۷
w_{net} , kJ/kg	۲۱۴/۷۲	۲۷۶/۸۹	۳۴۲/۹۵	۴۱۲/۳۴	۴۸۴/۶۰	۵۵۹/۳۹
η_{th}	۰/۳۵۲	۰/۳۸۵	۰/۴۱۳	۰/۴۳۷	۰/۴۵۸	۰/۴۷۶

مثال ۵-۲

اثر نسبت دمای بیشینه T_3/T_1 بر روی قدرت خروجی ویژه و راندمان حرارتی، برای نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده را به دست آورید. مقادیر زیر را برای T_3/T_1 فرض کنید: ۴، ۴/۵، ۵، ۵/۵، ۶، و ۶/۵. تمام پارامترهای دیگر مشابه مثال (۵-۱) است.

حل

نتایج محاسبه شده شامل نتایج مثال (۵-۱) در جدول (۵-۳) داده می شود.

مثال ۵-۳

جریان جرم هوای m_a لازم برای قدرت خروجی خالص P_{net} برابر ۱۷۰ MW و نرخ گرمای خالص برای نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده در مثال ۵-۲ را محاسبه کنید. نسبت دمای بیشینه T_3/T_1 برابر ۴/۵ است.

حل

از مثال (۵-۲) در $T_3/T_1 = ۴/۵$ ، قدرت خروجی ویژه در واحد جریان جرم هوا

$w_{net} = 276.89 \text{ kW/(kg/s)}$ و راندمان حرارتی چرخه $\eta_{th} = 0.385$ است.

جریان جرم هوای لازم:

$$m_a = P_{net}/w_{net} = 170,000 \text{ kW} / 276.89 \text{ kJ/kg} = 614 \text{ kg/s}$$

نرخ گرمای خالص نیروگاه:

$$HR = 3600/\eta_{th} = 3600/0.385 = 9350.6 \text{ kJ/kWh}$$

اثر شرایط محیط بر روی عملکرد توربین گاز

عملکرد نیروگاه توربین گاز با چرخه باز تشریح شده، بر حسب قدرت خروجی و راندمان حرارتی، تحت تأثیر شرایط محیطی نیروگاه، مثل: دما، فشار، و رطوبت نسبی هوای محیط است (کوهن و دیگران، ۱۹۸۷).

دمای هوای محیط، فاکتور اصلی تأثیر گذارنده بر عملکرد توربین گاز با چرخه باز است. افزایش در دمای هوای محیط T در محل توربین گاز و در ارتفاع به خصوص، مثلاً در فشار هوای ثابت، باعث کاهش دانسیته هوا ρ ، می شود. در ارتفاعات بالاتر، فشار محیطی p ، پایینتر از سطح دریاست؛ بنابراین دانسیته هوا از دانسیته در سطح دریا پایینتر می باشد. رابطه بین دانسیته هوای ρ در دمای T و فشار p و (ρ_0) در شرایط استاندارد مؤسسه جهانی استاندارد (ISO) $T_0 = 273.15 \text{ K}$ و $p_0 = 1.013$ بار (در سطح دریا) به صورت زیر داده می شود:

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0 p}{T p_0} \quad \text{kg/m}^3 \quad (5-41)$$

تغییر در ρ باعث تغییر مربوطه در نرخ جریان جرم هوای مکش کمپرسور می شود:

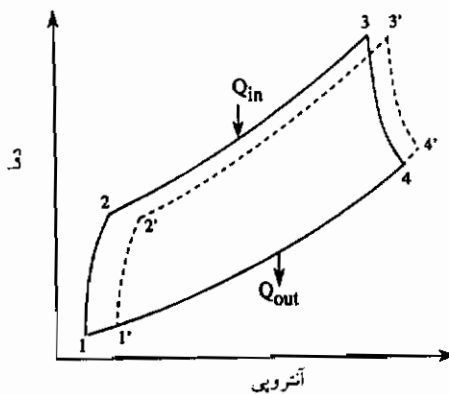
$$m = \frac{m_0 \rho}{\rho_0} \quad \text{kg/s} \quad (5-42)$$

که در آن m_0 جریان جرم هوا در شرایط استاندارد ISO است.

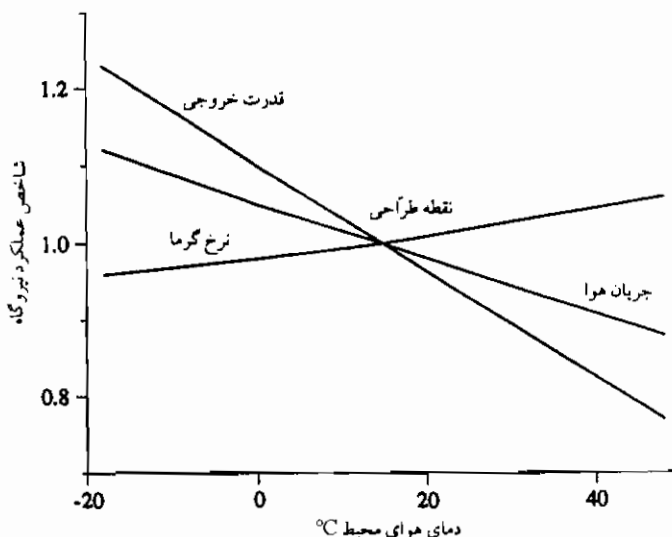
قدرت لازم برای راندن کمپرسور با افزایش دمای هوای محیط افزایش می یابد. جریان جرم در داخل توربین گاز ضمن افزایش دمای هوا کاهش می یابد. این موضوع به نوبه خود نسبت فشار در توربین را کاهش می دهد؛ در نتیجه قدرت خروجی آن را نیز پایین می آورد؛ بنابراین راندمان حرارتی و قدرت خروجی خالص یک توربین گاز در دمای هوای مکش بالاتر کمپرسور، پایینتر می شود. چرخه توربین گاز در دو دمای هوای محیط متفاوت بر روی یک نمودار دما-آنترپپی ($T-s$)

در شکل (۵-۷) نشان داده می شود. نسبت فشار ضمن افزایش دمای هوا، کاهش می یابد و دمای گاز خروجی توربین گاز در یک دمای ورودی به توربین ثابت، بالاتر می رود؛ بنابراین راندمان حرارتی η_{th} یک نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده در دمای هوای محیط بالاتر کاهش می یابد و وقتی که دمای هوای محیط پایینتر است، افزایش می یابد. این عمل باعث تغییر مربوطه در نرخ گرمای نیروگاه می شود؛ که از معادله (۵-۲۹) تعیین می شود.

اثر شرایط هوای محیطی بر روی قدرت خروجی پارامترهای عملکرد یک نیروگاه توربین گازی با چرخه ساده، در شکل (۵-۸) نشان داده می شود؛ بنابراین در 40°C نرخ گرما حدود ۵٪ بالاتر و قدرت خروجی حدود ۱۷٪ پایینتر از مقادیر طراحی شده در دمای بهینه 15°C است.



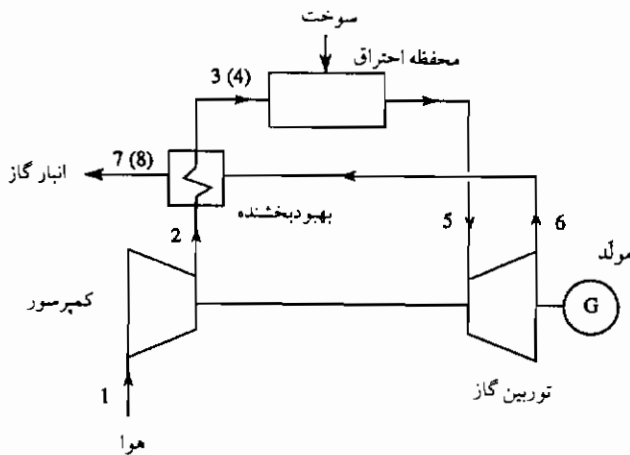
شکل ۵-۷. اثر شرایط مکش کمپرسور روی چرخه توربین گاز



شکل ۵-۸. اثر دمای هوای محیط روی پارامترهای عملکرد توربین گازی با چرخه ساده

چرخه توربین گاز با بازیابی

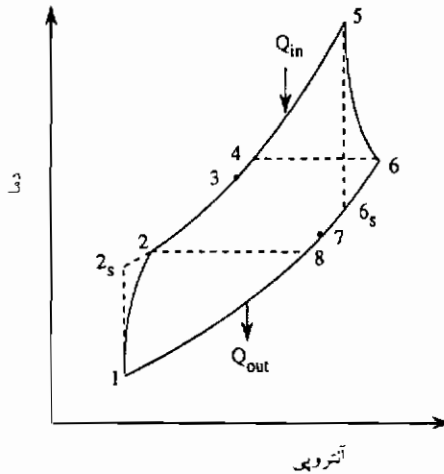
اصل کلی افزایش راندمان حرارتی بیان این مطلب است که: دمای متوسط، افزایش گرما را بالا می برد و پس دادن آن را پایین می آورد. به چند طریق انجام این اصل امکان پذیر است: یک روش، به کارگیری بازیابی پیش گرم کردن سیال عامل است. این کار برای چرخه توربین گاز به معنی استفاده از یک مبدل حرارتی به نام «بهبودبخشنده»^۱ برای پیش گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور، توسط گرمای خروجی از توربین گاز است. به دلیل پیش گرم کردن هوا در چرخه بازیاب، مصرف سوخت مورد نیاز در محفظه احتراق برای رسیدن به دمای ورودی توربین گاز، T_3 ، در مقایسه با نیروگاه بدون بازیابی، کاهش می یابد. شکل شمایی از نیروگاه توربین گاز بازیاب و نمودار $T-s$ چرخه آن در شکلهای (۵-۹) و (۵-۱۰) نشان داده می شود. به دلیل افزایش دمای متوسط افزایش گرما و کاهش دمای متوسط پس دادن گرما، راندمان حرارتی افزایش می یابد. در حالت ایده آل، دمای هوای پس از بهبودبخشنده، T_4 ، برابر با دمای خروجی توربین گاز T_6 و دمای خروجی گاز T_8 برابر با دمای خروجی کمپرسور T_2 است.



شکل ۵-۹. نیروگاه توربین گازی با بازیابی

بهبودبخشنده واقعی دارای فاکتور تأثیر ε است؛ که معمولاً ۰٫۶ و ۰٫۸ می باشد و دمای خروجی واقعی هوا و گاز T_7 و T_8 متفاوت با T_2 و T_6 هستند. فاکتور مؤثر بهبودبخشنده ε به صورت نسبت نرخ انتقال حرارت واقعی به تئوری بهبودبخشنده، تعریف می شود:

$$\varepsilon = (T_3 - T_2) / (T_6 - T_2) \quad (۵-۴۳)$$



شکل ۱۰-۵. نمودار $T-s$ چرخه توربین گاز با بازیابی

دماهای T_2 و T_6 را می توان از معادلات (۵-۱۴) و (۵-۱۷) به دست آورد. با دانستن مقادیر ε ، T_6 و T_2 ، دمای هوای واقعی در خروجی بهبودبخشنده، یعنی T_7 ، می شود:

$$T_7 = T_2 + \varepsilon(T_6 - T_2) \quad (5-44)$$

افزودن گرما به محفظه احتراق توربین گاز در واحد جرم سیال عامل، می شود:

$$q_{in} = c_p(T_5 - T_2) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-45)$$

که در یک چرخه بدون بازیاب است و در چرخه با بازیاب داریم:

$$q_{in,reg} = c_p(T_5 - T_3) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-46)$$

بنابراین افزایش گرما در چرخه با بازیاب به اندازه زیر از این کمیت در چرخه بدون بازیاب کمتر است:

$$\Delta q_{in,reg} = c_p(T_3 - T_2) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-47)$$

دمای گاز خروجی واقعی بهبودبخشنده T_8 عبارت است از:

$$T_8 = T_6 - (T_6 - T_2)\varepsilon$$

گرمای پس داده شده واقعی در واحد جرم سیال عامل می شود:

$$q_{out} = c_p(T_8 - T_1) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-48)$$

اگر تمام پارامترها یکسان با حالت چرخه بدون بازیاب باشند، کار خروجی خالص تغییر نمی کند؛ بنابراین داریم:

$$w_{net} = c_p[(T_5 - T_{6s})\eta_{it} - (T_{2s} - T_1)/\eta_{ic}] = \frac{c_p T_1}{\eta_{ic}}(r - 1) \left(n \frac{\eta_{it}\eta_{ic}}{r} - 1 \right) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-49)$$

که در آن $\eta = T_2/T_1$ و $r = \beta^{(k-1)/k}$ هستند.

گرمای اضافه شونده کاهش یافته به محفظه احتراق توربین گاز با بازیابی، باعث افزایش راندمان حرارتی چرخه می شود. از جابه جایی در معادله (5-46) داریم:

$$q_{in,reg} = c_p(T_5 - T_3) = c_p[(T_5 - T_2) - \varepsilon(T_3 - T_2)] \quad (5-50)$$

با در نظرگیری $r = \beta^{(k-1)/k}$ ، از معادلات (5-14) و (5-17) داریم:

$$T_2/T_1 = (r - 1)/\eta_{ic} + 1 \quad (5-51)$$

و

$$T_6/T_5 = 1 - \eta_{it}(1 - 1/r) \quad (5-52)$$

از ترکیب معادلات (5-52)، (5-50)، نتیجه زیر برای چرخه با یک بهبودبخشنده ایده آل ($\varepsilon = 1$) به دست می آید:

$$q_{in,reg} = c_p T_1 n \eta_{it} (1 - 1/r) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-53)$$

راندمان حرارتی چرخه به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \left(n \frac{\eta_{it}}{r} - \frac{1}{\eta_{ic}} \right) / \frac{n \eta_{it}}{r} = 1 - \frac{r}{n \eta_{it} \eta_{ic}} \quad (5-54)$$

اگر $\eta_{it} = \eta_{ic} = 1$ باشد،

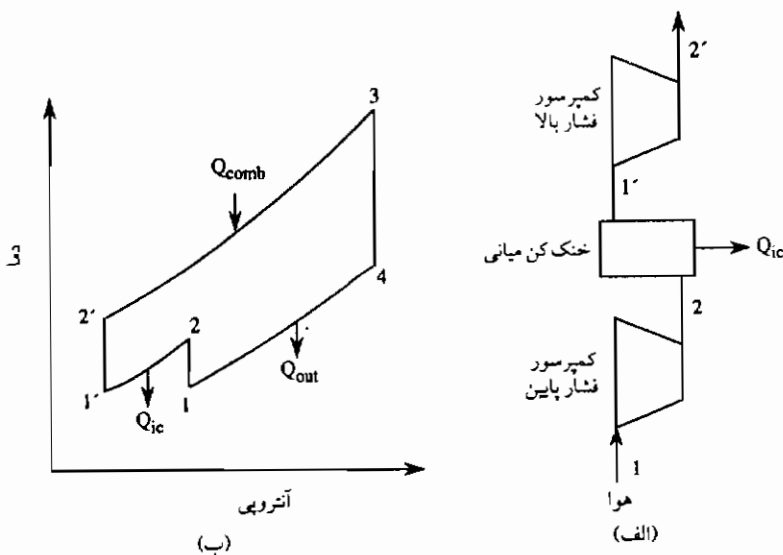
$$\eta_{th} = 1 - r/n = 1 - (T_1/T_5)\beta^{(k-1)/k} \quad (5-55)$$

معادله (5-55) نشان می دهد که راندمان حرارتی یک چرخه توربین گاز با بازیابی با افزایش نسبت دمای TIT، T_5 ، و دمای ورودی کمپرسور، T_1 و با کم شدن β ، افزایش می یابد. با در نظرگیری راندمان آیزنتروپیک توربو ماشین، یک نسبت فشار بهینه β_{opt} وجود دارد که در آن راندمان برای یک مقدار معینی از T_5/T_1 مقدار بیشینه است.

نیروگاههای توربین گاز، با خنک کن میانی و بازگرم

چرخه توربین گاز با خنک کن میانی

یک روش دیگر برای بهبود بخشیدن راندمان چرخه توربین گاز، استفاده از تراکم چندمرحله ای با خنک کردن میانی هوا بین مراحل کمپرسور و انبساط چندمرحله ای با بازگرم گاز، بین مراحل توربین است (کوهن و دیگران، ۱۹۸۷؛ رول^۱، ۱۹۹۴؛ ایستاپ و مک کونکی، ۱۹۹۳؛ راجرز و می هو، ۱۹۹۲؛ هیوود^۲، ۱۹۹۱؛ و وارک^۳، ۱۹۹۴). خنک کردن میانی هوا کار تراکمی لازم را کاهش می دهد. بازگرم، دمای متوسط افزایش گرما به چرخه را افزایش می دهد. شکل شمایی یک کمپرسور دو مرحله ای با خنک کن میانی به عنوان قسمتی از نیروگاه توربین گاز و نیز یک نمودار $T-s$ مربوط به چرخه توربین گاز با خنک کن میانی در شکل (الف) ۵-۱۱ نشان داده می شود. کار تراکمی کلّی w_c در کمپرسور دو مرحله ای برابر با مجموع کار مرحله فشار پایین (LP) و کار مرحله فشار بالا (HP) است.



شکل ۵-۱۱. چرخه توربین گاز با خنک کن میانی: الف - کمپرسور دو مرحله ای با خنک کن میانی؛ ب - چرخه بر روی یک نمودار $T-s$

با فرض خنک کردن میانی ایده آل - یعنی وقتی که دمای هوا در ورودی هر مرحله یکسان باشد - کار لازم برای تراکم دو مرحله ای می شود :

$$w_c = c_p T_1 \left(\frac{\beta_{LP}^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{LP}} + \frac{\beta_{HP}^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{HP}} \right) \quad (5-56)$$

که در آن T_1 دمای هوا در ورودی هر مرحله، β_{LP} و β_{HP} نسبتهای فشار در مراحل LP و HP کمپرسور، و η_{LP} و η_{HP} راندمان آیزنتروپیک مراحل LP و HP کمپرسور هستند.

این کار وقتی که نسبت فشار برای هر مرحله یکسان باشد، $\beta_{LP} = \beta_{HP} = \beta_1$ ، مقداری کمینه است. پس نسبت فشار ایده آل β_1 در یک مرحله می شود :

$$\beta_1 = \frac{p_1}{p_i} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt{\beta} \quad (5-57)$$

که در آن $\beta = p_2/p_1$ نسبت فشار کلی است؛ پس مقدار بهینه فشار ایده آل خنک کن میانی می شود :

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2} \quad (5-58)$$

برای یک خنک کن میانی ایده آل با دمای هوای ورودی یکسان، برای هر مرحله کمپرسور که دارای راندمان آیزنتروپیک یکسان $\eta_{ic} = \eta_{LP} = \eta_{HP}$ می باشد، دمای تخلیه هوا برای هر مرحله از کمپرسور می شود :

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\beta_1^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{ic}} \right) K \quad (5-59)$$

قدرت لازم برای یک کمپرسور دو مرحله ای با فشار خنک کن میانی بهینه ایده آل، عبارت است از :

$$P_c = m_a w_c = 2m_a c_p T_1 \frac{\beta_1^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{ic}} \text{ kW} \quad (5-60)$$

که در آن m_a نرخ جریان هوا و c_p گرمای ویژه هواست.

نرخ پس گرفتن گرما از خنک کن میانی می شود :

$$Q_{ic} = m_a c_p (T_2 - T_1) = m_w c_{pw} \Delta t_w \text{ kW} \quad (5-61)$$

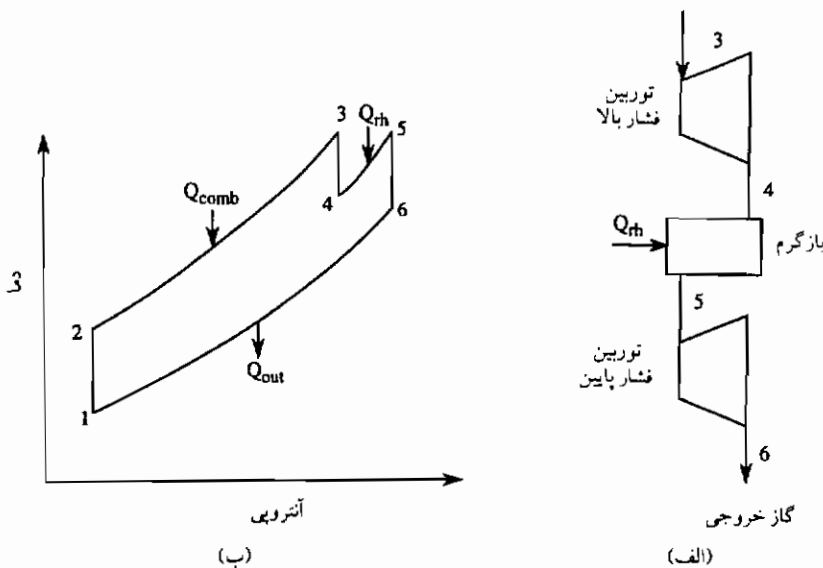
که در آن m_w نرخ جریان جرم آب خنک کننده، c_{pw} گرمای ویژه آب خنک کننده، و Δt_w افزایش دمای آب خنک کننده در خنک کن میانی ایده آل است.

چرخه بازگرم توربین گاز

شکل شمایی یک توربین گاز، با بازگرم در شکل (الف) ۵-۱۲ و چرخه بازگرم بر روی نمودار $T-s$ در شکل (ب) ۵-۱۲ نشان داده می شود. گرمای اضافه شده کلی در یک چرخه توربین گاز با بازگرم، برابر با مجموع گرمای فراهم شده به محفظه احتراق توربین گاز، Q_{comb} ، و اضافه شده به بازگرم، Q_{rh} ، است:

$$Q_{in} = Q_{comb} + Q_{rh} = mc_p(T_3 - T_2) + mc_p(T_5 - T_4) \quad \text{kJ} \quad (5-62)$$

که در آن T_2 دمای تخلیه کمپرسور هوا، T_3 دمای ورودی مرحله HP توربین گاز، T_4 دمای خروجی مرحله HP توربین گاز، و T_5 دمای بازگرم است.



شکل ۵-۱۲. چرخه بازگرم توربین گاز: الف. شکل شمایی بازگرم توربین گاز؛ ب. چرخه آن بر روی نمودار $T-s$

کار ویژه توربین گاز دو مرحله ای می شود:

$$w_t = c_p(T_3 - T_4) + c_p(T_5 - T_6) \quad \text{kJ/kg} \quad (5-63)$$

اگر نسبت فشار β_1 برای هر مرحله از توربین گاز یکسان، و دمای بازگرم T_5 برابر با دمای ورودی توربین گاز T_3 باشد، دمای خروجی T_6 مرحله LP توربین گاز برابر با دمای خروجی T_4 مرحله HP توربین گاز

می گردد. با در نظر گرفتن انبساط برگشت ناپذیر در هر دو مرحله، دمای واقعی گاز پس از مراحل HP و LP توربین گاز می شود:

$$T_4 = T_6 = T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\beta_1^{(k-1)/k}} \right) \eta_{it} \right] \quad K \quad (5-64)$$

کار خروجی ویژه توربین گاز در این مورد عبارت است از:

$$w_t = 2c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_1^{(k-1)/k}} \right) \eta_{it} \quad kJ/kg \quad (5-65)$$

توربین گاز با خنک کن میانی و بازگرم

معمولاً خنک کن میانی و بازگرم به طور همزمان به کار گرفته می شوند (شکلهای الف) ۵-۱۳ و (ب) ۵-۱۳ را ببینید). با فرض برابر بودن نسبتهای فشار در هر دو مرحله کمپرسور و مرحله توربین گاز، کار خروجی ویژه خالص نیروگاه توربین گاز می شود:

$$w_{net} = w_t - w_c = 2c_p [(T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)] \quad kJ/kg \quad (5-66)$$

بنابراین قدرت خروجی خالص نیروگاه عبارت است از:

$$P_{net} = m w_{net} = 2m c_p T_3 \left[T_5 \left(1 - \frac{1}{\beta_1^{(k-1)/k}} \right) \eta_{it} - T_1 \frac{\beta_1^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{ic}} \right] \quad kW \quad (5-67)$$

اضافه کردن کلی گرما در محفظه احتراق و بازگرم به صورت زیر داده می شود:

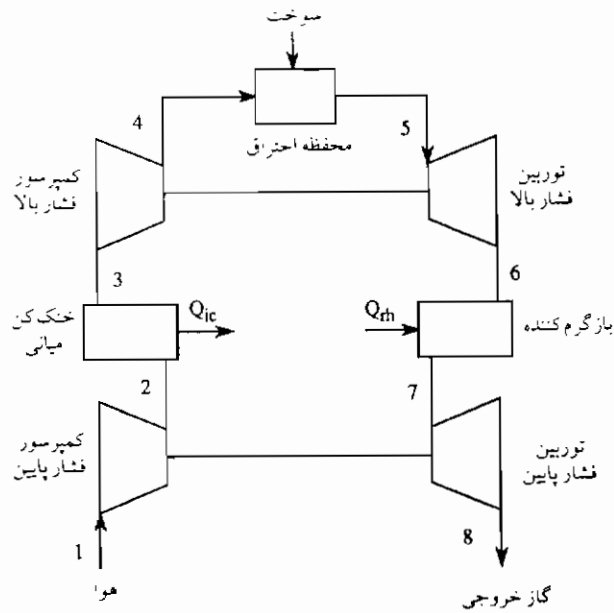
$$Q_{in} = Q_{comb} + Q_{rh} = m c_p [(T_5 - T_4) + (T_7 - T_6)] \quad kJ \quad (5-68)$$

که در آن m نرخ جریان جرم، T_5 و T_7 دمای ورودی مراحل HP و LP توربین گاز، T_4 دمای تخلیه هوای کمپرسور، و T_6 دمای خروجی مرحله HP توربین گاز است.

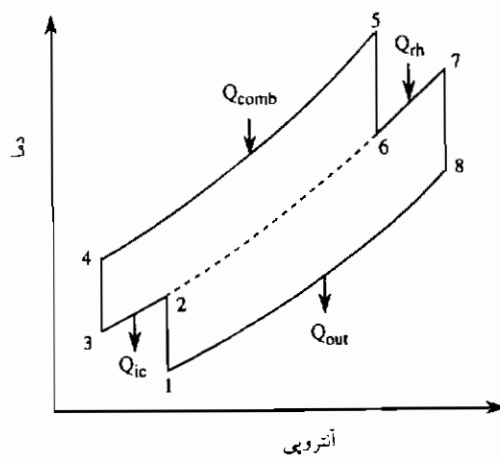
راندمان حرارتی به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th} = \frac{P_{net}}{Q_{in}} \quad (5-69)$$

جنبه های عملی خنک کردن میانی، بازگرم، و چرخه های توربین گاز با بازیابی در قسمت زیر بحث خواهند شد.



(الف)



(ب)

شکل ۵-۱۳. چرخه بازگرم توربین گاز با خنک کن میانی: الف - شکل شمایی نیروگاه: ب - نمودار $T-s$ چرخه

اجزای نیروگاههای توربین گاز

توربینهای گازی سنگین کار پشرفته

در ماه می ۱۹۹۵، تعداد توربینهای گاز سنگین کار صنعتی ساخته شده در سرتاسر جهان ۵۵۰۰ بود. سازنده های اولیه جهانی، بازار جهانی توربین گاز را به شرح زیر در دست دارند:

● جنرال الکتریک - ۳۵۰۰ ماشین یا ۶۴٪

● وستینگهاوس - ۱۳۰۰ ماشین یا ۲۳٪

● ABB - ۵۵۰ ماشین یا ۱۰٪

● زیمنس - ۱۵۰ ماشین یا ۳٪

در سالهای اخیر پشرفتهای قابل توجهی در طراحی توربینهای گاز سنگین کار عظیم الجثه انجام گرفته است. سازنده های اولیه توربین گاز در دنیا - زیمنس (آلمان)، مولد قدرت ABB (سوئیس)، شرکت جنرال الکتریک (ایالات متحده)، شرکت وستینگهاوس (ایالات متحده)، و صنایع سنگین میتسوبیشی (ژاپن) - توربینهای گازی پشرفته نسل دوم و سوم را نیز عرضه کرده اند. دمای ورودی توربین گاز برای دسته اول از ۱۰۰۰°C بیشتر و برای دسته دوم بیشتر از ۱۱۰۰°C است. مشخصات پشرفته ترین توربینهای گاز - ABB GT24 و GT26، توربینهای سری 3A زیمنس V64.3A، V84.3A، و V94.3A، و توربینهای جنرال الکتریک MS501G، MS7001G، و MS9001G - برای کار در حالت های ۵۰ Hz و ۶۰ Hz - در جداول (۴-۵) تا (۶-۵) ارائه می شوند (ABBAG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ آتور، ۱۹۹۵). جدول (۴-۵) همچنین برای مقایسه، حاوی اطلاعات دو ماشین

جدول ۴-۵. اطلاعات عملکرد توربینهای گاز ABB GT8C، GT13E2، و GT26

۶۰ Hz	۵۰ Hz			اطلاعات عملکرد
	GT26	GT13E2	GT8C	
GT24				
۱۷۳	۲۵۴	۱۶۵/۱	۵۶/۸	قدرت خروجی (کلی) MW
۳۰	۳۰	۱۴/۱	۱۵/۹	نسبت فشار کمپرسور
۳۹۰	۵۶۲	۵۰۲	۱۷۹	نرخ جریان جرم، kg/s
۳۸/۱	۳۸/۳	۳۵/۷	۳۴/۱	راندمان (LHV)، %
۹۴۵۰	۹۴۰۰	۱۰۰۸۴	۱۰۴۰۰	نرخ گرما (LHV)، kJ/kWh
SEV/EV/Annular	SEV/EV/Annualr	EV/Annualr	EV/Silo	نوع محفظه احتراق / مشعل
<۲۵	<۲۵	<۲۵	۲۵ ppmv	NO _x (در % O ₂ ، خشک)،

سوخت گاز طبیعی است، شرایط استاندارد ISO برابر ۱۵°C، ۱۳/۰ بار هستند، رطوبت نسبی ۶۰٪، ارتفاع سطح دریا. منبع: مولد قدرت ABB، بادن، سوئیس (اوت ۱۹۹۶).

قدیمی تر GT8C-ABB و GT13E2 است. در حال حاضر، توربینهای گاز تکنولوژی (تیپ) G و H جنرال الکتریک بزرگترین و مؤثرترین توربینهای گاز صنعتی هستند. توربینهای گاز MS7001H و MS9001H صنعتی H از نظر خنک کردن بخار توربین گاز و نشر آلاینده NO_x پایینتر (9 ppm) متفاوتند.

جدول ۵-۵. عملکرد چرخه ساده توربینهای گاز زمینس V64.3A ، V84.3 ، و V94.3A

اطلاعات عملکرد	V64.3A	V84.3A	V94.3A
فرکانس، Hz	۵۰/۶۰	۶۰	۵۰
قدرت خروجی، MW	۷۰	۱۷۰	۲۴۰
راندمان (LHV) ، %	۳۶/۸	۳۸	۳۸
نرخ گرما (LHV) ، kJ/kWh	۹۷۸/۳	۹۴۷۴	۹۴۷۴
نرخ جریان گاز خروجی، kg/s	۱۹۴	۴۵۴	۶۴۰
دمای گاز خروجی، °C	۵۶۵	۵۶۲	۵۶۲
NO_x (در ۱۵٪ O_2 ، خشک)، ppmv	<۲۵	<۲۵	<۲۵

سوخت گاز طبیعی است. شرایط استاندارد ISO برابر ۱۵°C ، ۱۳/۰ بار است، رطوبت نسبی ۶۰٪ ، ارتفاع سطح دریا. منبع: زمینس AG ، ارلانگن، آلمان.

جدول ۵-۶. اطلاعات عملکرد توربینهای گاز صنعتی پیشرفته تکنولوژی G جنرال الکتریک

اطلاعات عملکرد	MS501G	MS70001G	MS9001G
۵۰ Hz			
۶۰ Hz			
قدرت خروجی خالص، MW	۲۳۰	۲۴۰	۲۸۲
دمای آتش کردن، °C	-	۱۴۳۰	۱۴۳۰
راندمان چرخه ساده (LHV) ، %	۳۸/۵	۳۹/۵	۳۹/۵
نرخ گرما (LHV) ، kJ/kWh	۹۳۵۱	۹۱۱۵	۹۱۱۵
نرخ گرما (LHV) ، BTU/kWh	۸۸۶۰	۸۶۴۰	۸۶۴۰
نرخ جریان هوا، kg/s	۵۴۵	۵۵۸	۶۸۵
دمای گاز خروجی، °C	۵۹۳	۵۹۳	-
نشر آلاینده NO_x ، ppm	۲۵	۲۵	۲۵

سوخت گاز طبیعی است. شرایط استاندارد ISO برابر ۱۵°C ، ۱۳/۰ بار است، رطوبت نسبی ۶۰٪ ، ارتفاع سطح دریا. منبع: قدرت، ۱۹۹۵.

اطلاعات عملکرد نیروگاههای با چرخه ساده با توربینهای گاز از نسلهای دوم و سوم در جدولهای (۵-۷) و (۵-۸) خلاصه شده است (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکرو فینک، ۱۹۹۵؛ آتور، ۱۹۹۵). تمام اطلاعات عملکرد در شرایط استاندارد ISO، یعنی در 15°C و $1/0.13$ بار و رطوبت هوای 60% ، برای گاز طبیعی به عنوان سوخت داده شده است.

بر مبنای اطلاعات داده شده در این جدولها، جنبه های اصلی عملکرد توربینهای گاز صنعتی سنگین کار پیشرفته برای تولید قدرت را می توان به شرح زیر خلاصه کرد:

- قدرت خروجی بالای توربین (تا 230 MW در فرکانس 60 Hz و 282 MW در فرکانس 50 Hz)
- قدرت خروجی ویژه بالا (تا 443 kW در 1 kg/s از جریان هوا)
- نرخ گرمای پایین (بین 9770 و 9115 kJ/kWh)
- نسبت فشار بالا (از 15 تا 30)
- دمای ورودی بالای توربین گاز (1235°C یا بالاتر)
- راندمان بالا در حالت عمل با چرخه ساده ($34.5/39.5\%$)
- نشر آلاینده NO_x خشک پایین (به کمی $9-25\text{ ppmv}$ با سوخت گاز طبیعی، که ppmv مشخص کننده قسمت در میلیون به صورت حجمی است)

جدول ۵-۷. مقایسه اطلاعات عملکرد توربینهای گاز نسل دوم

اطلاعات عملکرد	جنرال الکتریک فیات، MHI		وستینگهاوس نو و پیگنون	زیمنس آنسالدو
	MS7001EA	MS9001E ^a	MW501D	V94.2 ^a
قدرت خروجی، MW	۱۲۳/۴	۸۳/۵	۱۰۴/۶	۱۵۳/۶
راندمان چرخه ساده، %	۳۳/۶		۳۴/۸	۳۳/۹
نسبت فشار کمپرسور	۱۲/۳		۱۴	۱۰/۹
نرخ جریان گاز خروجی، t/h	۱۴۷۷		۱۶۴۹	۱۸۳۳
دمای ورودی توربین، $^{\circ}\text{C}$	۱۱۲۴		۱۱۹۳	۱۱۲۵
دمای گاز خروجی، $^{\circ}\text{C}$	۵۳۹		۵۰۹	۵۴۶

a - ماشین 50 Hz ، تمام توربینهای گاز دیگر ماشینهای 60 Hz هستند.

سوخت گاز طبیعی است. شرایط استاندارد ISO برابر با 15°C ، $1/0.13$ بار، رطوبت نسبی 60% ، ارتفاع سطح دریا.

منابع: (۱۹۹۶) ABB AG؛ بکرو فینک، (۱۹۹۵)؛ دودرو (۱۹۹۷)؛ و کالینز (۱۹۹۴).

جدول ۸-۵. مقایسه اطلاعات عملکرد توربینهای گاز نسل سوم

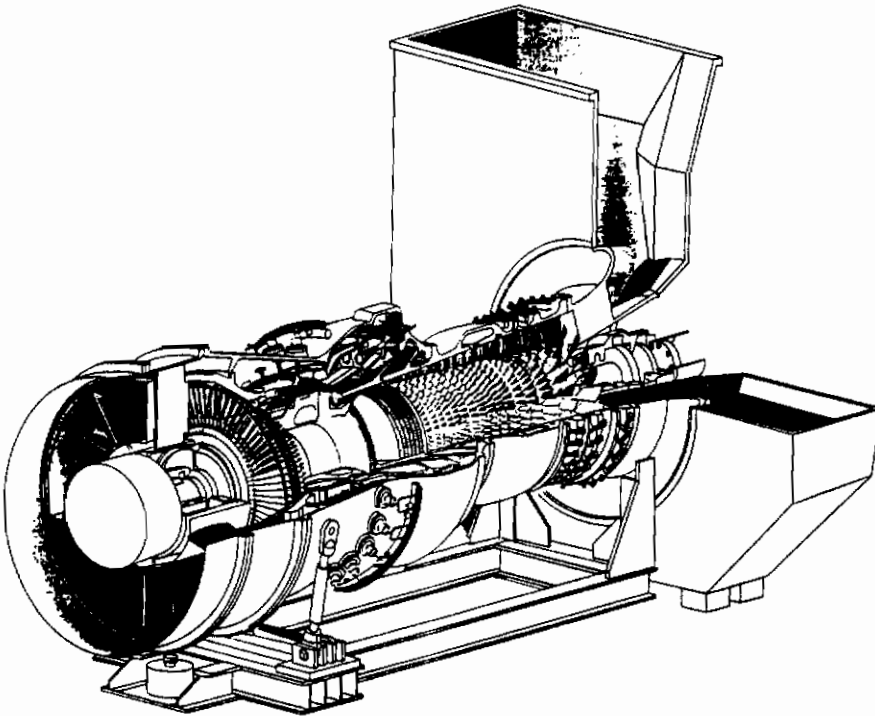
زمینش آمالدو	جیرال الکتریک ترو پیکون			ABB			وستینگهاوس MHI، فیات		اطلاعات عملکرد
	V84.3A ^a	MS9001EC	MS7001FA ^a	MS9001FA	GT24 ^a	GT26	GT11N2 ^a	GT13E2	
							MW501 ^a	FMW701F	TG500SS6
۱۷۰	۲۴۰	۲۱۹	۱۵۹	۲۲۶٫۵	۱۷۳	۲۵۴	۱۵۳	۲۲۷	۱۲۳
۳۸٫۰	۳۸٫۰	۳۴٫۹		۳۵٫۷	۳۸٫۰	۳۸٫۳	۳۵٫۷	۳۷٫۲	۳۴٫۸
۲۵۴	۶۴۰	۵۰۷		۶۱۵	۳۹۰	۵۶۲	۳۷۵	۶۶۶	۴۵۴
	۱۲۰۴-۱۳۴۰	۱۲۹۰		۱۲۳۵			۱۰۸۵	۱۳۵۰	۱۲۵۰
	۵۶۲	۵۵۸		۵۸۹	۶۱۰	۶۰۸	۵۲۴	۵۵۰	۵۲۸
	۱۶	۱۴٫۲		۱۵	۳۰		۱۶	۱۵٫۹	۱۴٫۱

۶۰ Hz : a ، تمام توربینهای گاز، دیگر ماشینهای ۵۰ هرتز.

سوخت گاز طبیعی است. شرایط استاندارد ISO برابر با ۱۵°C ، ۱۰۱۳ بار، رطوبت نسبی ۶۰٪، ارتفاع سطح دریا.

منابع : (۱۹۹۶) ABB AG ؛ پیکرو فیک ، (۱۹۹۵) ؛ آتور (۱۹۹۵) ؛ و کالیتز (۱۹۹۲).

بنابراین این توربینهای گاز فراهم آورنده راندمان بالا، نشر آلاینده NO_x پایین، و الکتریسته با خرج پایین هستند. توربینهای گاز پیشرفته را می توان در نیروگاههای تولید قدرت، نه تنها برای وضعیت اوج بار، بلکه برای وضعیت مبنا و متوسط بار به کار گرفت. طراحی یک توربین گاز پیشرفته، ABB GT26 با محفظه احتراق حلقوی در شکل (۱۴-۵) نشان داده می شود.



شکل ۱۴-۵. طراحی توربین گاز پیشرفته با محفظه احتراق حلقوی: توربین ABB GT26

جدول ۹-۵. اطلاعات عملکرد توربینهای گاز ثابت مخصوص حمل و نقل هوایی پیشرفته

مقدار	اطلاعات عملکرد
۴۰-۵۰	قدرت خروجی، MW
۱۲۸۰-۱۳۵۰	دمای ورودی توربین، °C
۳۰-۶۰	نسبت فشار کمپرسور
۳۵۰-۳۷۰	کار خروجی ویژه خالص، kJ/kg
۳۹/۰-۳۹/۹	راندمان حرارتی، %
۱۱۵-۱۳۵	جریان جرمی هوا، kg/s
۴۵۰-۴۷۰	دمای خروجی توربین گاز، °C

توربینهای گاز ثابت پیشرفته مخصوص حمل و نقل هوایی

توربینهای گازی مخصوص حمل و نقل هوایی دارای نسبت فشار و دمای ورودی بالاتری، در مقایسه با توربینهای گاز سنگین کار، دارند؛ بنابراین دارای راندمان حرارتی بالاتری هستند. اخیراً چندین نوع از توربینهای گاز با چرخه ساده مخصوص حمل و نقل هوایی بدیع با راندمان بالا توسعه داده شده‌اند. برای افزایش عملکرد آنها از تزریق بخار، خنک کردن میانی، و بازگرم استفاده می‌شود. می‌توان این توربینها را جانشینی برای نیروگاههای با چرخه مرکب در نظر گرفت؛ ولی حتی پیشرفته‌ترین ماشین مخصوص حمل و نقل هوایی با چرخه ساده در دمای ورودی خیلی بالا به توربین (تا 1500°C) و نسبت فشار کمپرسور خیلی بالا (تا ۶۰) دارای راندمان کمتری از بهترین نیروگاه با چرخه مرکب که در فصل ۶ بحث می‌شوند، خواهند داشت. راندمان خالص توربینهای گاز بهینه شده از نظر آیرودینامیکی با چرخه ساده و با مواد پیشرفته در مسیر گاز داغ و روشهای خنک کننده می‌تواند تا ۵۰٪ برسد. از طرف دیگر، نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای توربینهای گازی صنعتی عظیم الجثه سنگین کار، با عملکرد بالا با راندمان چرخه ساده ۳۹/۵-۳۸/۵٪ (بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ اورکانوسکی ۱۹۹۰) قادر به دست یابی به راندمان کلی تا ۵۸٪ (HHV) و ۶۰٪ (LHV) هستند. جدول (۹-۵) حاوی اطلاعات عملکرد معمول توربینهای گازی مخصوص حمل و نقل هوایی مدرن است.

نیروگاههای توربین گاز مخصوص حمل و نقل هوایی پیشرفته، دارای اجزای اضافی از قبیل: مبدل‌های حرارتی، محفظه‌های احتراقی بازگرم، و مخلوط کننده یا اشباع کننده و هوا و آب هستند. برای کاهش مصرف قدرت کمپرسور از تراکم چند مرحله‌ای با خنک کن میانی استفاده می‌شود؛ بدین منظور از خنک کنهای میانی سطحی و تبخیرکننده استفاده می‌شود. آماده سازی هوای مکش، که شامل پیش خنک کردن هوا یا پیش گرم آن و همچنین غنی سازی آن است، از تعدیل‌های دیگری است که به کار گرفته می‌شود.

انواع توربین گاز مخصوص حمل و نقل هوایی پیشرفته با چرخه ساده به قرار زیر هستند (رایس، ۱۹۹۵؛ ماکچی و دیگران، ۱۹۹۵):

- چرخه توربین گاز با تزریق بخار (STIG)
- چرخه توربین گاز با تزریق بخار و خنک کن میانی (ISTIG)
- چرخه بهبود یافته با خنک کن میانی مخلوط نشده (ICR)
- چرخه بهبود یافته با تزریق آب (RWI)
- چرخه توربین هوای مرطوب (HAT)

بعضی از آنها در قسمتهای بعدی این فصل مورد بحث قرار خواهند گرفت.

مواد و تکنولوژی پیشرفته برای توربینهای گاز سنگین کار

مواد مرکب

برای دست یابی به راندمان و عملکرد بیشینه، اکنون توربینهای گازی در دمای احتراق حدود 1400°C کار می کنند؛ که مربوط به 1150°C تحت شرایط استاندارد ISO است. پره های توربین در معرض بیشترین بارهای حرارتی و مکانیکی و برخورد شیمیایی می باشند. فقط مواد مرکب قادر به ایستادگی در مقابل این بارها هستند. مواد اساسی فراهم کننده خواص مکانیکی لازم، و پوشش محافظ مقاومت لازم در برابر خوردگی و اکسیداسیون را باعث می شود. برای دستیابی به چرخه عمر پیش بینی شده پره های توربین در حدود حداقل ۵۰۰۰ ساعت، آلیاژهای عالی با مقاومت بالا در مقابل خوردگی و شکست مکانیکی و تنش حرارتی مورد نیاز هستند. آلیاژهای عالی بر مبنای نیکل یا کوبالت و با موازنه عناصری از قبیل کرومیوم، مولیبدیوم، تانگستون، تیتانیوم، و آلومینیوم می باشند. کرومیوم، به خاطر مقاومت برجسته در مقابل خوردگی و اکسیداسیون، یک عنصر مهم در ترکیبات آلیاژهای عالی است. ذوب خلأ و ریخته گری دقیق، موجب استفاده درصد بیشتری از عناصر آلیاژی می شود و بدین ترتیب مقاومت پره در مقابل درجه حرارت بالا را بهبود می بخشد. این روش همچنین ساخت پره های توخالی با اشکال پیچیده جهت خنک کردن هوا را موجب می شود (ABB AG، ۱۹۹۱-۱۹۹۶؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵).

افزایش ۵۰ K در دمای ورودی به توربین گاز افزایش ۵ MW قدرت خروجی در یک توربین گاز ۶۰ MW می شود. این عمل به نوبه خود نیاز به افزایش مقاومت بیشتر مواد پره در مقابل حرارت و بار را موجب می گردد.

روشهای ساخت پیشرفته

اجزای در مسیر داغ توربین گاز، از قبیل پره ها و تیغه ها، در معرض خوردگی و تنش حرارتی قرار دارند. بهبود عملکرد توربینهای گاز را می توان از طریق به کارگیری روشهای پیشرفته ساخت پره حاصل کرد. با ریخته گری دقیق خلأ و فرآیند جامد کردن مستقیم (DS) پره ها، می توان پره های توخالی با اشکال پیچیده و کانالهای داخلی برای هوای خنک کننده ساخت. پره های جامد شده به طور مستقیم می تواند در دمایی حدود ۲۵ K بالاتر از پره های ریخته گری معمولی به کار گرفته شوند. با استفاده از پره های ساخته شده از مواد بدون دانه های مرزی، مثل مواد کریستال ساده، می توان یک افزایش دمای در حدود ۲۵ K دیگر حاصل نمود. قبل از این که این تکنولوژی بتواند برای ساخت پره های طولتر و سنگینتر (تا ۳۵۰ mm و ۵ kg) برای توربینهای احتراق صنعتی به کار گرفته شود، حل مسائلی چند

ضروری است. عمر لازم خدمت باید تا ۱۰۰/۰۰۰ ساعت باشد.

با استفاده از روش مقاوم سازی نشر اکسید^۱ (ODS) و مواد سرامیکی پیشرفته، می توان حتی مواد مناسب در دماهای بالاتر را ممکن ساخت (چک^۲ و دیگران، ۱۹۹۴؛ شولنبرگ^۳، ۱۹۹۵؛ بنیستر^۴ و دیگران، ۱۹۹۵؛ و کالینز، ۱۹۹۴). مقاومت مواد ODS تقریباً تا ۱۰۰۰°C ثابت باقی می ماند؛ ولی کمی کمتر از آلیاژهای ریخته گری دقیق بر مبنای نیکل دار است. بنابراین مواد ODS در پره های ثابت و جامد که کمی خنک می شوند، به کار می رود. این مواد قابل ریخته گری نیست؛ بنابراین برای تولید پره هایی با فضاهاى خالی خنک شونده، فرآیند ساخت پیچیده ای لازم است.

استفاده از مواد سرامیکی برای پره های توربینها، می تواند عملکرد آنها را به اندازه قابل ملاحظه ای بهبود بخشد. با استفاده از این مواد می توان به بیشترین افزایش دمای پره دست یافت؛ بنابراین بهبود قابل ملاحظه ای در رانندمان و عملکرد عرضه می دارند. ولی قابلیت اعتماد و خواص مکانیکی آنها، قبل از به کارگیری به مقدار زیادی بهبود داده شود و هزینه تولیدشان کاسته گردد.

پوشش محافظ

پوشش ویژه بر روی مواد مرکب، برای محافظت مواد پره در مقابل برخورد شیمیایی و حرارتی گاز داغ مورد استفاده قرار می گیرد. پوششهای ضد خوردگی، برای جلوگیری از خوردگی و یا اکسیداسیون پره در دمای بالا استفاده می شود. اثر خوردگی بستگی به نوع آلودگی گاز داغ و دمای گاز و سطح پره دارد. اکسیداسیون با دما به صورت نمایی افزایش می یابد و به خاطر وجود محتوای زیاد O_2 در گاز داغ، غیر قابل اجتناب است. پوشش پخش کرم دار، محافظت مؤثری برای مراحل پره عقب تا دمای سطح پره تا ۸۰۰°C فراهم می آورد. در دماهای بالاتر، مواد مرکب پیچیده تری مثل: $MCrAlY$ (M برای CO و Ni، Cr برای کرم، Al برای آلومینیوم، Y برای یتروم است) به عنوان پوشش محافظ استفاده می شود (چک و دیگران، ۱۹۹۴؛ شولنبرگ، ۱۹۹۵؛ بنیستر و دیگران، ۱۹۹۵؛ و کالینز، ۱۹۹۴). اثر محافظتی آنها بر مبنای تشکیل لایه ضخیم اکسید آلومینیوم، بر روی سطح پوشش است که از لحاظ حرارتی باید بسیار پایدار باشد. بقیه عناصر، فعالیت آلومینیوم را کنترل می کنند و لایه اکسید را در محل نگه می دارند و پوشش را با خواص مواد اصلی سازگار می سازند.

این پوشش با استفاده از فرآیند خلأ پخش پلازما انجام می شود؛ که این روش یک پوشش ضخیم با خواص اتصالی عالی فراهم می آورد و از اکسیداسیون در حال انجام عمل پوشش، جلوگیری

1. Oxide-dispersion-strengthened

2. Czech

3. Schulenberg

4. Bannister

می کند. ضخامت این لایه به دلایل مکانیکی نباید از حدود 0.4 mm بیشتر باشد. افزایش تنشهای حرارتی و مکانیکی، بهبود مواد MCrAlY نسل اول را، به خصوص از نظر اکسیداسیون و شکست حرارتی، ایجاب می کند. همه پوششهای تشریح شده در این جا در ضمن عمل توربین به مصرف می رسد. در حال حاضر عمر خدمت آنها خیلی کمتر از مواد پره است؛ بنابراین این پوششها باید پس از حدود ۲۵۰۰۰ ساعت کار تعویض شوند.

پوششهای محافظ حرارتی

پوششهای محافظ حرارتی (TBCs) پره های توربین در دمای بالای محفظه احتراق مورد استفاده قرار می گیرند. یک چنین پوششی معمولاً حاوی یک لایه سرامیک خارجی از زیرکونیا^۱ (ZrO_2) که با ۷٪ ایتریا^۲ پایدار شده و یک لایه اتصال فلزی از آلیاژ MCrAlY است (چک و دیگران، ۱۹۹۴). این لایه سرامیکی دارای خاصیت هدایت حرارتی پایین است، و بنابراین جریان گرما از گاز داغ به پره را کاهش می دهد. بدین ترتیب دمای پره کم می شود.

مواد TBC چندین سال است که در موتور هواپیماهای با عملکرد بالا مورد استفاده قرار می گیرد. استفاده از این پوششها بر روی پره های توربینهای گاز صنعتی باعث افزایش دمای ورودی توربین تا حدود 1100 K همراه با بهبود بیشتر برای راندمان می شوند.

عمر خدمت رضایت بخش برای TBC، با محدود کردن ضخامت لایه سرامیک حاصل می شود. ضخامت حدود 0.25 mm ، برای کاهش دمای پره به اندازه 1100 K کافی است. برای به کارگیری TBC دو روش اساسی مورد استفاده قرار می گیرند: اسپری حرارتی و نشست فیزیکی بخار (PVD) (چک و دیگران، ۱۹۹۴؛ شولنبرگ، ۱۹۹۵). اخیراً پوششهای PVD نتایج بهتری دارند، ولی گرانتر هستند؛ بنابراین در پره های قسمت چرخنده (روتور) در موتورهای هواپیما از پوشش PVD، و در پره های ثابت، از پوشش پخش پلاسما استفاده می شود. استفاده مشابه از این دو روش برای توربینهای گاز صنعتی پر کار پیش بینی می گردد.

مواد پیشرفته و تکنولوژی ساخت توربینهای گاز تشریح شده در بالا، پیچیدگی و هزینه این توربینها را افزایش می دهد. پیش بینی می شود که به خاطر به کارگیری آنها در توربینهای گاز صنعتی همراه با روشهای نسبتاً پیچیده خنک کردن، در چند سال آینده، توربینهای گاز با دمای ورودی بیش از 1500°C توسعه داده شوند (کالینز، ۱۹۹۴). راندمان حدود ۶۰٪ برای نیروگاه با چرخه ترکیبی با چنین توربینهای گاز انتظار می رود.

تکنولوژی خنک کاری توربین گاز

اجزای در مسیر گاز داغ توربینهای گاز از قبیل محفظه گاز داغ، تیغه ها، و پرّه ها باید خنک شوند. اولین هدف خنک کردن توربین گاز، به دست آوردن بالاترین دمای ورودی ممکن به توربین گاز با دمای مجاز مواد در مسیر گاز داغ و کمترین مقدار دفع حرارت است؛ دومین هدف، به دست آوردن توزیع یکنواخت دمای توربین گاز با هدف کاهش پخش NO_x می باشد. بالاترین دمای ورودی به توربین گاز باعث افزایش قابل ملاحظه راندمان حرارتی می شود.

نرخ انتقال حرارت به محیط خنک کننده با استفاده از موارد زیر افزایش می یابد:

- برخورد به صورت جت محیط خنک کننده
- گسترش سطح، توسط پرّه های به صورت سوزن و نوار
- فیلم خنک کننده بر روی سطوحی که قرار است خنک شوند

این موارد باعث خنک کردن با راندمان بالاتری می شود و سبب استفاده دمای اشتعال بالاتری در محفظه احتراق توربین گازی می گردد؛ بنابراین راندمان نیروگاه توربین گاز را افزایش می دهد.

به هر حال، خنک کردن توربین گاز باعث یک اتلاف ترمودینامیکی به خاطر انتقال حرارت به محیط خنک کننده می شود. این محیط خنک کننده، مثلاً هوای اخذ شده از کمپرسور، با سیال عامل در توربین گاز مخلوط می گردد. جریان هوای خنک کننده زیادی برای خنک کردن لازم است. بحث بیشتر در قسمتهای زیر آورده می شود.

محفظه های احتراق و مشعلهای با نشر پایین توربین گاز

مقدمه

فاکتورهای اصلی مؤثر در تولید NO_x در محفظه احتراق توربین گاز، به شرح زیر هستند (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکرو فینک، ۱۹۹۵؛ لفره^۱، ۱۹۹۵؛ دوبلینگ^۲ و دیگران، ۱۹۹۶).

● دمای اشتعال

● در دسترس بودن اکسیژن

● مدت زمان احتراق

تشکیل NO_x اصولاً در دمای بالا از قبیل دمای شعله محفظه احتراق در توربین گاز صورت می پذیرد. دمای شعله بستگی به نسبت هوای اضافی λ دارد. این کمّیت در مورد احتراق استوکیومتری ($\lambda = 1$) بالاترین مقدار را دارد (در صورتی که تجزیه حرارتی وجود نداشته باشد). کمتر از این سطح، دمای

شعله بالاتر است؛ ولی اکسیژن کمتری برای تشکیل NO_x در دسترس بوده، زیرا که بیشتر آن صرف احتراق می شود. بالاتر از این سطح، مقدار NO_x کاهش می یابد؛ زیرا که هوای اضافی داخل شعله، دمای آن را پایین می آورد.

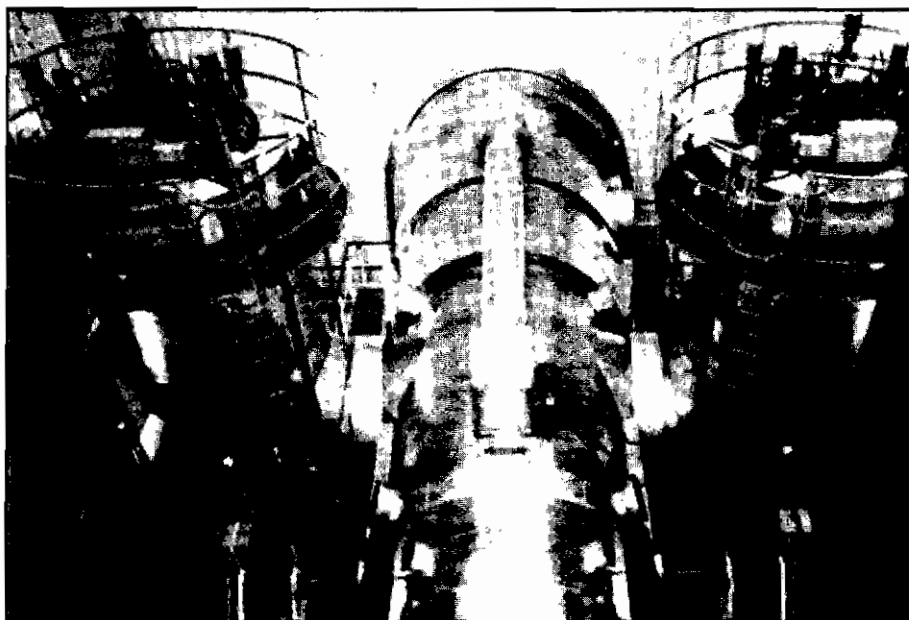
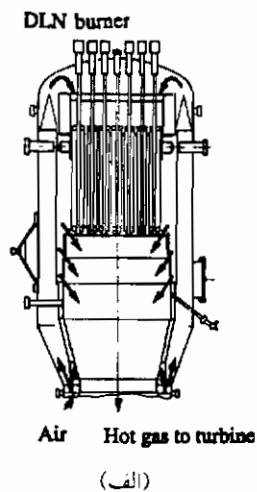
نسبتهای هوای اضافی خیلی پایین، از نقطه نظر تشکیل NO_x سودمند هستند؛ ولی برای راندمان، بسیار تعیین کننده اند و باعث تولید مقدار زیادی CO و هیدروکربنهای نسوخته (UHC) می شوند. معمولاً محفظه های احتراق توربین گاز با نسبت هوای اضافی بالا عمل می کنند که باعث احتراق سوخت به صورت کامل و پایدار در سرتاسر محدوده بار می شود. به وضوح نشر NO_x خیلی بالا خواهد بود مگر این که احتیاطهای از پیش تعیین شده ویژه ای در نظر گرفته شوند. معمولاً سطح NO_x در گازهای خروجی پس از اختلاط با هوای خنک کننده و ثانویه در محدوده ۳۰۰-۱۲۰ ppmv است (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ لفبره، ۱۹۹۵).

کار اصلی محفظه احتراق یک توربین گاز عبارت است از: احتراق مؤثر و کامل سوخت با نشر آلودگی هوای کمینه دو نوع عمده محفظه احتراق توربین گاز وجود دارد: سیلو و حلقوی (بنگرید به شکلهای ۱۵-۵ و ۱۶-۵). دو نوع آرایش محفظه احتراق سیلو شکل بزرگ، یعنی نوع قدیمی عمودی و نوع جدید فشرده افقی، در شکل (۱۷-۵) نشان داده شد.

محفظه احتراق با NO_x پایین و خشک (DLN)

دو نوع مشعل مورد استفاده قرار می گیرند: مشعل نفوذی و مشعل از پیش آبیخته. محدودیتهای نشر NO_x برای توربینهای گاز در ژاپن و ایالات متحده در حال حاضر با روشهای معمول کاهش NO_x به سختی قابل حصول است. گرچه مقدار شاخص ۷۵ ppm (شامل ۱۵٪ اکسیژن) آژانس محافظت از زیست (EPA)، مورد قبول استاندارد فدرال ایالات متحده است، اکنون پروژه های جدید محدودیت کلی پایینتر از ۲۵ ppm را معین می کنند.

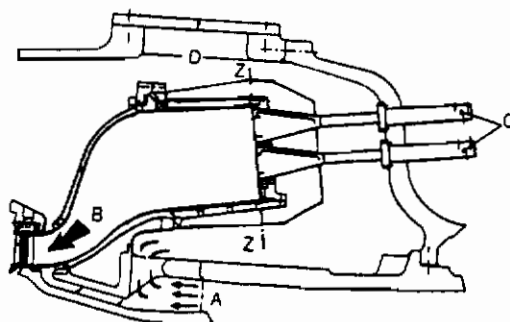
تشکیل اکسیدهای نیتروژن، بستگی به دمای شعله و زمان اقامت مخلوط سوخت و هوا در ناحیه احتراق دارد. برای کنترل نشر NO_x در مشعلهای نفوذی معمولی از روشهای کاهش NO_x تر استفاده می شود که با آب یا بخار به داخل محفظه احتراق تزریق می شود. پایین آوردن دمای شعله توسط تزریق آب یا بخار به داخل شعله، نشر NO_x را تا ۲۵-۷۵ ppm کاهش می دهد (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ لفبره، ۱۹۹۵)؛ ولی این روش مقدار زیادی آب به عمل آورده شده را لازم دارد و باعث کاهش راندمان توربین گاز و افزایش نشر CO به واسطه احتراق ناکامل می شود. تزریق بخار اثر کمتری بر راندمان دارد و قدرت خروجی را افزایش می دهد. روش دیگر کاهش NO_x به نام «کاهش کاتالیزوری انتخابی» (SCR)، مخارج عمل را افزایش و راندمان را پایین می آورد.



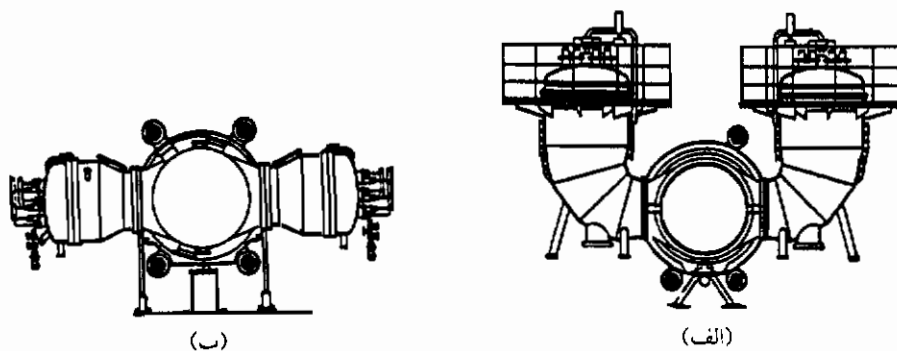
Gas Turbine with
Silo-Type Combustion Chambers

(ب)

شکل ۱۵-۵. الف. شکل شمایی یک محفظه احتراق به شکل سیلو؛ ب. عکس یک توربین گاز با دو اتاق احتراق به شکل سیلو



شکل ۱۶-۵. محفظه احتراق حلقوی: A تخلیه کمپرسور، B خروجی محفظه احتراق، C مشعل با NO_x پایین



شکل ۱۷-۵. الف - آرایش عمودی و ب - آرایش افقی محفظه‌های احتراق از نوع سیلو

توسعه محفظه‌های احتراق و مشعل NO_x پایین خشک (DLN)، یکی از مهمترین پیشرفتهای اخیر در تکنولوژی توربین گاز است. محفظه‌های احتراق DLN با سوزاندن مخلوط رقیقی از سوخت و هوا، کاهش چشمگیری در نشر NO_x را مقدور می‌سازند. بدین ترتیب، می‌توان از استفاده روشهای گران و پیچیده مرحله‌ای کردن سوخت و هوا اجتناب کرد. سوخت و هوا قبل از ورود به داخل منطقه شعله از طریق افشانه‌های چندتایی با کنترل دقیق سوخت و هوا مخلوط می‌شوند. در محفظه‌های احتراق DLN از نوسانات شعله، که باعث ارتعاش شده و بر عمر محفظه احتراق اثر می‌گذارد، جلوگیری خواهد شد. محفظه‌های احتراق DLN از محفظه‌های احتراق نفوذی پیچیده‌تر هستند. محفظه‌های احتراق و مشعلهای DLN در دسترس فقط در محدوده حدود ۵۰ تا ۱۰۰٪ بار در حالت از پیش آمیخته عمل می‌کنند. در سطوح پایینتر قدرت خروجی، مثلاً از لحظه شروع تا حدود ۵۰٪ بار،

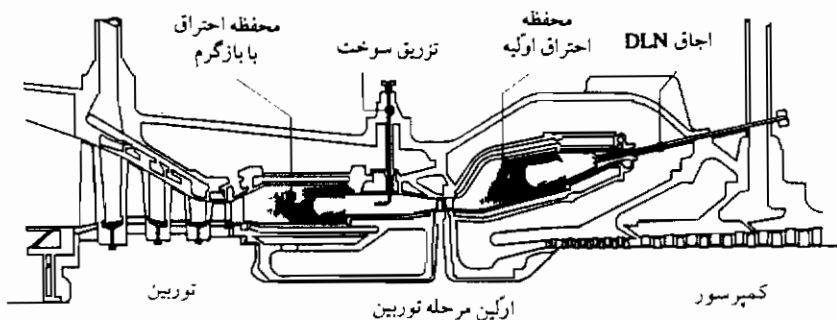
تزریق آب بخار باید استفاده شود تا نشر NO کنترل شود.

محفظه های احتراق DLN موجود فقط برای سوزاندن گاز طبیعی و حاصل تقطیرات سبک کاملاً مناسب دارند؛ بنابراین محفظه های احتراقی و مشعلهای DLN با قابلیت انعطاف سوخت بیشتری مورد نیاز است. آنها باید قادر به سوزاندن سوختهای گازی LHV و نفتهای سنگین با کیفیت پایین تحت محدوده بار کامل زیر حدود آلاینده ها باشند.

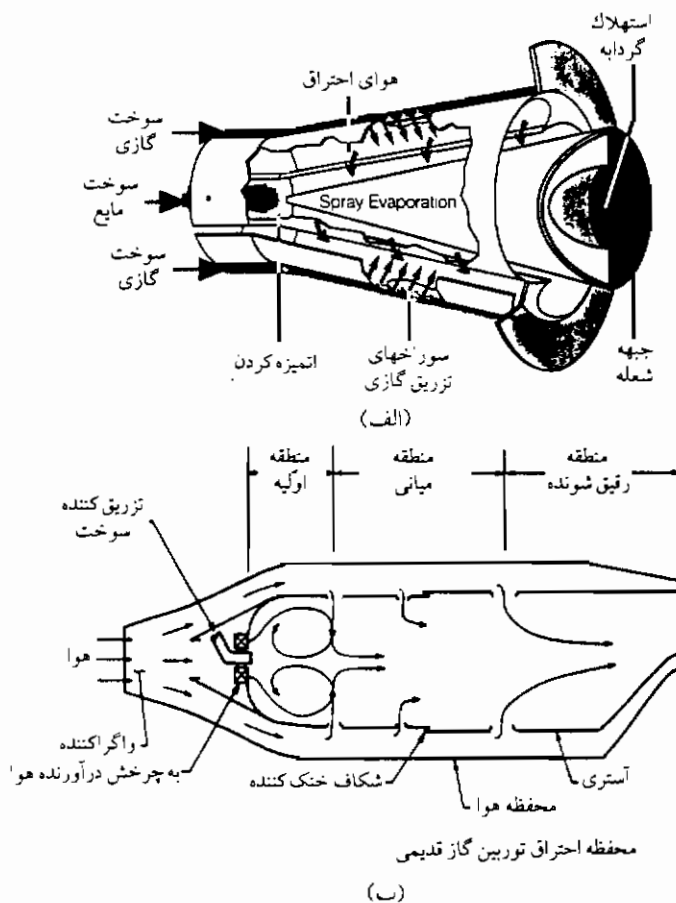
طراحی محفظه های احتراق و مشعل از پیش آمیخته DLN توسط سازنده های عمده توربین گاز دنیا معرفی شدند. یک محفظه احتراق حلقوی مفید برای محیط زیست با احتراق ABB دو مرحله ای (سوئیس) در شکل (۱۸-۵) نشان داده شد (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ دوبلینگ و دیگران، ۱۹۹۶). یک مشعل DLN EV از نوع ABB در شکل (الف) ۱۹-۵ و برای مقایسه، محفظه احتراق نفوذی معمولی در شکل (ب) ۱۹-۵ نشان داده می شود.

مشعل EV دارای یک طراحی ساده است و می تواند سوخت گازی و یا مایع را بسوزاند. نشر NO_x را می توان تا زیر ۱۰ ppm برای گاز طبیعی بدون تزریق آب یا بخار و زیر ۲۴ ppm برای سوخت نفتی با تزریق آب کاهش داد. مشعل EV نیز دارای نشر خیلی کمی CO و HC است، گرچه کاهش انتشار NO_x که معمولاً سبب افزایش نشر منواکسید کربن CO و UHC می شود.

این مشعل EV یک مخروط به طول ۴۰۰ mm و قطر ۱۵۰ mm است. هوای احتراق به صورت مماسی از دو شکاف جانبی ورودی وارد مشعل می شود و سوخت گاز از طریق تعدادی سوراخ بسیار ریز در لبه های آنها تزریق می گردد. مخلوط رقیقی از سوخت با هوا (نسبت بالایی از هوای اضافی) از مخروط خارج و وارد شعله می شود. در خروج از مشعل، این گردابه از بین می رود و منطقه با گردش مجدد را به وجود می آورد که شعله را در فضای آزاد پایدار می سازد. دمای احتراق در حدود ۵۰۰ K پایینتر از حالت مشعل نفوذی معمولی است؛ بنابراین نشر NO_x پایین حاصل می شود. سوخت مایع از طریق یک افشانه پودرکننده پخش و در مخروط تبخیر می گردد.



شکل ۱۸-۵. محفظه احتراق NO_x پایین خشک با ترتیب احتراق سوخت برای چرخه بازگرم



شکل ۱۹-۵. الف. مشعل NO_x پایین خشک دوسوختی؛ ب. محفظه احتراق پخش معمولی

مشعل EV برای هر دو محفظه احتراق از نوع سیلو و حلقوی مناسب است. بستگی به ظرفیت توربین گاز، محفظه های از نوع سیلو دارای ۵۴-۱۹ مشعل هستند. نشر NO_x برای مشعلهای نفوذی در محفظه های احتراق از نوع سیلو از ۲۵۰ به ۵۰۰ ppmv و در مشعلهای LDN از ۱۰ به ۲۵ ppmv کاهش می یابد. محفظه احتراق حلقوی ABB توربین گاز سنگین کار GT13E2 دارای ۷۲ مشعل به صورت چهار ردیف در اطراف یک طوق است، که در مورد گاز طبیعی مقادیر NO_x مادون ۲۵ ppm را حاصل می کند.

محفظه های احتراق از نوع سیلوی بزرگ، احتراق کامل سوخت با UHC کمینه و عملاً بدون CO برای محدوده عمل عادی را حتمی می سازند. آنها می توانند سوختهای متفاوت وسیعی از ۱.۱ تا

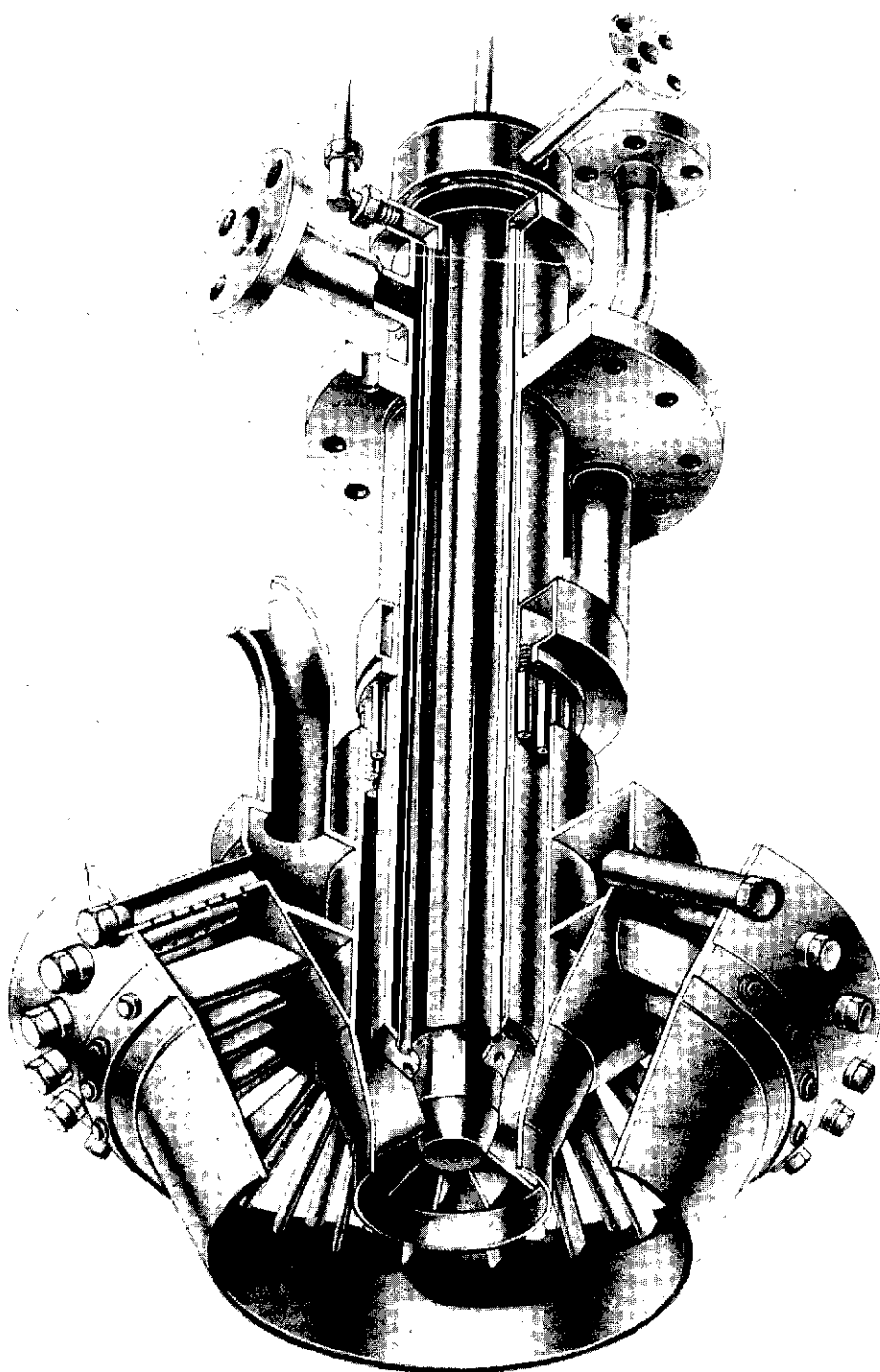
HHV سوختهای گازی و یا مایع شامل نفتهای سنگین به عمل آورده شده را محترق کنند. هر محفظه احتراق معمولاً مجهز به مشعلهای چندگانه دو سوختی است که قادر به سوزاندن گاز طبیعی و یا حاصل تقطیرات سبک هستند. مشعلهای DLN می توانند در حالتی احتراق نفوذی یا از قبل مخلوط شده عمل کنند. تشکیل NO_x حرارتی در حالت از پیش آمیخته تا مقادیر خیلی کم پایین می آید. اگرچه حالت پیش آمیخته احتراق سوخت کامل و پایدار با تشکیل NO_x پایین، فقط در محدوده بار از حدود ۵۰٪ تا ۱۰۰٪ را مقدور می سازد. در بارهای پایینتر، احتراق نفوذی با تزریق بخار یا آب باید به کار گرفته شود. یک مشعل پیوندی، از قبیل مشعل نشان داده شده در شکل (۲۰-۵)، رسیدن به نشر NO_x خیلی پایین، یعنی مادون محدوده تعیین شده و بدون تزریق بخار و آب، یا یک سیستم SCR پایین دستی را مقدور می سازد. در محدوده توان کم، تزریق آب و یا بخار آب می باید جهت کنترل نشر NO_x به خدمت گرفته شود.

اثر دمای آتش کردن بر روی پخش NO_x و CO از توربین گاز در شکل (۲۱-۵) نشان داده می شود. در محدوده دمای $1650-1400^\circ\text{C}$ ، نشر این دو آلاینده هوا نسبتاً پایین است. به دلیل این که دمای اشتعال در احتراق مرحله ای مابین محدوده بهینه نگه داشته می شود، این نشر کاهش می یابد (بنگرید به شکل ۲۲-۵). اثر بار توربین گاز بر روی پخش NO_x ، CO، دود، و UHCs در شکل (۲۳-۵) نشان داده می شود.

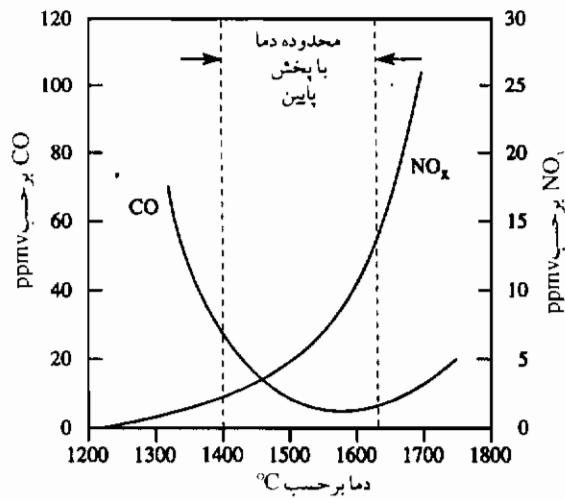
احتراق کاتالیزوری در توربینهای گاز

احتراق کاتالیزوری، نشر ماورای پایین آلاینده ها را امکان پذیر می سازد (NO_x زیر ۳ ppm، CO و UHCs در محدوده یک رقمی). محفظه های احتراق کاتالیزوری مشابه با تکنولوژی (DLN)، مخلوطهای سوخت و هوا ماورای رقیق را می سوزانند؛ ولی کاتالیزورهای سرامیکی - که اخیراً مورد استفاده قرار می گیرند - نمی توانند در مقابل تناوبی بودن حرارتی به خاطر کار توربین گازی مقاومت کنند. برای اجتناب از استفاده از کاتالیزورهای سرامیکی، دما در منطقه این کاتالیزور باید به یک محدوده مناسب برای کاتالیزورهای فلزی کاهش داده شود. با کنترل دقیق شرایط جریان در داخل محفظه احتراق کاتالیزوری می توان به این وضعیت دست یافت.

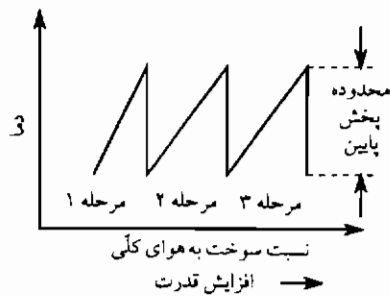
محفظه های احتراق کاتالیزوری می توانند از بعضی از مسائل عملکردی و امنیتی مربوط به محفظه های احتراق DLN، از قبیل شعله ور شدن اتفاقی سوخت در بالادست مشعل؛ یا نوسانات فشار با فرکانس بالا به خاطر ناپایداری شعله - که می تواند باعث ارتعاشات ماشین شود و عمر توربین گاز و مولد بخار با بازیافت گرما را کاهش دهد - جلوگیری کنند.



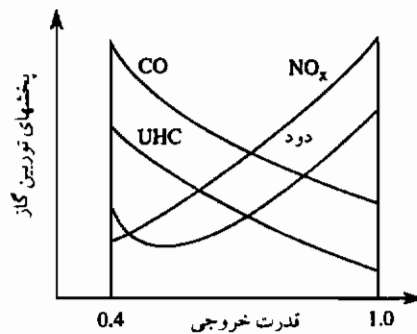
شکل ۲۰-۵. عکس از مشعل پیوندی زمینی



شکل ۵-۴۱. اثر دمای اشتعال بر روی نشر CO و NO_x



شکل ۵-۴۲. احتراق مرحله‌ای در محدوده دمای نشر پایین



شکل ۵-۴۳. اثر قدرت خروجی توربین گاز بر روی نشر CO ، NO_x ، دود، و هیدروکربنهای نسوخته (UHC)

اگر از لحاظ تجاری اثبات شود، محفظه های احتراق کاتالیزوری می توانند تکنولوژیهای DI.N و SCR را منسوخ کنند؛ زیرا آنها نشر NO_x و CO را در محدوده یک رقمی از ppm با هزینه کلی بسیار کمتری موجب می شوند.

سیستم محفظه احتراق کاتالیزوری زنون^۱، توسعه یافته توسط شرکت سیستمهای احتراق کاتالیزوری (مانتین ویو، کالیفرنیا)^۲ و محفظه های احتراقی شرکت احتراق دقیق (نیوهیون، کانیتکات)^۳، در سالهای ۱۹۹۷-۱۹۹۶ در بعضی توربینهای گاز صنعتی نصب شدند.

توربینهای گاز با تزریق بخار

همان طور که در قسمت قبلی ذکر شد، برای کنترل نشر NO_x می توان آب یا بخار آب را به داخل محفظه احتراق توربین گاز تزریق کرد. باید گفته شود که گرچه تزریق آب نشر NO_x را کاهش می دهد؛ ولی این کار اثر نامطلوب بر رانندمان توربین گاز دارد. به هر حال بخار در یک نیروگاه توربین گاز با تزریق بخار آب، هم NO_x را کنترل می کند؛ و همچنین قدرت خروجی را افزایش می دهد (رایس، ۱۹۹۵؛ ماک و دیگران، ۱۹۹۵؛ چیس و دیگران^۴، ۱۹۹۵). انواع مختلفی از نیروگاههای توربین گاز با تزریق بخار آب یا آب، در سالهای اخیر توسعه داده شده اند. بخار تزریق شده در تمام موارد و برای یک دمای ورودی معین توربین (TIT)، تولید قدرت بیشتری می کند؛ ولی گرمای ورودی اضافی برای گرم کردن بخار تا دمای ورودی کامل توربین گاز لازم است، بنابراین همیشه افزایش در رانندمان به دست نمی آید. این تزریق بخار یا آب در هر نقطه ای در طول مسیر گاز به توربین گاز می تواند صورت بگیرد؛ ولی به خاطر به کارگیری خنک کردن، دمای اشتعال را می توان بیشتر افزایش داد؛ در نتیجه رانندمان توربین گاز افزایش خواهد یافت.

شکل شمایی از نمودار نیروگاه STIG با چرخه ساده در شکل (الف) ۲۴-۵ نشان داده می شود. بخار را می توان در اطراف منفذهای سوخت در محفظه احتراق و به داخل خروجی کمپرسور جهت مخلوط کردن با هوای خروجی تزریق کرد. اختلاط بخار آب و هوا را می توان به عنوان خنک کننده برای تیغه های افشانه ای مرحله اول شپوره، مورد استفاده قرار داد. جریان بخار ورودی به توربین گاز، کار تولید کرده؛ بنابراین قدرت خروجی را افزایش می دهند و به خنک کردن فیلمی تیغه ها کمک می کند؛ در نتیجه نرخ جریان جرم افزایش یافته در داخل توربین گاز به خاطر تزریق بخار، قدرت خروجی توربین گاز را در جریان هوای یکسان به اندازه ۴۰-۱۰٪ افزایش می دهد. در چرخه توربین گاز بازگرم، بخار آب را می توان هم در محفظه احتراق اصلی و هم در مرحله بازگر تزریق

1. Xonon

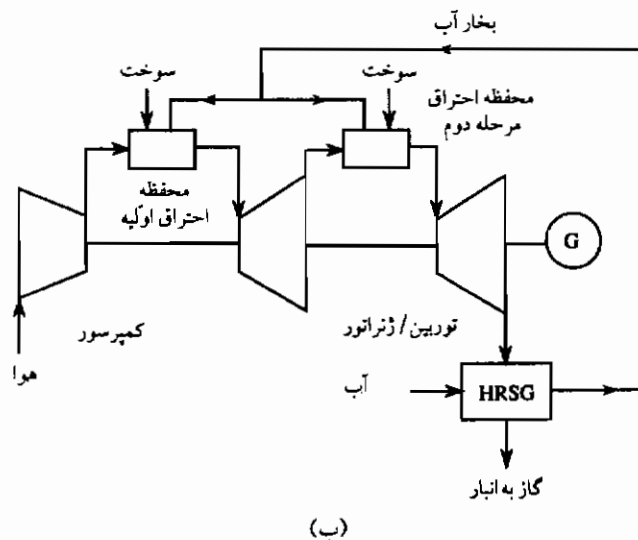
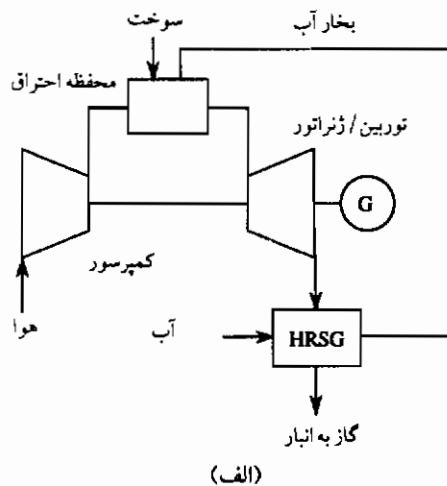
2. Mountain View, California

3. New Haven, Connecticut

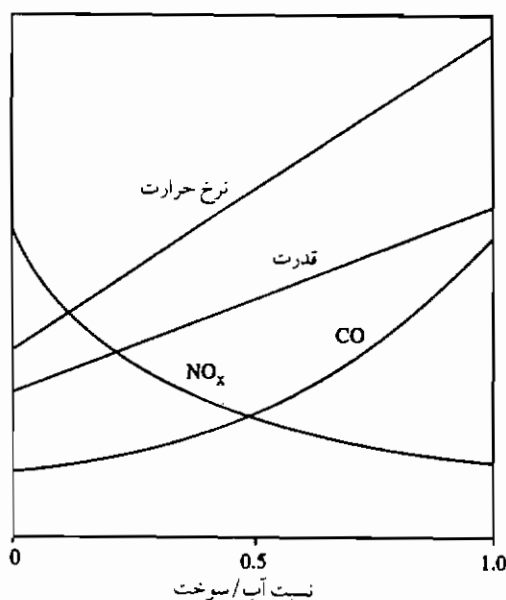
4. Chiesa

کرد (شکل (ب) ۵-۲۴ را ببینید).

واضح است که تزریق آب یا بخار آب به دلیل پایین آوردن دمای شعله، نشر NO_x را کاهش می دهد. اثر تزریق بخار (آب) بر روی نشر NO_x و CO ، همچنین بر روی قدرت خروجی و نرخ گرمای نیروگاه توربین گاز در شکل (۵-۲۵) نشان داده می شود. کاهش نشر NO_x بستگی به جرم آب، یا بخار آب تزریق شده در واحد جرم سوخت دارد. در نسبت ۱، فاکتور کاهش معمولی در حدود ۵ با



شکل ۵-۲۴. نمودار شمایی از: الف - چرخه ساده؛ ب - نیروگاههای توربین گاز با تزریق بخار آب و چرخه بازگرم



شکل ۲۵-۵. اثر نسبت آب/سوخت بر روی نشر NO_x و CO، قدرت خروجی، و نرخ گرمای نیروگاه توربین گاز

آب و در حدود ۳ با بخار آب است. آب به خاطر تبخیر در داخل شعله، خنک کننده مؤثرتری برای شعله در مقایسه با بخار آب است.

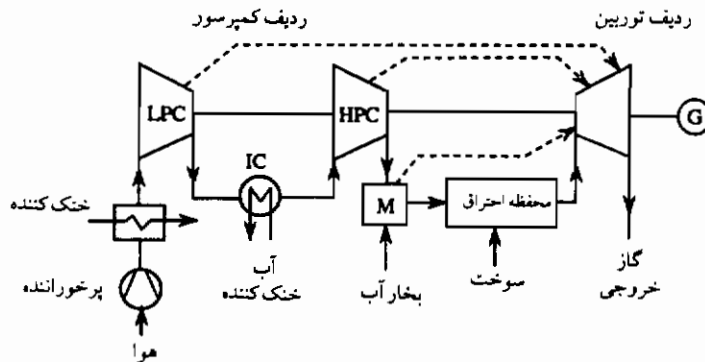
در محفظه های احتراق با سوخت گاز طبیعی، به وسیله تزریق آب یا بخار آب، می توان نشر NO_x تا مقادیر پایین ۴۰ ppmv یا حتی ۲۵ ppmv را به دست آورد؛ ولی این روش کاهش نشر، اثرات نامطلوب زیر را به دنبال دارد: مقدار خیلی زیادی آب بدون مواد معدنی لازم دارد که به خصوص وقتی آب تزریق می شود، راندمان توربین گاز را پایین می آورد. همان طور که قبلاً اشاره شد، به خاطر افزایش جریان جرم در داخل توربین گاز، قدرت خروجی آن افزایش می یابد.

میان سرمایش، تهویه هوای ورودی، و پرخورانی

میان سرمایش، کار ویژه خالص را افزایش و راندمان چرخه توربین گاز ایده آل را کاهش می دهد؛ ولی اثر مثبتی بر روی جرمه راندمانهای چرخه های واقعی دارد. جریان هوای خنک کننده برای سرمایش پره ها به خاطر دمای خنک کنندگی پایین، مورد نیاز است.

همان طور که قبلاً بحث شد، شرایط هوای محیط به مقدار زیادی بر عملکرد نیروگاههای توربین گاز تأثیر می گذارد؛ بنابراین تهویه و پرخورانی هوای ورودی، کار کردن ماشین در وضعیت بهینه، دما و فشار هوای ورودی را مقدور می سازد. اثر تغییرات دمای ورودی هوا در توربینهای گاز پیشرفته به مراتب بیشتر است. بهینه دمای ورودی برای قدرت خروجی پیشینه برابر با 10°C است؛ در نتیجه سرمایش هوای ورودی در دمای محیطی بالاتر و گرم کردن آن در دمای پایینتر مقرون به صرفه است. برای مثال، برای توربین گاز GE، 40 MW صنعتی مخصوص حمل و نقل هوایی LM6000، کاهش دمای ورودی هوا از 38°C به 10°C می تواند باعث 30% افزایش در قدرت خروجی و $4/5\%$ بهبود در نرخ گرما شود. پرخورانی ورودی توسط یک فن از $1/13$ بار به $1/15$ بار، می تواند خروجی را در حدود 20% افزایش دهد (کالپ و یگران، ۱۹۹۵).

یک چرخه توربین گاز پیشرفته نشان دهنده تهویه و آماده سازی هوای ورودی توسط پرخورانی و سرمایش با هدف دست یابی بهبود عملکرد توربین گاز، به خصوص در محدوده دمای بالاتر، در شکل (۲۶-۵) نشان داده می شود. پرخورانی، خروجی توربین را با بالابردن فشار ورودی کمپرسور افزایش و راندمان خالص نیروگاه را کاهش می دهد؛ بنابراین نرخ گرمای خالص نیروگاه افزایش می یابد. قدرت کمکی نسبتاً بزرگی برای راندمان پرخورانی - یعنی حدود $2/4\text{ MW}$ - برای موتور 40 MW لازم است. در آن واحد، پرخورانی دمای ورودی کمپرسور را بالا می برد؛ بنابراین بهبود واقعی در قدرت خروجی توربین را کاهش می دهد؛ در نتیجه پس از پرخورانی، هوا باید خنک شود تا گرمای تراکم خارج گردد. اثر ترکیبی تهویه هوای ورودی، بهبود عملکرد است.



شکل ۲۶-۵. نیروگاه توربین مخصوص حمل و نقل هوایی پرخورانی با سرمایش میانی. LPC و HPC،

کمپرسور فشار پایین و فشار بالا، IC، میان خنک کن، M، مخلوط کن بخار/هوا

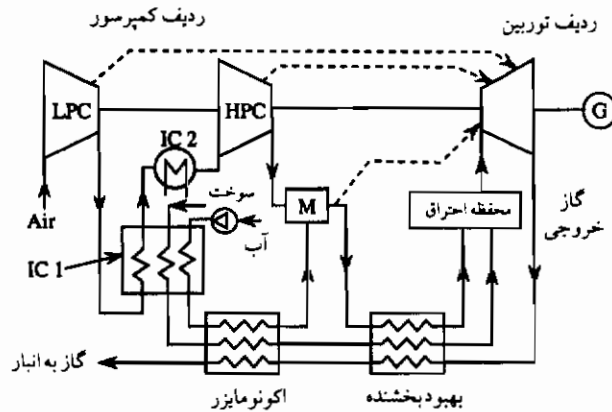
سرمايش تبخیری هوای ورودی، روش مؤثر دیگری از لحاظ هزینه برای بهبود عملکرد نیروگاه است. سرمايش تبخیری، ظرفیت توربین را افزایش نمی دهد؛ بلکه عمل آن را بهینه می کند. اضافه کردن سرمايش تبخیری برخلاف پرخورانی، افزایش اندازه وسایل نیروگاه توربین گازی را ایجاب نمی کند. گرم کردن ورودی در دماهای محیطی مادون 4°C باید به کار گرفته شود. یک خنک کننده تبخیری در پایین دست این پرخوران، باعث برطرف شدن گرمای متراکم شدن به خاطر دمنده که فشار ورودی را از $101/3$ تا 116 kPa بالا می برد می شود و بنابراین اصولاً عملکرد توربین گاز را بهبود می بخشد (کالپ و دیگران، ۱۹۹۵).

برای نگه داشتن ورودی بهینه 10°C در محدوده عمل کامل، یک سردساز جذبی یا یک سردساز تراکمی باید با یک گرم کننده ورودی ضمیمه شود.

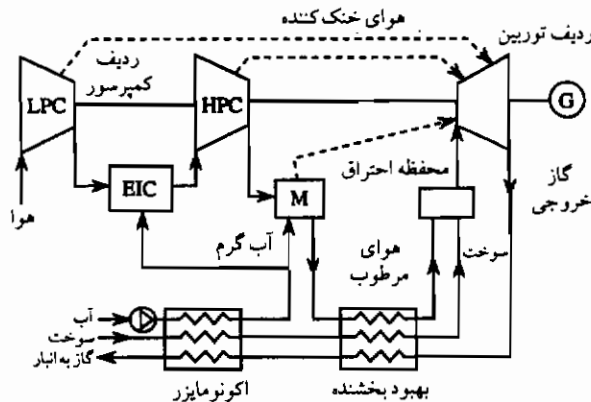
چرخه های توربین بهبود یافته با تزریق آب و هوای مرطوب

چرخه بهبود یافته با خنک کن میانی (ICR)، یک توربین گاز ساده مخصوص حمل و نقل هوایی با یک واحد اضافی بهبوددهنده گرمای تلف شده است. این چرخه، مصرف سوخت ویژه را به مقدار قابل توجهی کاهش می دهد. چرخه ICR به انضمام تزریق کردن آب، یک چرخه تزریق آب بهبود یافته (RWI) را می سازد که می تواند عملکرد توربین گاز از نظر قدرت خروجی و راندمان به طور قابل ملاحظه ای بهبود دهد (ماکی و دیگران، ۱۹۹۵؛ چیسو و دیگران، ۱۹۹۵؛ استکو^۱ و دیگران، ۱۹۹۳؛ کوک و دیگران، ۱۹۹۱).

دو نمودار جریان نیروگاههای RWI در شکل (۲۷-۵) نشان داده می شود. این واحدهای صنعتی RWI نشان دهنده سرمايش میانی هوا در یک سبدل حرارتی تبخیری یا سطحی و، پس سرمايش، و هوای خروجی از کمپرسور HP در تماس مستقیم با افشانه های آب در یک مخلوط کننده هوا و آب است. از یک پیش گرم کننده حرارت اتلافی و یک بهبوددهنده برای بازیافت گرما از گاز خروجی توربین گاز استفاده می شود. این پیش گرم کن، آب تزریقی به داخل خنک کن میانی تبخیری و پس خنک کننده را پیش گرم می کند. مقدار آب تزریقی برای رسیدن به راندمان پیشینه، از مقدار لازم برای اشباع جریان هوا با بخار آب بیشتر است. جریان هوای خروجی از پس خنک کننده، شامل مقدار کمی قطرات آب است؛ که در بهبوددهنده تبخیر می شود؛ بنابراین یک مخلوط هوا و بخار آب همگن تشکیل و قبل از ورود به محفظه احتراق، گرم می شود. سوخت نیز می تواند در پیش گرم کننده و بهبوددهنده گرم گردد.



(الف)



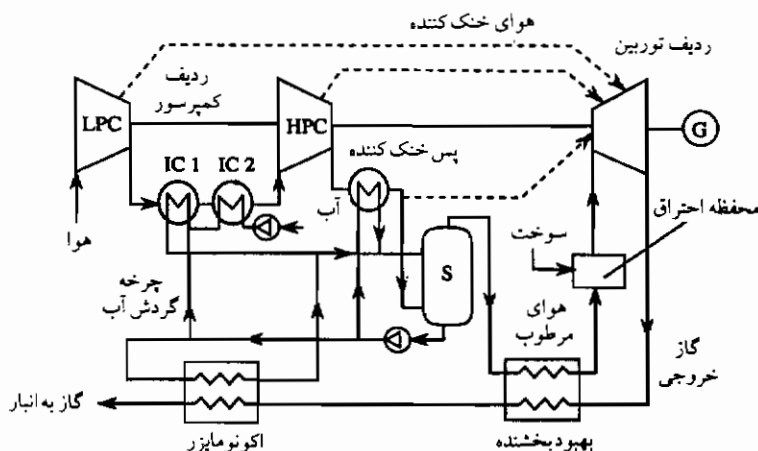
(ب)

شکل ۲۷-۵. چرخه نیروگاه پهپود یافته با تزریق آب و خنک کن میانی با (الف) دو خنک کن میانی از نوع سطحی، IC2 و IC1، و (ب) خنک کن میانی تبخیری (EIC)، LPC و HPC کمپرسور فشار پایین و فشار بالا، مخلوط کننده آب و هوای M.

خنک کن میانی سطحی، هوارا تا حدود 250°C خنک می کند، در حالی که خنک کن میانی تبخیری باید دست یابی به رطوبت نسبی هوای ۹۰٪ را مقدور سازد. برای یک نسبت فشار کلی معین در یک کمپرسور دو مرحله ای، نرخ جریان آب تزریقی به داخل پس خنک کننده و فشار خنک کردن میانی باید بهینه باشد. برای مثال چرخه RWI با TIT برابر با 1250°C و نسبت فشار ۳۰، راندمان بیشینه با نسبت فشار خنک کن میانی ۳/۳ (خنک کن میانی سطحی) و ۵/۷ (خنک کن میانی تبخیری) را به دست می دهد.

چرخه توربین هوای مرطوب (HAT)، یک چرخه توربین گازی با خنک کردن میانی، بهبودبخشنده، مخلوط کن هوا و بخار در یک اشباع کننده، و پس سرمایش است (ماکی و دیگران، ۱۹۹۵؛ چیسو و دیگران، ۱۹۹۵؛ استکو و دیگران، ۱۹۹۳؛ کوک و دیگران، ۱۹۹۱)؛ بنابراین این واحد صنعتی HAT شامل تعدادی خنک کن میانی و پس خنک کننده، اشباع کننده هوا، پیش گرم کن، بهبودبخشنده، محفظه احتراق، و مولد و توربین گاز است. نقشه سیستم عمومی HAT با اشباع کننده در شکل (۵-۲۸) نشان داده می شود. آرایشهای مختلف ممکن نیروگاههای HAT به لحاظ تعداد و نوع خنک کنهای میانی و پس خنک کننده های واقع در خروجی مراحل متراکم کننده LP و HP، با یکدیگر متفاوتند. هوای خروجی از کمپرسور LP می تواند توسط آب با گردش مجدد از انتهای اشباع کننده در خنک کن میانی IC1 و یا توسط آب جبرانی در مبدل حرارتی IC2، در نتیجه اختلاط با آب اشباع کننده بالادست IC1 خنک شود. برای خنک کردن هوای خروجی کمپرسور HP، چندین پس خنک کننده می تواند مورد استفاده قرار گیرد. آب از پیش گرم شده پاشیده شده در بالای اشباع کننده، جریان هوای صعودکننده از انتهای اشباع کننده را مرطوب می کند. چند نمونه از اطلاعات در مورد عملکرد پیش بینی شده چرخه های HAT در جدول (۵-۱۰) ارائه می شود.

چرخه های توربین گاز مخصوص حمل و نقل هوایی پیشرفته مختلفی در جدول (۵-۱۱) مقایسه می شوند. این جدول شامل چرخه توربین گاز با خنک کن میانی (ICC) با بازیافت گرما، چرخه توربین گاز با خنک کن میانی با تزریق بخار و بازیافت گرما (ISTIG)، چرخه توربین گاز با بهبودبخشنده با سرمایش میانی، پس سرمایش، و تزریق آب (RWI)، و چرخه توربین با هوای مرطوب (HAT) است.



شکل ۵-۲۸. نقشه سیستم توربین هوای مرطوب، کمپرسور فشار بالا و فشار پایین LPC و HPC،

خنک کننده های میانی IC1 و IC2، اشباع کننده هوای S

جدول ۱۰-۵. اطلاعات پیش‌بینی شده عملکرد چرخه‌های HAT
بر مبنای توربینهای گاز مخصوص حمل و نقل هوایی پیشرفته

اطلاعات عملکرد	مقدار
نسبت فشار	۱۲/۵-۴۰
دمای ورودی توربین، °C	۱۱۶۰-۱۳۲۰
کار ویژه، kJ/kg	۵۰۰-۷۳۵
راندمان (LHV)، %	۵۳/۵-۵۷/۴

جدول ۱۱-۵. اطلاعات پیش‌بینی شده عملکرد چرخه‌های مختلط بهینه گوناگون

HAT	RWI	ISTIG	ICC	چرخه ساده	اطلاعات عملکرد
				سنگین کار	نوع توربین گاز
۴۸	۳۳	۲۵	۴۶	۳۰	نسبت فشار
۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۵۰۰	۱۲۵۰	دمای ورودی توربین، °C
۰/۷۲	۰/۶۱	۰/۷۴	۰/۷۴	۰/۸۹۲	مصرف آب، kg/kWh
۵۷/۰	۵۵/۱	۵۳/۲	۵۵/۵	۳۹/۷	راندمان، %

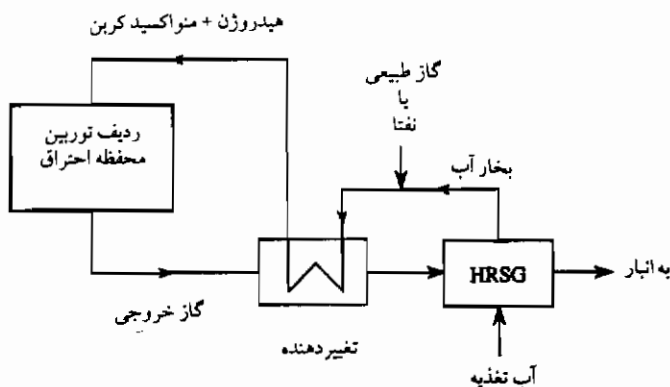
ICC = چرخه مرکب با خنک‌کن میانی، ISTIG = چرخه با تزریق بخار با خنک‌کن میانی، RWI = چرخه با تزریق آب
به‌بودبخشیده شده، HAT = چرخه توربین با هوای مرطوب.

این جدول نشان می‌دهد که سرمایه‌های میانی راندمان و قدرت خروجی نیروگاههای با چرخه ساده، بر مبنای موتورهای هوایی را به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌دهد و چرخه HAT بهترین عملکرد در میان تمام چرخه‌های در نظر گرفته شده را فراهم می‌آورد. حداقل راندمان HAT به بزرگی بهترین چرخه‌های مرکب بر مبنای توربینهای گاز سنگین کار عظیم‌الجثه است.

چرخه HAT در مقایسه با چرخه RWI، دارای امتیازات به خصوصی می‌باشد. چرخه اولی دارای یک حلقه آب با راندمان بهتری، که شامل یک خنک‌کن میانی، پس‌خنک‌کننده، و پیش‌گرم‌کن، و یک اشباع‌کننده برای اختلاط هوا و آب است. آب داغ تولید شده در فرآیندهای مختلف بازیافت گرما جهت مرطوب کردن هوا، در یک اشباع‌کننده با تماس مستقیم و غیرهمسو به کار گرفته می‌شود. گرمای پس‌داده شده در خنک‌کن میانی و توسط گازهای خروجی دما پایین در چرخه HAT با راندمان بهتری استفاده می‌شوند.

نیروگاه با چرخه توربین هوای مرطوب - که به صورت شیمیایی بهبود بخشیده شده (CHAT) - حاوی واحدهای زیر است :

- یک توربین گاز که ضمن سوزاندن مخلوطی از هیدروژن و منواکسید کربن قدرت الکتریکی تولید می کند؛
 - یک تعدیل کننده برای تبدیل گاز طبیعی یا نفتا به داخل مخلوط هیدروژن و منواکسید کربن
 - یک مولد بخار بازیافت گرما (HRSG) برای تولید بخار برای تعدیل کننده گاز طبیعی
- بنابراین گرمای گاز خروجی توربین گاز در تعدیل کننده و HRSG بازیافت می شود. این چرخه دارای پتانسیل راندمان حرارتی بالا و نشر NO_x پایین است. نمودار شمایی نیروگاه CHAT در شکل (۲۹-۵) نشان داده می شود.



شکل ۲۹-۵. نیروگاه چرخه توربین با هوای مرطوب که به صورت شیمیایی بهبود بخشیده شده

مؤخره

توربینهای گاز صنعتی سنگین کار عظیم الجثه مدرن و همچنین ماشینهای مخصوص حمل و نقل هوایی مناسب برای تولید قدرت در محدوده قدرت خروجی متوسط، دارای راندمان بالا تا حدود ۴۰٪ هستند. عامل اصلی این راندمان بالا، مواد پیشرفته و روشهای سرمایش قوی است که کاربرد نسبتهای فشار کمپرسور بالا، به خصوص دمای ورودی توربین گاز بالا که اخیراً تا 1250°C می رسد، را مقدور می سازند. افزایش بیشتری در دمای ورودی توربین گاز تا 1500°C پیش بینی می شود.

توربینهای گاز با سوختهای تمیز، از قبیل گاز طبیعی یا حاصل تقطیرات و سبک، محترق می شوند؛ بنابراین اثر عمده زیست محیطی آنها نشر NO_x است. محفظه های احتراق و مشعلهای بدیع

همراه با تزریق آب یا بخار آب، دست یابی به نشر NO_x در سطوح پایین ppm ۲۵ یا حتی ppm ۹ را مقدور می کنند.

برای توربینهای گاز مخصوص حمل و نقل هوایی، فرآیندهای ویژه چندی، از قبیل STIG، HAT، RWI، و CHAT، دارای قابلیت دست یابی به راندمانهای بالای ۴۰٪ هستند؛ ولی موفقیت واقعی فقط در نیروگاههای با چرخه ترکیبی امکان پذیر است، که در فصل ششم بحث می شوند و راندمانهای حدود ۶۰٪ را می توان به دست آورد.

مسائل

۵-۱ یک نیروگاه توربین گازی تک چرخه ای با یک کمپرسور با نسبت فشار ۱۴ کار می کند. دمای ورودی توربین 1180°C ، دمای مکش کمپرسور 10°C ؛ نرخ جریان جرمی هوا 500 kg/s است. از جرم سوخت می توان چشم پوشی کرد. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین به ترتیب ۸۷٪ و ۹۲٪ می باشد. نمودار جریان و $T-s$ برای این نیروگاه را رسم کنید و الف - کار ویژه کمپرسور و توربین بر حسب kJ/kg ؛ ب - کار ویژه خالص نیروگاه بر حسب kJ/kg ؛ ج - قدرت خروجی نیروگاه بر حسب MW؛ د - دمای خروجی توربین بر حسب $^\circ\text{C}$ ؛ ه - راندمان حرارتی این نیروگاه را محاسبه کنید. فرض کنید که نمای آیزنتروپیک برابر ۱/۴ و گرمای ویژه هوا و گاز برابر $1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ است.

۵-۲ یک توربین گاز با بازگرم دارای دمای ورودی توربین 1230°C ، یک کمپرسور با نسبت فشار ۱۶، و راندمان کمپرسور و توربین به ترتیب ۸۸٪ و ۹۱٪ است. نسبت فشار در مراحل اول و دوم توربین یکسان است. بازگرم تا دمای 1230°C صورت می پذیرد؛ شرایط ورودی کمپرسور 20°C و ۱/۰۱ بار است. فرض کنید که ظرفیت حرارتی سیال عامل برابر با $1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ و نمای آیزنتروپیک آن $k = 1/4$ باشد؛ نرخ جریان جرمی سوخت را می توان نادیده گرفت؛ الف - فشار و دما در تمام حالت های واقعی چرخه؛ ب - کار ویژه توربین و کمپرسور و نسبت های آنها؛ ج - راندمان حرارتی چرخه را تعیین کنید.

۵-۳ یک نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای دارای راندمان کمپرسور و توربین به ترتیب ۸۸٪، ۹۱٪ و نسبت فشار کمپرسور ۱۵ است. نرخ جریان جرمی هوا برابر با 500 kg/s ، سوخت گاز طبیعی با $\text{LHV} = 35 \text{ MJ/m}^3$ و دانسیته $0/76 \text{ kg/m}^3$ می باشد. کار ویژه کمپرسور و توربین، دمای خروجی توربین، قدرت خروجی نیروگاه، نرخ سوخت، راندمان حرارتی، و نرخ گرما را برای دمای محیط 15°C و دمای ورودی توربین 1150°C تعیین کنید. فرض کنید

که فشار مکش کمپرسور برابر با ۱ بار، نمای آیزنتروپیک $۱/۴$ و گرمای ویژه متوسط در فشار ثابت سیال عامل برابر با $۱/۰۵ \text{ kJ/(kg K)}$ است.

۵-۴ یک نیروگاه گازی با چرخه بازیافتی، دارای راندمان کمپرسور و توربین به ترتیب $۰/۸۸$ و $۰/۹۱$ ، اثر بهبودبخش $۰/۷۷$ و نسبت فشار کمپرسور ۱۶ است. کار ویژه کمپرسور و توربین، کار خالص ویژه نیروگاه، دمای خروجی توربین و بهبودبخشده و راندمان حرارتی چرخه را برای دمای محیط ۱۵°C و دمای ورودی توربین ۱۱۵۰°C تعیین کنید. فرض کنید که فشار مکش کمپرسور برابر ۱ بار، نمای آیزنتروپیک $۱/۴$ ، و گرمای ویژه فشار ثابت متوسط سیال عامل برابر با $۱/۰۵ \text{ kJ/(kg K)}$ است.

۵-۵ یک نیروگاه توربین گاز با خنک کن میانی و بازگرم، دارای راندمانهایی به ترتیب $۰/۸۷$ و $۰/۹$ برای کمپرسورهای LP و HP و توربینهای HP و LP می باشد. نسبت فشار کمپرسور برای مرحله های LP و HP برابر ۶ است. توربینهای HP و LP به ترتیب دارای نسبت فشار ۳ و ۱۲ هستند. نرخ جریان جرمی هوا، m_{air} ، برابر با ۳۶۰ kg/s و نرخ جریان جرمی سوخت $۲/۵\%$ جریان هواست. قدرت ورودی کمپرسور، قدرت خروجی خالص توربین و نیروگاه، راندمان حرارتی نیروگاه، و نرخ گرمای نیروگاه برای دمای محیط ۱۵°C و دمای ورودی توربین ۱۱۵۰°C و نرخ جریان جرمی هوا برابر با ۳۶۰ kg/s را تعیین کنید؛ با فرض این که نرخ جریان جرمی سوخت $۲/۵\%$ جریان هواست. فرض کنید که فشار مکش کمپرسور برابر با ۱ بار و نمای آیزنتروپیک $۱/۴$ و گرمای ویژه با فشار ثابت متوسط سیال عامل برابر با $۱/۰۵ \text{ kJ/(kg K)}$ است.

۵-۶ نیروگاه توربین گاز با چرخه بسته و کوره احتراقی با زغال سنگ را در نظر بگیرید که برای گرم کردن هوای تخلیه از کمپرسور در یک مبدل حرارتی سرامیکی در دمای بالا استفاده می شود. دمای ورودی کمپرسور، ورودی توربین، و خروجی کوره به ترتیب ۳۵ ، ۱۲۰۰ ، و ۱۸۰۰°C و راندمان کمپرسور، توربین گاز، و کوره به ترتیب $۰/۸۶$ ، $۰/۹$ ، و $۰/۹۵$ بوده و نسبت فشار کمپرسور برابر ۱۱ است. قسمتی از گرمای خروجی از توربین در مبدل حرارتی دومی (خنک کننده) برای پیش گرم کردن هوای احتراق برای کوره مورد استفاده قرار می گیرد. اگر زغال سنگ دارای مقدار حرارتی $۳۱/۴ \text{ MJ/kg}$ و حجم گاز دودکش برابر با کیلوگرم زغال سنگ $۱۳/۷ \text{ m}^3$ باشد، نرخ مصرف زغال سنگ بر حسب kg/s برای یک نیروگاه ۱۵۰ MW چقدر است؟ کار ویژه خالص نیروگاه بر کیلوگرم هوا، جریان جرمی سوخت بر حسب kg/s ، راندمان حرارتی، و دمای خروجی گاز گرم کن را تعیین کنید. فرض کنید که فشار مکش کمپرسور برابر ۱ بار و نمای آیزنتروپیک $۱/۴$ ، گرمای ویژه در فشار ثابت

متوسط سیال عامل برابر با $1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ و گرای ویژه در فشار ثابت متوسط گاز دودکش برابر با $1/35 \text{ kJ/(m}^3 \text{ K)}$ باشد.

۵-۷ یک نیروگاه توربین گازی تک چرخه ای 240 MW ، با دمای ورودی توربین برابر با 1250°C ، نسبت فشار کمپرسور 13 ، و شرایط آتمسفری 1 بار و 10°C کار می کند. راندمان کمپرسور و توربین به ترتیب 87% و 90% است. سوخت گاز طبیعی با $\text{LHV} = 48 \text{ MJ/kg}$ می باشد:

الف- کار ویژه خالص نیروگاه برحسب کیلوگرم هوا kJ/kg ؛ ب- نرخ جریان جرمی هوا برحسب kg/s ؛ ج- نرخ جریان جرمی سوخت برحسب kg/s ؛ د- راندمان حرارتی نیروگاه را تعیین کنید. فرض کنید که فشار مکش کمپرسور برابر با 1 بار، نمای آیزنتروپیک $1/4$ و گرمای ویژه متوسط در فشار ثابت سیال عامل برابر با $1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ است.

۵-۸ در یک نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای 200 MW که با کمپرسوری با نسبت فشار 16 ، دمای ورودی توربین برابر با 1450°C ، و دمای مکش کمپرسور برابر با 10°C کار می کند، سوخت گاز طبیعی با $\text{LHV} = 45 \text{ MJ/kg}$ سوزانده می شود. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین به ترتیب 87% و 92% است: الف- کار ویژه خالص نیروگاه برحسب کیلوگرم هوا kJ/kg ؛ ب- جریان هوای کمپرسور برحسب kg/s ؛ ج- نرخ مصرف سوخت برحسب kg/s ؛ د- دمای خروجی توربین برحسب درجه سانتی گراد؛ ه- راندمان حرارتی نیروگاه را محاسبه کنید.

۵-۹ یک نیروگاه توربین گاز مخصوص حمل و نقل هوایی تک چرخه ای 60 MW ، یک کمپرسور دو مرحله ای با خنک کن میانی و نسبت فشار کلی 36 را مورد استفاده قرار می دهد. سرمایش میانی ایده آل تا 15°C را فرض کنید. دمای ورودی توربین گاز برابر 1400°C و راندمان کمپرسور و توربین به ترتیب 86% و 92% و دما، فشار، و رطوبت نسبی هوای محیط به ترتیب 15°C ، $1/013$ بار و 60% است: الف- کار ویژه خالص نیروگاه برحسب کیلوگرم هوا kJ/kg ؛ ب- جریان هوای کمپرسور برحسب kg/s ؛ ج- راندمان حرارتی را محاسبه کنید.

مراجع

- ABB AG. 1991-1996. Gas turbine specifications. Baden, Switzerland.
- Bannister, R. L., Cheruvu, N. S., Little, D. A., and McQuiggan, G. 1995. Development requirements for an advanced gas turbine system. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:724-735.
- Becker, B., and Finckh, H. H. 1995. The 3A-series gas turbines. *Siemens Power J.* (August):13-17.
- Chiesa, P., Lozza, G., Macchi, E., and Consonni, S. 1995. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles. Part B—Water-injected and HAT cycles. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:499-508.
- Cohen, H., Rogers, G. F. C., and Saravanamuttoo, H. I. H. 1987. *Gas turbine theory*, 3rd ed. New York: Longman.
- Collins, S. 1994. Gas turbine power plants. *Power* 138(6):17-31.

- Cook, D. T., McDaniel, J. E., and Rao, A. D. 1991. HAT cycle simplifies coal gasification power. *Mod. Power Syst.* 11(5):19, 21, 23, 25.
- Czech, N., Esser, W., and Schmitz, F. 1994. Developments in materials for gas turbine blades. *Siemens Power J.* 4:22-28.
- Dodero, 1997. *Italian power generation, transmission, and distribution handbook*. Italian Energy Handbook, ENEL.
- Doebbeling, K., Knoepfel, H. P., Polifke, W. et al. 1996. Low NO_x premixed combustion of MBtu fuels using the ABB double cone burner (EV burner). *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 118(1):46-53.
- Eastop, T. D., and McConkey, A. 1993. *Applied thermodynamics for engineering technologists*, 5th ed. New York: Longman, Harlow.
- Haywood, R. W. 1991. *Analysis of engineering cycles*. New York: Pergamon.
- Kano, K., Matsuzaki, H., Aoyama, K., et al. 1991. Development study of 1500°C class high temperature gas turbine. ASME paper 91-GT-297.
- Kolp, D. A., Flye, W. M., and Guidotti, H. A. 1995. Advantages of air conditioning and supercharging an LM6000 gas turbine inlet. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:513-520.
- Lefebvre, A. H. 1995. The role of fuel preparation in low-emission combustion. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:617-653.
- Macchi, E., Consonni, S., Lozza, G., and Chiesa, P. 1995. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles. Part A—Intercooled and steam-injected cycles. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:489-498.
- Oganowski, G. 1990. GE LM6000 development of the first 40% thermal efficiency gas turbine. G.E. Marine and Industrial Engine Bulletin.
- Rice, I. G. 1995. Steam-injected gas turbine analysis: Steam rates. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117(2):251-258.
- Rogers, G. F., and Mayhew, Y. R. 1992. *Engineering thermodynamics: Work and heat transfer*, 4th ed. New York: Longman, Harlow.
- Rolle, K. C. 1994. *Thermodynamics and heat power*, 4th ed. New York: Macmillan.
- Schulenberg, T. 1995. Key technologies for improving gas turbine performance. *Siemens Power J.* 2:9-12.
- Stecco, S. S., Desideri, U., and Bettagli, N. 1993. The humid air cycle: Some thermodynamic considerations. Humid air gas turbine cycle: A possible optimization. ASME papers 93-GT-77 and 93-GT-178.
- Swanekamp, R. 1995. Enhancing gas turbine performance. *Power* 139(9):47-58.
- Wark, K. 1994. *Advanced thermodynamics for engineers*. New York: McGraw-Hill.

فصل ششم

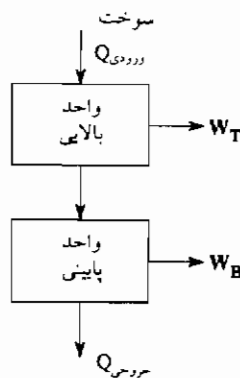
نیروگاههای با توربین گاز بر مبنای چرخه مرکب

نیروگاه با چرخه مرکب، مؤثرترین نوع در بین تمام نیروگاههاست. اجزای اساسی یک نیروگاه با چرخه مرکب، شامل یک توربین گاز، یک مولد بخار با حرارت بازیافتی (HRSG)، و یک واحد توربین بخار است. در این فصل تمام موضوعات مربوط به نیروگاههای توربین گاز و توربین بخار با چرخه مرکب، شامل: ترمودینامیک، طراحی، اثرات زیست محیطی، و اقتصادی را مورد بحث قرار می دهیم، همچنین تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری ارائه می شود. برای حصول بالاترین راندمان - یعنی حدود ۶۰-۵۸٪ - یک چرخه مرکب باید کاراترین توربین گاز و یک توربین بخار نسبتاً پیچیده شامل مولد با فشار دوتایی یا سه تایی (HRSG) با چرخه بخار بازیافتی به کار گیرد. در این فصل جدیدترین روند توسعه، حتی نیروگاههای با چرخه مرکب کارا تر تشریح می شوند و جدولهای متعددی، مشخصات و اطلاعات عملکرد جاری در مورد نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته را در اختیار ما قرار می دهند.

چرخه های بالایی، پایینی و مرکب

اصل بهبود بخشیدن راندمان از طریق افزایش دمای متوسط گرمای ورودی، T_{in} ، و پایین آوردن دمای متوسط گرمای دفع شده، T_{out} ، کماکان در نیروگاههای با چرخه مرکب به کار گرفته می شود. یک نیروگاه با چرخه مرکب شامل یک چرخه با دمای زیاد بالایی و یک چرخه با دمای کم پایینی (شکل (۶-۱) را ببینید) است. در چرخه بالایی قسمتی از انرژی سوخت داده شده به چرخه،

تبدیل به الکتریسته و مابقی گرما از چرخه بالایی پس داده می شود و در فراهم آوردن قدرت در چرخه پایینی مورد استفاده قرار می گیرد. در یک چرخه مرکب مصرف انرژی سوخت استفاده شده هم در چرخه بالایی و هم در چرخه پایینی بیشتر است؛ بنابراین هدف یک چرخه مرکب به دست آوردن کار خروجی بیشتر برای گرمای ورودی (یا انرژی سوخت) داده شده و یا به عبارت دیگر، به دست آوردن راندمان بالاتر تبدیل انرژی است. در جستجو برای راندمان تبدیل بالاتر، مفاهیم جدیدی از نیروگاههای با چرخه مرکب در سالهای اخیر توسعه یافته است. اکثریت نیروگاههای با چرخه مرکب مدرن بر مبنای به کارگیری توربین گاز در چرخه بالایی و توربین بخار در چرخه پایینی هستند. تاکنون راندمان حرارتی ۵۷-۵۵٪ برای نیروگاههای با چرخه مرکب حاصل شده است و حتی راندمان ۶۰-۵۸٪ نیز توسط بعضی از تولیدکنندگان توربین گازی اعلام شده است. پیش نیاز برای چنین راندمانهای کلی بالایی، داشتن توربینهای گازی پیشرفته مدرن با راندمان بالاست. امروزه توربین گازی تک چرخه ای با راندمان ۳۹/۵-۳۸/۵٪ به دست آمده است و افزایش بیشتری در راندمان با وجود توربینهای گازی پیشرفته تر، پیش بینی می شود (۱۹۹۱-۱۹۹۶ و ABB AG - بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵؛ بنیستر و دیگران، ۱۹۹۵؛ بریش و دیگران، ۱۹۹۵).



شکل ۶-۱ مفهوم عمومی یک نیروگاه با چرخه مرکب

مفاهیم دیگری در نیروگاه با چرخه مرکب اکنون در دست توسعه است؛ برای مثال:

- برای حصول بخار برای یک واحد صنعتی با چرخه بخار، یک نیروگاه با توربین بخار هیدرودینامیک مغناطیسی (MHD) با چرخه مرکب - که در آن گاز خروجی توسط یک مولد MHD در حال عمل در دمای بالا گرم می شود - مورد استفاده قرار می گیرد
- نیروگاه توربین بخار با سلول سوختی با چرخه مرکب (ماد، ۱۹۹۳)

● نیروگاه با چرخه مرکب شامل یک توربین گاز با چرخه بالایی و چرخه پایینی کالینا^۱ با مخلوط آب و آمونیاک به عنوان سیال عامل (مارستون و هیر، ۱۹۹۵).

جزئیات دو نوع آخر از نیروگاههای با چرخه مرکب در بالا، در فصل هشتم بحث خواهد شد. نیروگاههای با چرخه مرکب پیچیده تری نیز ممکن است وجود داشته باشند؛ مثلاً، نیروگاه با چرخه مرکب سه مرحله ای شامل یک نیروگاه بالایی با دمای بالا (MHD)، چرخه توربین گاز، و فرآیند توربین بخار را می توان نام برد.

راندمان کلی نیروگاههای با چرخه مرکب

کلیات چرخه های مرکب

لزوم بهبود در راندمان تبدیل انرژی، مرتبط با نیروگاههای با چرخه مرکب است (بولاند^۲ ۱۹۹۱، هیوود ۱۹۹۱). در سالهای اخیر پیشرفتهای زیادی در این زمینه از تکنولوژی قدرت صورت پذیرفته است. برای شروع، یک عبارت کلی برای راندمان کلی یک نیروگاه با چرخه مرکب را به دست می آوریم. بدین منظور یک نیروگاه با چرخه مرکب غیرمشخص، شامل یک چرخه بالایی و یک چرخه پایینی مطابق شکل (۶-۱) را در نظر می گیریم. با فرض این که گرما فقط به چرخه بالایی وارد می شود، راندمان کلی چرخه مرکب را به صورت زیر به دست می آوریم: قسمتی از این گرمای وارده ورودی $Q_{دری}$ تبدیل به کار خالص خروجی W_T چرخه بالایی با راندمان حرارتی η_T می شود. گرمای پس داده شده خروجی Q_{T} از چرخه بالایی به کار خالص خروجی W_B چرخه پایینی با راندمان حرارتی η_B تبدیل می شود و سپس گرمای باقی مانده از چرخه پایینی نیروگاه به محیط داده می شود.

کار خالص خروجی چرخه بالایی می شود:

$$W_T = Q_{دری} \eta_T \quad (۶-۱)$$

گرمای پس داده شده از چرخه بالایی می شود:

$$Q_{T} = Q_{دری} (1 - \eta_T) \quad (۶-۲)$$

کار خالص خروجی از چرخه پایینی می شود:

$$W_B = Q_{T} \eta_B = Q_{دری} (1 - \eta_T) \eta_B \quad (۶-۳)$$

سپس، کار خالص کلی خروجی از چرخه مرکب به دست می آید :

$$W_{CC} = W_T + W_B = Q_{دردی,T} \eta_T + Q_{دردی,B} (1 - \eta_T) \eta_B \quad (6-4)$$

بنابراین راندمان حرارتی چرخه مرکب می شود :

$$\eta_{CC} = \frac{W_{CC}}{Q_{دردی}} \quad (6-5)$$

یا

$$\eta_{CC} = \eta_T + \eta_B(1 - \eta_T) = \eta_T + \eta_B - \eta_T \eta_B \quad (6-6)$$

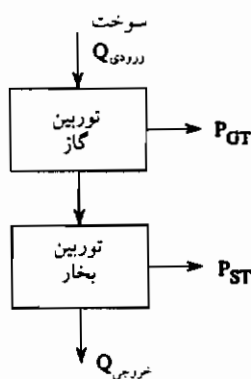
از معادله (۶-۶) در می یابیم که راندمان حرارتی چرخه مرکب، از راندمان حرارتی چرخه بالایی بزرگتر، ولی از مجموع راندمانهای چرخه های بالایی و پایینی کوچکتر است.

نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای توربین گازی

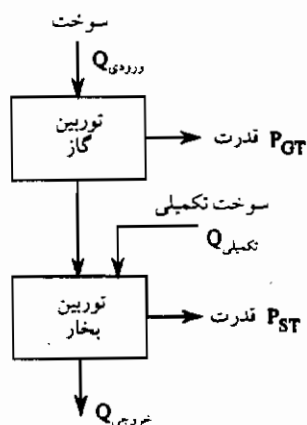
راندمان تبدیل انرژی گرمایی به کار، وقتی که دمای متوسط گرمای ورودی افزایش یابد بیشتر می شود و دمای متوسط گرمای پس داده شده در چرخه، کاهش می یابد. دمای گاز خروجی برای توربینهای گازی عظیم الجثه پیشرفته بین ۵۵۰ و ۶۵۰ °C قرار می گیرد (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر فینک، ۱۹۹۵؛ بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵؛ بولاند، ۱۹۹۱؛ بنیستر و دیگران، ۱۹۹۵؛ بریش و دیگران، ۱۹۹۵). اگر گرمای گاز خروجی مورد استفاده قرار نگیرد، انرژی زیادی به هدر رفته است.

گرمای گاز خروجی می تواند به دو طریق متفاوت مورد استفاده قرار گیرد : ۱- برای پیش گرم کردن هوای متراکم در یک چرخه توربین گاز بازیافتی؛ ۲- برای تعبیه بخار در چرخه مرکب. در مورد اولی، اضافه کردن یک بهبودبخشنده برای پیش گرم کردن هوا توسط گرمای خروجی، توربین گاز تک چرخه ای را به چرخه بازیافتی، که منجر به افزایش بازده حرارتی آن می شود؛ تبدیل می کند؛ ولی وقتی که توربین گاز تک چرخه ای تبدیل به نیروگاه با چرخه مرکب می شود؛ راندمان مصرف انرژی سوخت به مقدار قابل توجهی افزایش می یابد. این توربین گاز به عنوان واحد بالایی و توربین بخار به عنوان واحد پایینی مورد استفاده قرار می گیرد. راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب از راندمان حرارتی توربین گاز و یا نیروگاه بخار بیشتر است. این نکته باید مورد توجه قرار گیرد که مهمترین پیش نیاز، برای راندمان بالاتر در یک نیروگاه با چرخه مرکب، استفاده از یک توربین گاز بالایی با راندمان بسیار بالایی است. شرایط برای به دست آوردن راندمان تبدیل انرژی بالا در توربین گاز در فصل پنجم مورد بحث قرار گرفت.

نیروگاه با چرخه مرکب بر مبنای توربین گاز، شامل یک توربین گاز بالایی و یک واحد بخار پایینی معمولاً با عنوان "STAG" مشخص می شود. گرمای پس داده شده از واحد توربین گاز در واحد بخار به مصرف می رسد. گرمای خروجی از واحد توربین گاز در یک مولد بخار بازیافتی (HRSG) مورد استفاده قرار می گیرد تا بخار برای نیروگاه بخار تهیه شود. دو نوع نیروگاه با چرخه مرکب بر مبنای توربین گاز (STAG) وجود دارد: ۱- STAG بدون آتش زایی تکمیلی (بنگرید به شکل ۶-۲)؛ ۲- STAG همراه با آتش زایی تکمیلی (بنگرید به شکل ۶-۳). در یک STAG بدون آتش زایی تکمیلی، سوخت فقط در محفظه احتراق توربین گاز می سوزد و گرما از گاز خروجی توربین گاز به چرخه بخار وارد می شود.



شکل ۶-۲. نیروگاه با چرخه مرکب با توربین گاز و بخار و بدون آتش زایی تکمیلی



شکل ۶-۳. نیروگاه با چرخه مرکب با توربین گاز و بخار و با آتش زایی تکمیلی

همان طور که در فصل پنجم مطرح شد، نیروگاه توربین گازی تک چرخه ای شامل یک کمپرسور هوا، یک محفظه احتراق، و یک توربین گاز با مولد الکتریکی است. این توربین گاز، کمپرسور و مولد را به حرکت در می آورد. گرما توسط احتراق سوخت فراهم و با گاز خروجی توربین گاز به آتمسفر پس فرستاده می شود. یک توربین گاز با چرخه بسته، که یک گرم کن خارجی را برای گرم کردن سیال عامل و یک خنک کننده را برای پس دادن گرما به آتمسفر به کار می گیرد، به ندرت برای استفاده در چرخه های مرکب در نظر گرفته می شود.

می دانیم که راندمان حرارتی چرخه استاندارد ژول، می تواند با افزایش نسبت فشار تراکم افزایش یابد (هیوود، ۱۹۹۱). واحدهای صنعتی توربین گاز واقعی به علت برگشت ناپذیریهای فرایندها در کمپرسور، محفظه احتراق، و توربین گاز با چرخه ژول متفاوت هستند. این عوامل باعث اتلاف انرژی می شود؛ بنابراین راندمان توربین گاز را در مقایسه با چرخه تئوری کاهش می دهد. جزئیات تمام این جنبه ها در فصل پنجم آمده است.

راندمان حرارتی η_{GT} یک نیروگاه توربین گازی تک چرخه ای بستگی به نسبت فشار β ، نسبت دمای بیشینه در چرخه T_3/T_1 ، و همچنین راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین گاز به ترتیب η_c و η_t دارد (هیوود، ۱۹۹۱)؛ بنابراین:

$$\eta_{GT} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{(r-1)(n\eta_{it}\eta_{ic}/r-1)}{(n-1)\eta_{ic}-(r-1)} \quad (6-7)$$

که در آن $r = T_3/T_1$ ، $n = T_3/T_1$ ، k نمای آیزنتروپیک، T_1 دمای ورودی توربین گاز، و T_1 دمای مکش کمپرسور هواسـت.

بالا بردن نسبت فشار تراکم، بهبود قابل توجهی در راندمان حرارتی نیروگاه توربین گازی در حال کار، براساس چرخه ژول فراهم می آورد؛ ولی راندمان نیروگاه توربین گازی تک چرخه ای واقعی اساساً توسط افزایش دمای ورودی توربین گاز افزایش می یابد. بهبود بیشتر در راندمان توربین گاز با استفاده اجزای اضافی، از قبیل: خنک کن میانی، بازگرم کننده، و بهبودبخشنده برای پیش گرم کردن هوا به دست می آید. همه این تعدیلات در مورد چرخه نیروگاه توربین گاز در فصل ۵ بحث می شود.

در این جا عبارتی برای راندمان کلی، η_{CC} ، برای نیروگاه با چرخه مرکب بر مبنای توربین گازی بدون آتش زایی تکمیلی مطابق شکل (۶-۴) به دست می آوریم. یک نمودار $T-s$ از این نوع نیروگاه با چرخه مرکب در شکل (۶-۵) نشان داده می شود. با جایگذاری راندمان حرارتی توربین گاز η_{GT} و راندمان توربین بخار η_{ST} برای راندمانهای چرخه های بالایی و پایینی - یعنی η_t و η_c -

در معادله (۶-۶) می دهد :

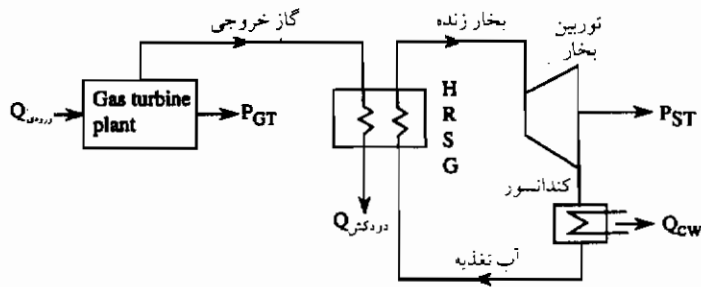
$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST}(1 - \eta_{GT}) = \eta_{GT} + \eta_{ST} - \eta_{GT}\eta_{ST} \quad (6-8)$$

واضح است که :

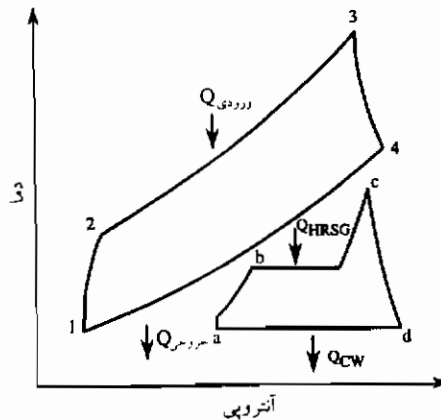
$$\eta_{GT} = P_{GT} / Q_{\text{ورودی}} \quad (6-9)$$

که در آن P_{GT} قدرت خروجی توربین گاز و Q_{in} گرمای ورودی به محفظه احتراق توربین گاز هستند. گرمای گاز خروجی توربین گاز می شود :

$$Q_{\text{خروجی}} = (1 - \eta_{GT}) Q_{\text{ورودی}} \quad (6-10)$$



شکل ۶-۴. شکل شمایی از نیروگاه با چرخه مرکب بدون آتش زایی تکمیلی



شکل ۶-۵ نمودار T-s يك نیروگاه با چرخه مرکب (فرآیندهای برگشت ناپذیر)

این مقدار همچنین گرمای اضافه شونده به چرخه بخار است؛ بنابراین راندمان حرارتی چرخه بخار می شود:

$$\eta_{ST} = P_{ST}/Q_{درج} \quad (۶-۱۱)$$

که در آن P_{ST} قدرت خروجی واحد توربین بخار پائینی است. برای اثبات حساس بودن راندمان حرارتی کلی به تغییرات در راندمان حرارتی چرخه بالایی، از معادله (۶-۸)، این گونه مشتق گرفته می شود:

$$d\eta_{CC}/d\eta_{GT} = 1 + d\eta_{ST}/d\eta_{GT}(1 - \eta_{GT}) - \eta_{ST} \quad (۶-۱۲)$$

راندمان کلی افزایش می یابد، اگر:

$$d\eta_{CC}/d\eta_{GT} > 0 \quad (۶-۱۳)$$

باشد. برای کاهش نسبی در چرخه پائینی داریم:

$$-d\eta_{ST}/d\eta_{GT} < (1 - \eta_{ST})/(1 - \eta_{GT}) \quad (۶-۱۴)$$

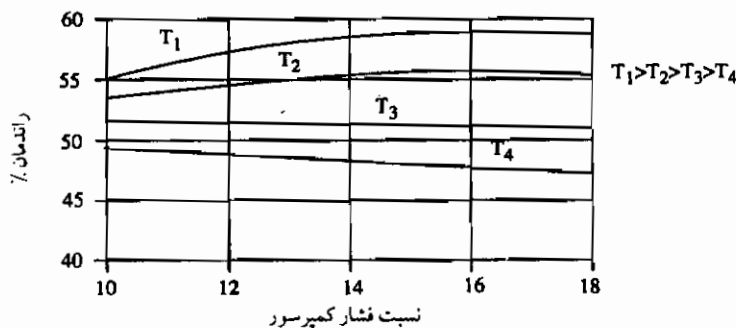
از معادله (۶-۱۴) نتیجه می شود که افزایش راندمان حرارتی چرخه بالایی، به شرط آن که راندمان حرارتی چرخه پائینی خیلی کاهش پیدا نکند، راندمان کلی چرخه مرکب را بهبود می بخشد. مشابه نیروگاههای توربین گاز تک چرخه ای، راندمان حرارتی کلی چرخه مرکب η_{CC} بستگی به نسبت فشار کمپرسور β و دمای ورودی توربین گاز (TIT) دارد (هیوود، ۱۹۹۱).

برای یک نیروگاه تک چرخه ای و همچنین با چرخه مرکب، دمای ورودی بیشینه توربین گاز توسط مواد مورد استفاده و راندمان خنک شوندگی پره های توربین گاز، محدود می شود. دمای ورودی توربین گاز از نسل دوم بین ۱۱۰۰ و ۱۲۰۰ °C قرار می گیرد. این کمیت برای توربینهای گاز از نسل سوم از ۱۲۰۰ °C می گذرد و در بعضی از توربینهای گاز پیشرفته مقادیری بالاتر از ۱۳۵۰ °C به دست می آورد (آتور، ۱۹۹۵؛ بنیستر و دیگران، ۱۹۹۵). در نتیجه پیشرفتهای بیشتر در مواد پره توربین و بهبود در سرمایش آنها، دمای ورودی توربین گاز تا ۱۵۰۰ °C در چند سال آینده پیش بینی می شود (ماد، ۱۹۹۳؛ آتور، ۱۹۹۵). به محض این که دمای ورودی توربین گاز در یک مقدار معینی ثابت می گردد، راندمان حرارتی نیروگاه تک چرخه ای اساساً از طریق نسبت فشار و نسبت دمای ورودی توربین گاز و دمای مکش کمپرسور تعیین می شود؛ چون دمای خروجی کم به معنای نسبت فشار بالاست، راندمان تک چرخه ای بیشینه وقتی به دست می آید که دمای گاز خروجی کاملاً پایین باشد.

راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب در شکل (۶-۶) نشان داده می شود که رابطه بین راندمان، نسبت فشار کمپرسور، و TIT را به دست می دهد.

از لحاظ اقتصادی توربینهای گاز معمولاً بر حسب قدرت خروجی ویژه بیشینه در واحد جریان جرم سیال عامل در توربین گاز بهینه می گردند. این وضعیت بهینه با دقت نسبتاً خوبی منطبق بر بهینه راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب می شود؛ ولی این شرایط با شرایط راندمان بیشینه حالت تک چرخه ای متفاوت است.

مثال (۶-۱) اثر تغییرات در راندمان حرارتی η_{GT} و η_{ST} بر روی راندمان کلی و قدرت خروجی چرخه مرکب را نمایش می دهد. محاسبات بر مبنای معادلات (۶-۸) و (۶-۱۴) است.



شکل ۶-۶. راندمان چرخه مرکب بر حسب تابعی از نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین

مثال ۶-۱

اثر تغییرات در راندمان حرارتی نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای η_{GT} و در راندمان حرارتی واحد توربین بخار پائینی η_{ST} را بر روی راندمان کلی نیروگاه چرخه مرکب تخمین بزنید.

فرض کنید در ابتدا $\eta_{GT} = 0.3$ و $\eta_{ST} = 0.28$ است، مقدار مجاز بیشینه کاهش در η_{ST} و η_{GT} تا 0.38 افزایش می یابد، چیست؟

حل

۱- با جایگذاری مقادیر اولیه η_{GT} و η_{ST} در معادله (۶-۸) می دهد:

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST}(1 - \eta_{GT}) = 0.3 + 0.28(1 - 0.3) = 0.496$$

۲- با افزایش دادن η_{GT} به 0.38 کاهش مجاز بیشینه در η_{ST} مرتبط با تغییر در η_{GT} را

به دست می دهد :

$$-dn_{ST}/d\eta_{GT} < (1 - 0.28)/(1 - 0.38) < 1.16$$

سپس کاهش نسبی مجاز بیشینه در η_{ST} می شود : $0.09 = (0.38 - 0.3) \times 1/16$

۳- حال با فرض $\eta_{GT} = 0.38$ و $\eta_{ST} = 0.25$ ، داریم :

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST}(1 - \eta_{GT}) = 0.38 + 0.25(1 - 0.38) = 0.535$$

این، یعنی افزایش $0.039 = (0.496 - 0.535)$ در راندمان حرارتی کلی نیروگاه با چرخه مرکب.

جدول (۱-۶) کاهش نسبی مجاز بیشینه در راندمان حرارتی فرآیند بخار $-dn_{ST}/d\eta_{GT}$ را

برحسب تابعی از راندمان توربین گاز نشان می دهد؛ بنابراین در راندمان حرارتی بالاتر توربین گاز،

کاهش مجاز بیشینه در راندمان حرارت فرآیند بخار بیشتر است. مثال (۲-۶) چگونگی اثر افزایش η_{GT}

در راندمان کلی و قدرت خروجی چرخه مرکب را بیان می کند.

جدول ۱-۶. کاهش نسبی مجاز بیشینه در راندمان حرارتی

فرآیند بخار برحسب تابعی از راندمان توربین گاز

η_{GT}	$-dn_{ST}/d\eta_{GT}$
۰/۳	۱
۰/۳۵	۱/۰۸
۰/۴	۱/۱۷

راندمان فرآیند بخار برابر ۰/۳ است

مثال ۲-۶

یک توربین گاز بر مبنای چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی را در نظر بگیرید. قدرت خروجی

توربین گاز تک چرخه ای و قدرت چرخه مرکب را محاسبه کنید. اگر نرخ گرمای ورودی به محفظه

احتراق توربین گاز $Q_{GT} = 600 \text{ MW}$ باشد؛ افزایش در قدرت خروجی نیروگاههای تک چرخه ای و

چرخه مرکب را با هم مقایسه کنید. اگر مقادیر اولیه راندمان حرارتی چرخه توربین گاز $\eta_{GT} = 0.31$ و

راندمان فرآیند بخار پائینی $\eta_{ST} = 0.29$ به $\eta'_{GT} = 0.38$ و $\eta'_{ST} = 0.26$ تغییر یابند.

حل

۱- قدرت خروجی نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای با مقادیر اولیه و تغییر یافته راندمان

حرارتی توربین گاز به ترتیب می شود :

$$(i) P_{GT} = \eta_{GT} Q_{GT} = 0.31 \times 600 = 186 \text{ MW}$$

$$(ii) P'_{GT} = \eta'_{GT} Q_{GT} = 0.38 \times 600 = 228 \text{ MW}$$

۲- راندمان حرارتی کلی چرخه مرکب با راندمان حرارتی اولیه و تغییر یافته توربین گاز و

توربین بخار به ترتیب می شود :

$$(i) \eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST}(1 - \eta_{GT}) = 0.31 + 0.29(1 - 0.31) = 0.51$$

$$(ii) \eta'_{CC} = \eta'_{GT} + \eta'_{ST}(1 - \eta'_{GT}) = 0.38 + 0.26(1 - 0.38) = 0.54$$

۳- به همین ترتیب قدرت خروجی کلی نیروگاه با چرخه مرکب می شود :

$$(i) P_{CC} = \eta_{CC} Q_{GT} = 0.51 \times 600 \text{ MW} = 306 \text{ MW}$$

$$(ii) P'_{CC} = \eta'_{CC} Q_{GT} = 0.54 \times 600 \text{ MW} = 324 \text{ MW}$$

۴- افزایش در قدرت خروجی کلی نیروگاه با چرخه مرکب می شود :

$$\Delta P_{CC} = P'_{CC} - P_{CC} = 324 - 306 = 18 \text{ MW}$$

و یا

۵- قدرت خروجی فرآیند بخار پائینی می شود :

$$(i) P_{ST} = P_{CC} - P_{GT} = 306 - 186 = 120 \text{ MW}$$

$$(ii) P'_{ST} = P'_{CC} - P'_{GT} = 324 - 228 = 96 \text{ MW}$$

بنابراین افزایشی در نسبت قدرت خروجی کلی فراهم شونده توسط توربین گاز وجود دارد که راندمان فرآیند بخار پائینی را افزایش می دهد.

نیروگاه با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی

حال یک نیروگاه با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی نشان داده شده در شکل (۳-۶) را در نظر می گیریم. در این جا سوخت نه تنها در محفظه احتراق توربین گاز، بلکه در کوره تکمیلی HRSG سوزانده می شود و تولید بخار برای توربین بخار می کند. اگر حرارت بیشتری از آن چه گاز خروجی توربین گاز می تواند فراهم کند، برای چرخه پایین بخار لازم باشد، راندمان کلی چرخه مرکب افزایش می یابد، اگر که کار خروجی اضافی به اندازه کافی بزرگ و گرمای تکمیلی به اندازه کافی کوچک باشد. گاز خروجی توربین گاز به خاطر نسبت هوا به سوخت بالای لازم برای محدود کردن دمای ورودی

توربین معمولاً دارای اکسیژن باقی مانده بالایی می باشد که حدود ۱۷-۱۵٪ است. این گاز خروجی داغ و غنی از اکسیژن می تواند به جای هوا برای سوزاندن سوخت اضافی در مولد بخار استفاده شود. این موضوع به خصوص امتیازی است برای به کارگیری مجدد نیروگاههای بخار قدیمی با تبدیل آنها به نیروگاه با چرخه مرکب، چون به خاطر آتش زایی تکمیلی از قدرت موجود می تواند استفاده بیشتری شود.

عموماً راندمان حرارتی کلی توربین گاز بر مبنای نیروگاه با چرخه مرکب به صورت نسبت قدرت خروجی کلی نیروگاه با چرخه مرکب به نرخ کلی حرارت ورودی به این واحد صنعتی تعریف می شود:

$$\eta_{CC} = (P_{GT} + P_{ST}) / (Q_{GT} + Q_{SF}) \quad (۶-۱۵)$$

که در آن P_{GT} قدرت خروجی توربین گاز، P_{ST} قدرت خروجی توربین بخار، Q_{GT} نرخ افزودن گرما به محفظه احتراق توربین گاز، و Q_{SF} نرخ گرمای ورودی به آتش زایی تکمیلی است.

راندمان حرارتی نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای و نیروگاه بخار به ترتیب عبارتند از:

$$\eta_{GT} = P_{GT} / Q_{GT} \quad \eta_{ST} = P_{ST} / Q_{ST} \quad (۶-۱۶)$$

بنابراین گرمای خروجی توربین گاز می شود:

$$Q_{exh} = Q_{GT}(1 - \eta_{GT}) \quad (۶-۱۷)$$

پس نرخ کلی گرمای ورودی به فرآیند توربین بخار می شود:

$$Q_{ST} = Q_{exh} + Q_{SF} = Q_{GT}(1 - \eta_{GT}) + Q_{SF} \quad (۶-۱۸)$$

راندمان حرارتی فرآیند بخار در یک چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی می شود:

$$\eta_{ST} = P_{ST} / Q_{ST} = P_{ST} / [Q_{GT}(1 - \eta_{GT}) + Q_{SF}] \quad (۶-۱۹)$$

قدرت خروجی توربین گاز می شود:

$$P_{GT} = \eta_{GT} Q_{GT} \quad (۶-۲۰)$$

حال قدرت خروجی توربین بخار می شود:

$$P_{ST} = \eta_{ST} Q_{ST} = \eta_{ST} Q_{GT}[(1 - \eta_{GT}) + f_{SF}] \quad (۶-۲۱)$$

که در آن f_{SF}/Q_{GT} نسبت گرمای ورودی به آتش زایی تکمیلی و به محفظه احتراق توربین گاز است.

بنابراین قدرت خروجی کلی نیروگاه با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی می شود :

$$P_{CC} = P_{GT} + P_{ST} = Q_{GT}(\eta_{GT} + \eta_{ST}[(1 - \eta_{GT}) + f_{SF}]) \quad (۶-۲۲)$$

بنابراین راندمان کلی چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی می شود :

$$\eta_{CC} = (\eta_{GT} + \eta_{ST}[(1 - \eta_{GT}) + f_{SF}]) / (1 + f_{SF}) \quad (۶-۲۳)$$

مثالهای (۶-۳) و (۶-۴) چگونگی عملکرد تغییرات چرخه مرکب، وقتی آتش زایی تکمیلی استفاده می شود، را نشان می دهند.

مثال ۶-۳

برای نیروگاه با چرخه مرکب شامل یک توربین گاز با راندمان حرارتی $\eta_{GT} = 0.39$ و توربین بخار با راندمان حرارتی $\eta_{ST} = 0.31$ ، راندمان کلی و نرخ گرمای خالص نیروگاه را محاسبه کنید.

حل

راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب می شود :

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST} - \eta_{GT}\eta_{ST} = 0.39 + 0.31 - 0.39 \times 0.31 = 0.579$$

نرخ گرمای خالص HR نیروگاه می شود :

$$HR = 3600 / \eta_{CC} = 3600 / 0.579 = 6216.5 \text{ kJ/kWh}$$

مثال ۶-۴

راندمان کلی، نرخ گرما، و نرخ سوخت کلی یک نیروگاه با چرخه مرکب را محاسبه کنید :

۱- اگر از آتش زایی تکمیلی استفاده نشود؛ ۲- اگر 30% مصرف سوخت توربین گاز به صورت اضافی در آتش زایی تکمیلی HRSG سوزانده شود؛ راندمان توربین گاز و بخار به ترتیب $37/5\%$ و 26% [هر دو بر مبنای ارزش گرمایی پایینتر (LHV)] هستند. فرض کنید که نیروگاه دارای قدرت خروجی الکتریکی 380 MW است و سوخت HFO شماره ۲ دارای ارزش گرمایی پایینی 43 MJ/kg باشد.

حل

۱- نیروگاه با چرخه مرکب بدون آتش زایی تکمیلی

راندمان کلی نیروگاه :

$$\eta_{CC} = \eta_{GT} + \eta_{ST}(1 - \eta_{GT}) = 0.375 + 0.26(1 - 0.375) = 0.5375$$

نرخ گرما :

$$HR = 3600/\eta_{CC} = 3600/0.5375 = 6697.7 \text{ kJ/kWh}$$

نرخ سوخت :

$$m_f = P_{CC}/(\eta_{CC}LHV) = 380 \text{ MW}/(0.5375 \times 43 \text{ MJ/kg}) = 16.44 \text{ kg/s}$$

۲- نیروگاه با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی

راندمان کلی نیروگاه :

$$\begin{aligned} \eta_{CC} &= (\eta_{GT} + \eta_{ST} - \eta_{GT}\eta_{ST} + f_{SF}\eta_{ST})/(1 + f_{SF}) \\ &= (0.375 + 0.26 - 0.375 \times 0.26 + 0.3 \times 0.26)/(1 + 0.3) = 0.473 \end{aligned}$$

نرخ گرما :

$$HR = 3600/\eta_{CC} = 3600/0.473 = 7611 \text{ kJ/kWh}$$

نرخ سوخت :

$$m_f = P_{el}/(\eta_{CC}LHV) = 380 \text{ MW}/(0.473 \times 43 \text{ MJ/kg}) = 18.66 \text{ kg/s}$$

بنابراین نیروگاه با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی در مقایسه با نیروگاه با چرخه مرکب بدون آتش زایی تکمیلی دارای راندمان پایینتر؛ ولی نرخ گرما و نرخ سوخت بالاتری است.

وضعیت‌های نیروگاه با چرخه مرکب

نیروگاههای با چرخه مرکب تک فشاری

با توجه به پیچیدگی HRSG و توربین بخار، سه وضعیت اساسی از نیروگاههای با چرخه مرکب را داریم (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ بالینگ و دیگران ۱۹۹۵؛ بولاند، ۱۹۹۱؛ تفت، ۱۹۹۱؛ سوان کمپ^۱، ۱۹۹۵؛ کرونینبروک^۲ و دیگران، ۱۹۹۶):

- نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری
- نیروگاه با چرخه مرکب با فشار دوتایی

● نیروگاه با چرخه مرکب با فشار سه تایی

نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری در شکل (۶-۷) مشخص شده است. نمایه های دمای گاز خروجی و سیال عامل آب/بخار در HRSG تک فشاری در شکل (۶-۸) مشخص شده است. گاز خروجی ضمن عبور از HRSG خنک می شود در جایی که آب گرم تغذیه تبخیر شده و بخار مافوق داغ می شود.

با به کارگیری قانون اول ترمودینامیک برای مافوق داغ کننده و تبخیرکننده، توازن انرژی برای این قسمت از HRSG به صورت زیر داده می شود:

$$m_g c_{pg}(t_1 - t_2) = m_s(h_6 - h_5) \quad \text{kJ/s} \quad (6-24)$$

که در آن m_g و m_s نرخ جریان جرم به ترتیب برای گاز خروجی و بخار برحسب kg/s ، h_5 انتالپی مایع اشباع در فشار HRSG برحسب kJ/kg ، و h_6 انتالپی بخار مافوق داغ برحسب kJ/kg است. دمای گاز دودکش در حالت ۲ می شود:

$$t_2 = t_3 + PP \quad ^\circ\text{C} \quad (6-25)$$

که در آن t_3 دمای اشباعی در فشار HRSG برحسب $^\circ\text{C}$ و PP تفاضل دمای نقطه pinch برحسب K است. تفاضل دمای PP تفاضل دمای کمینه بین دو سیال - گاز خروجی و آب/بخار - در HRSG است، مثلاً $t_2 - t_3$. این مقدار باید از مقدار کمینه طراحی شده برای همه شرایط عمل این سیستم، بیشتر باشد (در حدود 10 K) تا استفاده مؤثر از تمام سطح انتقال حرارت HRSG بشود. مقادیر PP کوچکتر مساحت لازم سطح انتقال حرارت را به مقدار زیادی افزایش می دهد، ضمن این که مقادیر خیلی بزرگتر کاهش دمای اشباع و در نتیجه فشار را موجب می گردد که اثر نامطلوب بر روی راندمان حرارتی چرخه مرکب می گذارد (بولاند، ۱۹۹۱؛ هورلاک، ۱۹۹۵).

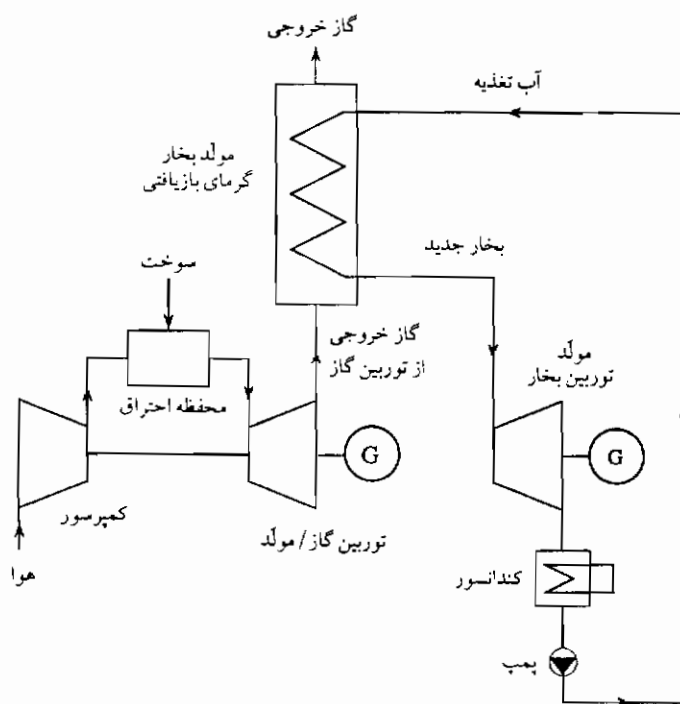
نرخ تولید بخار در یک HRSG تک فشاری از معادله (۶-۲۴) می شود:

$$m_s = m_g c_{pg}(t_1 - t_2)/(h_6 - h_5) \quad \text{kg/s} \quad (4-26)$$

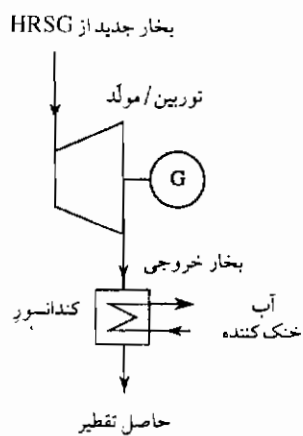
مشابهاً، تعادل انرژی برای پیش گرم کن می شود:

$$m_g c_{pg}(t_2 - t_3) = m_s(h_5 - h_4) \quad \text{kJ/s} \quad (6-27)$$

که در آن t_3 دمای گاز دودکش در خروجی HRSG برحسب $^\circ\text{C}$ و h_4 انتالپی آب تغذیه در ورودی HRSG برحسب kJ/kg است.

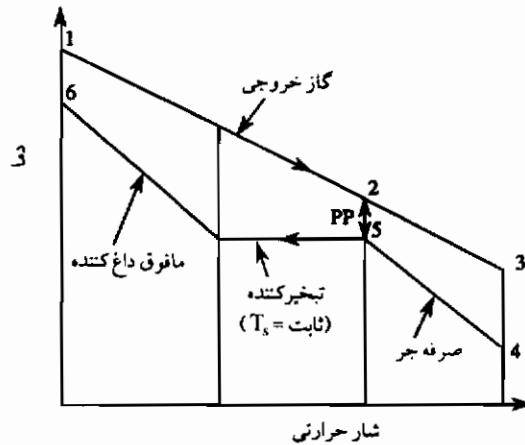


(الف)



(ب)

شکل ۶-۷. نیروگاه یا چرخه مرکب تک فشاری: الف - خودار جریان؛ ب - شکل شمایی توربین بخار



شکل ۶-۸. نمودار دما - شار حرارتی یک HRSG تک فشاری

با جمع کردن معادلات (۶-۲۴) و (۶-۲۷)، توازن انرژی برای HRSG را به صورت جامع به دست می‌دهد؛ بنابراین نرخ انتقال حرارت برای HRSG می‌شود:

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{m}_g c_{pg} (t_1 - t_3) = \dot{m}_s (h_6 - h_4) \quad \text{kJ/s} \quad (6-28)$$

دمای گاز دودکش خارج شونده از HRSG از معادلات (۶-۲۷) یا (۶-۲۸) می‌شود:

$$t_3 = t_2 - \dot{m}_s (h_6 - h_4) / \dot{m}_g c_{pg} = t_1 - \dot{m}_s (h_6 - h_4) / \dot{m}_g c_{pg} \quad ^\circ\text{C} \quad (6-29)$$

این دما محدود است؛ زیرا خطر خوردگی به خاطر بخار آب اشباع در حضور اکسیدهای گوگرد وجود دارد. این دما باید از دمای نقطه شبنم گاز دودکش که توسط فشار جزئی بخار آب تعیین شده و متأثر از گوگرد موجود در سوخت است، بالاتر باشد. از طرف دیگر دمای آب تغذیه در ورودی HRSG باید تا حد امکان پایین باشد تا استفاده بهینه از گرمای خروجی توربین گاز را ممکن سازد. چون نرخ انتقال حرارت در طرف گازی HRSG در مقایسه با طرف آب/بخار ضعیف است، دمای سطح در انتهای سرد HRSG فقط به مقدار کمی از دمای آب تغذیه بالاتر است.

مثال ۶-۵

نرخ تولید بخار، دمای گاز خروجی، و نرخ پس دادن گرمای گاز خروجی برای یک HRSG تک فشاری یک نیروگاه با چرخه مرکب را محاسبه کنید (شکلهای (۶-۷) و (۶-۸) را ببینید). شرایط

مطابق زیر هستند:

نرخ جریان جرمی گاز خروجی از توربین گاز $m_g = 540 \text{ kg/s}$

دمای گاز خروجی $t_1 = 610^\circ\text{C}$

فشار بخار مافوق گرم $p_6 = 60$ بار و دمای $t_6 = 500^\circ\text{C}$

دمای آب تغذیه $t_4 = 110^\circ\text{C}$

فرض کنید که PP برای HRSG برابر با 10 K و گرمای ویژه گاز خروجی c_{pg} برابر با 1.05 kJ/(kg K) است.

حل

۱- انتالپی بخار مافوق گرم (از نمودار $h-s$) $h_6 = 3425 \text{ kJ/kg}$

انتالپی آب تغذیه $h_4 = c_{pw} t_4 = 4.187 \times 110 = 460.6 \text{ kJ/kg}$

دمای اشباع در $p_5 = 60$ بار برابر با $t_3 = 275.55^\circ\text{C}$ و انتالپی مایع اشباع (از جدول آب/بخار) $h_5 = 1213.7 \text{ kJ/kg}$ است.

۲- با مشخص کردن حالات مطابق شکل (۸-۶)، ابتدا نرخ تولید بخار بر واحد جرم گاز خروجی را محاسبه می کنیم. دمای گاز دودکش در حالت ۲ می شود:

$$t_2 = t_3 + PP = 275.55 + 10 = 285.55^\circ\text{C}$$

از موازنه انرژی برای مافوق گرم کننده و تبخیرکننده HRSG، نرخ تولید بخار می شود:

$$m_s = m_g c_{pg} (t_1 - t_2) / (h_6 - h_5) \\ = 540 \times 1.05 \times (610 - 285.55) / (3425 - 1213.7) = 83.18 \text{ kg/s}$$

۳- نرخ گرمای بازیافتی در HRSG می شود:

$$Q_{\text{HRSG}} = m_s (h_6 - h_4) = 83.18 \times (3425 - 460.6) = 246,574 \text{ kW}$$

۴- دمای گاز خروجی می شود:

$$t_3 = t_1 - Q_{\text{HRSG}} / (m_g c_{pg}) = 610 - 246,574 / (540 \times 1.05) = 175.1^\circ\text{C}$$

۵- نرخ پس دادن گرمای گاز خروجی می شود:

$$Q_{\text{دردن}} = m_g c_{pg} t_3 = 540 \times 1.05 \times 175.1 = 99,296 \text{ kW}$$

مثال ۶-۶

برای نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری مثال (۵-۶)، شرایط زیر داده می شوند (حالتها مطابق شکل (۸-۶) هستند):

پارامترهای بخار جدید $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ، $p_1 = 60$ بار، انتالپی $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$ ، نرخ جریان جرم $\dot{m}_1 = 83.18 \text{ kg/s}$ است.

راندمان آیزنتروپیک توربین بخار $\eta_{t1} = 0.9$

فشار کندانسور $p_2 = 0.4$ بار

دمای خروجی توربین گاز $t_{c1} = 610^\circ\text{C}$ و نرخ جریان جرمی $\dot{m}_g = 540 \text{ kg/s}$ است.

کار ویژه واقعی توربین بخار، قدرت خروجی توربین بخار، و راندمان حرارتی چرخه بخار را محاسبه کنید.

حل

۱- برای انبساط آیزنتروپیک، انتالپی بخار خروجی از نمودار $h-s$ گرفته می شود:

$$h_{2s} = 2075 \text{ kJ/kg}$$

۲- کار ویژه واقعی توربین بخار می شود:

$$w_{t1s} = (h_1 - h_{2s})\eta_{t1} = (3425 - 2075)0.9 = 1215 \text{ kJ/kg}$$

۳- قدرت خروجی توربین بخار می شود:

$$P_{t1s} = \dot{m}_1 w_{t1s} = 83.18 \times 1215 = 101,064 \text{ kW}$$

۴- نرخ گرمای ورودی چرخه بخار برابر با گرمای گاز خروجی توربین گاز است؛ مثلاً:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_g c_{pg} t_{c1} = 540 \times 1.05 \times 610 = 345,870 \text{ kW}$$

۵- راندمان حرارتی چرخه بخار می شود:

$$\eta_{th} = P_{t1s} / \dot{Q}_{in} = 101,064 / 345,870 = 0.292$$

نیروگاههای با چرخه مرکب با فشار دوتایی و سه تایی

برای افزایش استفاده از گرمای خروجی توربین گاز، نیروگاههای با چرخه مرکب با فشار دوتایی و سه تایی مورد استفاده قرار می گیرند. نیروگاه با چرخه مرکب با فشار دوتایی نشان داده شده

در شکل (۹-۶) را در نظر بگیرید. در شکل (۱۰-۶) نموداری از دما و شار گرمایی برای نیروگاه با چرخه مرکب با فشار دوتایی آمده است. موازنه انرژی برای تبخیرکننده با فشار بالا (HP) و مافوق گرم کننده در HRSG با فشار دوتایی به صورت زیر داده می شود:

$$m_g c_{pg}(t_1 - t_2) = m_{HP}(h_{10} - h_9) \quad \text{kJ/s} \quad (9-30)$$

که در آن m_{HP} جریان جرمی بخار در قسمت فشار بالای HRSG برحسب kg/s ، h_{10} انتالپی بخار مافوق گرم خروجی از HRSG برحسب kJ/kg ، و h_9 انتالپی مایع اشباع در فشار بالا برحسب kJ/kg است؛ بنابراین نرخ تولید بخار فشار بالا در HRSG می شود:

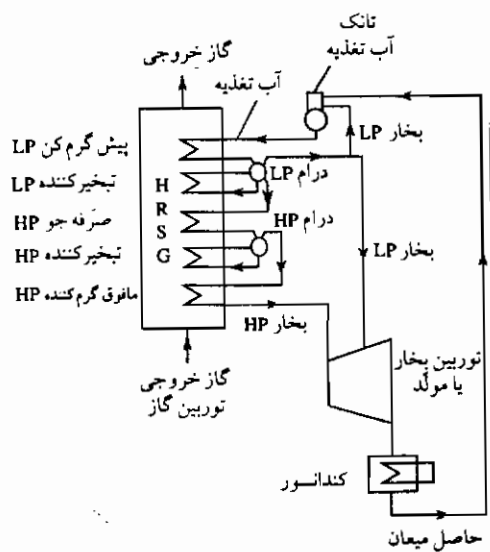
$$m_{HP} = m_g c_{pg}(t_1 - t_2) / (h_{10} - h_9) \quad \text{kg/s} \quad (9-31)$$

از موازنه انرژی برای صرفه جو HP، دمای گاز در خروجی قسمت فشار بالای HRSG می شود:

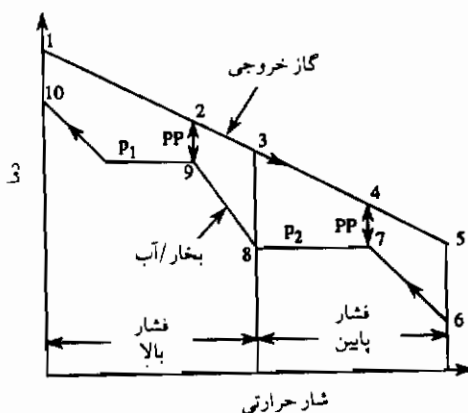
$$t_3 = t_2 - m_{HP}(h_9 - h_8) / (m_g c_{pg}) \quad ^\circ\text{C} \quad (9-32)$$

که در آن h_8 انتالپی آب تغذیه HP برحسب kJ/kg است. به صورت مشابه، نرخ تولید بخار با فشار پایین (LP) در HRSG می شود:

$$m_{LP} = m_g c_{pg}(t_3 - t_4) / h_{fg,LP} \quad \text{kg/s} \quad (9-33)$$



شکل ۹-۶ قسمت بخار / آب یک نیروگاه با چرخه مرکب با فشار دوتایی



شکل ۶-۱۰. نمودار دما - شار حرارتی یک HRSG با فشار دوتایی

که در آن $h_{ig, LP}$ انتالپی تبخیر در فشار پایین در HRSG بر حسب kJ/kg است؛ بنابراین نرخ کلی تولید بخار در HRSG می شود:

$$m_s = m_{HP} + m_{LP} \quad \text{kg/s} \quad (6-34)$$

نرخ گرمای خروجی HRSG می شود:

$$Q_{HRSG} = m_g c_{pg} (t_1 - t_5) = m_{HP} (h_{10} - h_8) + m_{LP} (h_8 - h_6) \quad \text{kW} \quad (6-35)$$

از معادله (۶-۳۵)، دمای گاز خروجی می شود:

$$t_5 = t_1 - Q_{HRSG} / (m_g c_{pg}) \quad ^\circ\text{C} \quad (6-36)$$

و یا همچنین داریم:

$$t_5 = t_3 - m_{LP} (h_8 - h_6) / (m_g c_{pg}) \quad ^\circ\text{C} \quad (6-37)$$

مثال ۶-۷

برای یک نیروگاه با چرخه مرکب با HRSG فشار دوتایی، شرایط زیر داده می شوند (بنگرید به شکل‌های ۶-۹ و ۶-۱۰):

p_{HP} فشار بالا = ۱۲۰ بار و p_{LP} فشار پایینی = ۹ بار

نرخ جریان گاز خروجی توربین گاز $m_g = 540 \text{ kg/s}$ و دمای $t_1 = 610^\circ\text{C}$

دمای آب تغذیه $t_6 = 110^\circ\text{C}$

فشار بخار مافوق گرم فشار بالا $p_{10} = 120 \text{ بار}$ و دمای $t_{10} = 545^\circ\text{C}$

فرض کنید که $PP = 10 \text{ K}$ و گرمای ویژه گاز خروجی $c_{pg} = 1.05 \text{ kJ/(kg K)}$ است. نرخ عمومی تولید بخار HRSG، نرخ گرمای خروجی توربین گاز، و دمای گاز خروجی را محاسبه کنید.

حل

۱- پارامترهای بخار و آب در موقعیتهای مختلف در HRSG با استفاده از نمودار $t-s$ و جدول بخار در زیر داده می شود.

پارامترهای فشار پایین در بار $p_{LP} = 9$ ، دمای اشباع $t_g = t_f = 175.36^\circ\text{C}$ ، انتالپی تبخیر $h_{f,LP} = 742.64 \text{ kJ/kg}$ ، انتالپی مایع اشباع $h_{g,LP} = 2029.5 \text{ kJ/kg}$ ، و انتالپی آب تغذیه $h_6 = c_{pw} t_6 = 4.187 \times 110 = 460.6 \text{ kJ/kg}$ ، و انتالپی آب تغذیه $h_6 = 460.6 \text{ kJ/kg}$.

انتالپی بخار جدید در 120 بار و 545°C برابر با $h_{10} = 3465 \text{ kJ/kg}$ است. دمای آب تغذیه $t_{1w,HP} = 175.36^\circ\text{C}$ و انتالپی آن $h_{1w,HP} = c_{pw} t_{1w,HP} = 4.187 \times 175.36 = 734.2 \text{ kJ/kg}$ است. پارامترهای مایع اشباع در $p_{HP} = 60 \text{ بار}$ عبارت از دما $t_g = 324.65^\circ\text{C}$ و انتالپی $h_g = 3249.8 \text{ kJ/kg}$ می باشد.

۲- دمای گاز دودکش در حالتیهای ۲ و ۴ عبارتند از:

$$t_2 = t_g + PP = 324.65^\circ\text{C} + 10 \text{ K} = 334.65^\circ\text{C}$$

$$t_4 = t_f + PP = 175.36^\circ\text{C} + 10 \text{ K} = 185.36^\circ\text{C}$$

۳- از موازنه انرژی برای مافوق گرم کننده و تبخیرکننده با فشار بالا، نرخ تولید بخار فشار بالای HRSG می شود:

$$m_{HP} = m_g c_{pg} (t_1 - t_2) / (h_{10} - h_g) \\ = 540 \times 1.05 \times (610 - 334.65) / (3465 - 1491.8) = 79.12 \text{ kg/s}$$

۴- از موازنه انرژی برای صرفه جو در فشار بالا، دمای گاز در خروجی قسمت فشار بالای HRSG می شود:

$$t_3 = t_2 - m_{HP} (h_g - h_{1w,HP}) / (m_g c_{pg}) \\ = 334.65 - 79.12 (1491.8 - 734.2) / (540 \times 1.05) = 228.9^\circ\text{C}$$

۵- نرخ تولید بخار فشار پایین در HRSG می‌شود:

$$\begin{aligned} m_{LP} &= m_g c_{pg} (t_3 - t_4) / h_{fg,LP} \\ &= 540 \times 1.05 \times (228.9 - 185.36) / 2029.5 = 12.16 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

۶- نرخ عمومی تولید بخار در HRSG می‌شود:

$$m_g = m_{HP} + m_{LP} = 79.12 + 12.16 = 91.28 \text{ kg/s}$$

۷- نرخ گرمای خروجی از HRSG می‌شود:

$$\begin{aligned} Q_{HRSG} &= m_{HP}(h_{10} - h_{fw,HP}) + m_{LP}(h_g - h_6) \\ &= 79.12(3465 - 734.2) + 12.16(2772.1 - 460.6) \\ &= 216,061 + 28,108 = 244,169 \text{ kW} \end{aligned}$$

۸- دمای گاز خروجی می‌شود:

$$t_5 = t_1 - Q_{HRSG} / (m_g c_{pg}) = 610 - 244,169 / (540 \times 1.05) = 179.3^\circ\text{C}$$

یا

$$\begin{aligned} t_5 &= t_3 - m_{LP}(h_g - h_6) / (m_g c_{pg}) \\ &= 228.9 - 12.16(2772.1 - 460.6) / (540 \times 1.05) = 179.3^\circ\text{C} \end{aligned}$$

مثال ۸-۶

برای یک نیروگاه با چرخه مرکب با HRSG با فشار دوتایی، شرایط زیر داده می‌شود (بنگرید به شکل ۱۰-۶).

فشار بالای $p_{HP} = 60$ بار فشار پایین $p_{LP} = 5$ بار

نرخ جریان گاز خروجی توربین گاز $m_g = 540 \text{ kg/s}$ و دمای $t_1 = 610^\circ\text{C}$

فشار بخار جدید $p_{10} = 60$ بار و دمای $t_{10} = 500^\circ\text{C}$

دمای آب تغذیه $t_6 = 110^\circ\text{C}$

با فرض $p_p = 10 \text{ K}$ و $c_{pg} = 1.05 \text{ kJ/(kg K)}$ ، نرخ تولید عمومی بخار HRSG، نرخ گرمای خروجی توربین گاز، و دمای گاز خروجی را محاسبه کنید.

حل

۱- پارامترهای بخار و آب در موقعیتهای مختلف در HRSG از نمودار $h-s$ و جدول بخار،

به صورت زیر داده می شود :

پارامترهای فشار پایین در $p_{LP} = 5$ بار، عبارتند از : دمای اشباع $t_g = t_f = 151.84^\circ\text{C}$ ،
 انتالپی تبخیر $h_{f,LP} = 2107.4 \text{ kJ/kg}$ ، انتالپی مایع اشباع $h_f = 742.64 \text{ kJ/kg}$ ، انتالپی بخار اشباع
 $h_g = 2747.5 \text{ kJ/kg}$ و انتالپی آب تغذیه $h_6 = c_{pw}t_6 = 110 \times 187.4 = 460.6 \text{ kJ/kg}$. انتالپی بخار
 جدید در 60 بار و 545°C برابر با $h_{10} = 3425 \text{ kJ/kg}$ می شود . دمای آب تغذیه $t_{f,HP} = 152^\circ\text{C}$
 و انتالپی آن $h_{f,HP} = c_{pw}t_{f,HP} = 152 \times 4187 = 636.4 \text{ kJ/kg}$ می شود . پارامترهای مایع اشباع
 در $p_{HP} = 60$ بار عبارت از : دمای $t_g = t_f = 275.55^\circ\text{C}$ و انتالپی $h_g = 1213.7 \text{ kJ/kg}$ هستند .
 ۲- دمای گاز در حالت های ۲ و ۴ می شود :

$$t_2 = t_g + PP = 275.55 + 10 = 285.55^\circ\text{C}$$

$$t_4 = t_f + PP = 151.84 + 10 = 161.84^\circ\text{C}$$

۳- از موازنه انرژی برای مافوق گرم کننده و تبخیرکننده فشار بالا، نرخ تولید بخار با فشار
 بالای HRSG می شود :

$$\begin{aligned} m_{HP} &= m_g c_{pg} (t_1 - t_2) / (h_{10} - h_g) \\ &= 540 \times 1.05 \times (610 - 285.55) / (3425 - 1213.7) = 83.2 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

۴- از موازنه انرژی برای صرفه جو فشار بالا، دمای گاز در خروجی قسمت فشار بالای HRSG
 می شود :

$$\begin{aligned} t_3 &= t_2 - m_{HP}(h_g - h_{f,HP}) / (m_g c_{pg}) \\ &= 285.55 - 83.2(1213.7 - 636.4) / (540 \times 1.05) = 200.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

۵- نرخ تولید بخار با فشار پایین HRSG می شود :

$$\begin{aligned} m_{LP} &= m_g c_{pg} (t_3 - t_4) / h_{f,LP} \\ &= 540 \times 1.05(200.8 - 161.84) / 2107.4 = 10.48 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

۶- نرخ تولید عمومی بخار HRSG می شود :

$$m_k = m_{HP} + m_{LP} = 83.2 + 10.48 = 93.68 \text{ kg/s}$$

۷- نرخ گرمای خروجی از HRSG می شود :

$$\begin{aligned} Q_{HRSG} &= m_{HP}(h_{10} - h_{f,HP}) + m_{LP}(h_g - h_6) \\ &= 83.2(3425 - 636.4) + 10.48(2747.5 - 460.6) = 280,651 \text{ kW} \end{aligned}$$

۸- دمای گاز خروجی می شود :

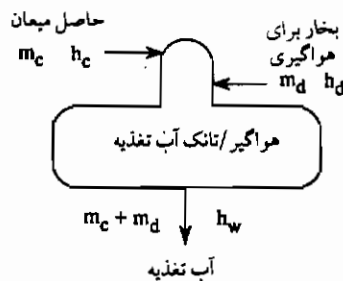
$$t_5 = t_1 - Q_{\text{HRSG}} / (m_g c_{pg}) = 610 - 280,651 / (540 \times 1.05) = 158^\circ\text{C}$$

یا

$$\begin{aligned} t_5 &= t_3 - m_{\text{LP}}(h_8 - h_6) / (m_g c_{pg}) \\ &= 200.8 - 10.48(2747.5 - 460.6) / (540 \times 1.05) = 158^\circ\text{C} \end{aligned}$$

مثال ۹-۶

مواد مایع از کندانسور یک توربین بخار مستقیماً به یک هواگیر وارد می‌شود (بنگرید به شکل ۱۱-۶). با فرض این که جریان جرم مایع m_c برابر با $93/68 \text{ kg/s}$ ، فشار هواگیر p_d برابر $1/5$ برابر، و فشار کندانسور p_c برابر با $0.4/0$ بار باشد؛ مقدار بخار لازم هواگیر را حساب کنید.



شکل ۱۱-۶. هواگیر/تانک آب تغذیه یک نیروگاه با چرخه مرکب

حل

۱- انتالپی بخار اشباع برای هواگیری (h_d)، و آب تغذیه (h_w) از جدول بخار/آب گرفته می‌شوند:

$$h_d = 2693.4 \text{ kJ/kg} \quad h_c = 121.41 \text{ kJ/kg} \quad h_w = 467.13 \text{ kJ/kg}$$

۲- از موازنه انرژی برای هواگیر، مصرف بخار می‌شود:

$$\begin{aligned} m_d &= m_c(h_w - h_c) / (h_d - h_c) \\ &= 102.6(467.13 - 121.41) / (2693.4 - 121.41) \\ &= 12.59 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

مثال ۱۰-۶

توربین بخار با فشار دوتایی نیروگاه با چرخه مرکب مثالهای (۳-۶) و (۴-۶) را در نظر بگیرید.

شرایط (بنگرید به شکل ۱۲-۶) این گونه اند :

جریان جرمی گاز خروجی توربین گاز $m_g = 540 \text{ kg/s}$

دمای گاز خروجی $t_{exh} = 610^\circ\text{C}$

شرایط بخار جدید (HP) : $p_1 = 60$ ، $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ، و انتالپی $h_1 = 3425 \text{ kJ/kg}$

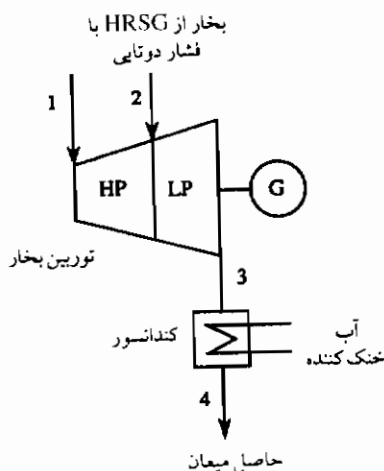
شرایط بخار LP : $p_2 = 5$ بار ، $h_{2s} = 2775 \text{ kJ/kg}$ (از نمودار $h-s$)

فشار کندانسور $p_3 = 0.4$ بار

نرخ تولید بخار در قسمت‌های HP و LP این HRSG به ترتیب عبارتند از : $m_{HP} = 83/2 \text{ kg/s}$ و

$m_{LP} = 10/48 \text{ kg/s}$ ، پس از کم کردن فشار ، قسمت زیر از بخار LP برای هواگیری استفاده می شود :

$m_d = 12/59 \text{ kg/s}$.



شکل ۱۲-۶. توربین بخار با فشار دوتایی یک نیروگاه با چرخه مرکب

با فرض یک توربین بخار با راندمان آیزنتروپیک $\eta_{ii} = 0.9$ و گرمای ویژه با فشار ثابت گاز

خروجی $c_{pg} = 1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ ، قدرت خروجی و راندمان توربین بخار را محاسبه کنید .

حل

۱- انتالپی بخار پس از انبساط آیزنتروپیک در قسمت‌های HP و LP توربین از نمودار $h-s$

یافت می شود :

$$h_{2s} = 2775 \text{ kJ/kg} \quad h_{3s} = 2120 \text{ kJ/kg}$$

۲- انتالپی واقعی بخار در حالات ۲ و ۳ می‌شوند :

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{it} = 3425 - (3425 - 2775)0.9 = 2840 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_2 - (h_2 - h_{3s})\eta_{it} = 2840 - (2840 - 2120)0.9 = 2192 \text{ kJ/kg}$$

۳- کار ویژه واقعی قسمت‌های HP و LP توربین می‌شود :

$$w_{HP} = h_1 - h_2 = 3425 - 2840 = 585 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{LP} = h_2 - h_3 = 2840 - 2192 = 648 \text{ kJ/kg}$$

۴- نرخ جریان جرمی بخار در قسمت‌های HP و LP توربین می‌شود :

$$m_{HP} = 83.2 \text{ kg/s}$$

$$m'_{LP} = m_{HP} + m_{LP} - m_d = 83.2 + 10.48 - 12.59 = 87.61 \text{ kg/s}$$

۵- قدرت خروجی توربین بخار می‌شود :

$$P_{ST} = m_{HP}w_{HP} + m'_{LP}w_{LP} = 83.2 \times 585 + 87.61 \times 648 = 105,443 \text{ kW}$$

۶- راندمان توربین بخار به صورت نسبت قدرت خروجی به گرمای ورودی به صورت زیر

تعریف می‌شود :

$$\eta_{ST} = P_{ST}/Q_{in} = P_{ST}/m_g c_{pg} t_{eah} = 105,443/540 \times 1.15 \times 610 = 0.305$$

مثال ۱۱-۶

برای یک چرخه مرکب با فشار سه تایی با نمودار دما-شار حرارتی مطابق شکل (۱۳-۶)،

شرایط زیر برقرارند :

$$540 \text{ kg/s} = m_g \text{ گاز توربین گاز}$$

$$610^\circ\text{C} = t_1 \text{ دمای } t_1$$

$$1705 \text{ kJ/(kg K)} = c_{pg} \text{ گرمای ویژه } c_{pg}$$

پارامترهای چرخه بخار :

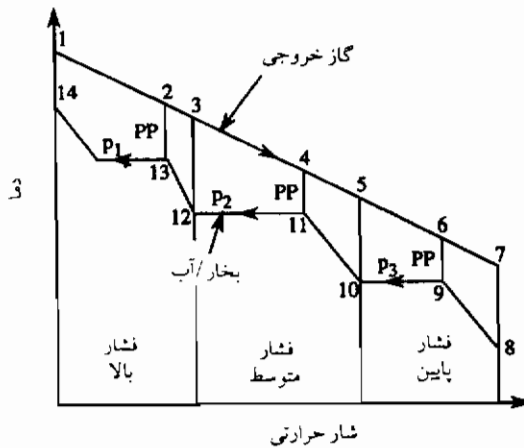
$$545^\circ\text{C} = t_{14} \text{ بار } 120 = p_1 : \text{HP} \text{ بخار تازه}$$

$$20 \text{ بار} = p_2 : \text{IP} \text{ بخار}$$

$$4 \text{ بار} = p_3 \text{ بخار}$$

$$0.4 \text{ بار} = p_4 \text{ فشار کندانسور}$$

$$0.9 = \eta_{it} \text{ راندمان آیزنتروپیک توربین بخار}$$



شکل ۱۳-۶. نمودار دما - شار حرارتی يك HRSG با فشار سه تایی

فشار هواگیر $p_h = 1/5$ بار

دمای آب تغذیه 110°C

نقطه $K = PP$ ، pinch 10

نرخ تولید بخار با فشار پایین $m_{LP} = 10/48 \text{ kg/s}$

مصرف بخار برای هواگیر $m_d = 12/59 \text{ kg/s}$

۱- نرخ تولید بخار برحسب kg/s ؛ ۲- قدرت خروجی توربین بخار برحسب kW ؛ ۳- راندمان نیروگاه بخار را محاسبه کنید.

حل

شرایط بخار و آب (از نمودار h-s و جدول آب/بخار) :

حالت	شرایط	فشار، برحسب بار	دما، $^\circ\text{C}$	انتالپی ویژه kJ/kg
۸	آب تغذیه	۴	۱۱۰	۴۶۰/۶
۹	مایع اشباع	۴	۱۴۳/۶۲	۶۰۴/۶۷
۱۰	بخار اشباع	۴	۱۴۳/۶۲	۲۷۳۷/۶
۱۱	مایع اشباع	۲۰	۲۱۲/۳۷	۹۰۸/۵۹
۱۲	بخار اشباع	۲۰	۲۱۲/۳۷	۲۷۹۷/۲
۱۳	مایع اشباع	۱۲۰	۳۲۴/۶۵	۱۴۹۱/۸
۱۴	بخار زنده	۱۲۰	۵۴۵	۳۴۶۵

$$\begin{aligned} t_2 = t_{13} + PP = 324/65 + 10 = 334/65^\circ\text{C}, \quad 610^\circ\text{C} = t_1, \\ t_6 = t_9 + PP = 143/62 + 10 = 153/62^\circ\text{C}, \quad t_4 = t_{11} + PP = 212/37 + 10 = 222/37^\circ\text{C} \end{aligned}$$

نرخ تولید بخار HP می شود :

$$\begin{aligned} m_{HP} &= m_g c_{pg} (t_1 - t_2) / (h_{14} - h_{13}) \\ &= 540 \times 1.05 \times (610 - 334.65) / (3465 - 1491.8) = 79.12 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

انتالپی واقعی بخار خروجی می شود :

$$h_3 = h_2 - (h_2 - h_{3s}) \eta_{it} = 2840 - (2840 - 2120)0.9 = 2192 \text{ kJ/kg}$$

کار ویژه واقعی برای توربین بخار HP و LP می شود :

$$\begin{aligned} w_{HP} &= h_1 - h_2 = 3465 - 2840 = 585 \text{ kJ/kg} \\ w_{LP} &= h_2 - h_3 = 2840 - 2192 = 648 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

نرخ جریان جرمی بخار برای توربین بخار HP و LP می شود :

$$\begin{aligned} m_{HP} &= 79.12 \text{ kg/s} \\ m'_{LP} &= m_{HP} + m_{LP} - m_d = 79.12 + 10.48 - 12.59 = 77.01 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

قدرت خروجی توربین بخار می شود :

$$P_{ST} = m_{HP} w_{HP} + m_{LP} w_{LP} = 79.12 \times 585 + 77.01 \times 648 = 96,188.8 \text{ kW}$$

راندمان نیروگاه بخار می شود :

$$\eta_{ST} = P_{ST} / Q_{in} = P_{ST} / m_g c_{pg} t_1 = 96,188.8 / 540 \times 1.05 \times 610 = 0.278$$

جدولهای (۶-۷) و (۶-۲) شامل اطلاعات عملکرد طراحی و وضعیتهای نیروگاه با چرخه مرکب بر مبنای توربینهای گاز تولیدکنندگان معروف هستند. اطلاعات مشابه برای نیروگاههای توربین گاز تک چرخه ای در فصل پنجم (در جدولهای ۵-۴ تا ۵-۸) آمده است.

تا امروز، توربینهای صنعتی با بهترین راندمان، ماشینهای سری G و H عظیم الجثه جنرال الکتریک هستند. اطلاعات اصلی عملکرد طراحی نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای این ماشینها در جدول (۶-۵) داده شده است. این ماشینها می توانند تا راندمان کلی ۶۰٪ و نرخ گرمای ۶۰۰۰ kJ/kWh را کسب کنند (هر دو بر مبنای LHV سوخت گاز طبیعی هستند).

جدول ۲-۶. اطلاعات عملکرد نیروگاههای با چرخه مرکب KA13E2 با يك تا سه توربین گاز GT13E2 و با چرخه بخار بازگرم یا غیربازگرم تك فشاره، فشار دوتایی یا سه تایی

وضعیت چرخه مرکب	قدرت خروجی MW			راندمان % (LHV)
	توربین گاز	توربین بخار	چرخه مرکب	
GT13E2 با یک توربین گاز KA13E2				
چرخه بخار تک فشاری	۱۶۰٫۲	۶۷٫۱	۲۲۷٫۳	۵۱٫۳
چرخه بخار فشار دوتایی	۱۶۰٫۲	۸۲٫۹	۲۴۳٫۱	۵۳٫۳
چرخه بخار فشار سه تایی	۱۵۹٫۴	۹۲٫۱	۲۵۱٫۵	۵۵٫۱
KA13E2-2 با دو توربین گاز GT13E2				
چرخه تک فشاری	۳۱۸٫۶	۱۴۸٫۱	۴۶۶٫۷	۵۱٫۶
چرخه فشار دوتایی	۳۱۸٫۶	۱۷۲٫۰	۴۹۰٫۶	۵۴٫۲
چرخه فشار سه تایی	۳۱۸٫۶	۱۷۹٫۲	۴۹۷٫۸	۵۵٫۰
KA13E2-3 با سه توربین گاز GT13E2				
چرخه بخار بازگرم فشار سه تایی	۳ × ۱۵۹٫۴	۲۸۱٫۲	۷۵۹٫۴	۵۵٫۵

فرکانس ۵۰ Hz، سوخت گاز طبیعی، فشار کندانسور ۰/۰۲۸ بار، شرایط استاندارد ISO عبارت از ۱۵°C، ۱/۰۱۳ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪، در سطح دریاست.
منبع: مولد قدرت ABB محدود، بادن، سوئیس (تاریخ: آگوست، ۱۹۹۶).

جدول ۳-۶. عملکرد مقایسه ای نیروگاههای با چرخه مرکب KA8C-2 و KA26 با دو توربین گاز GT8C و GT26 و چرخه بخار بازگرم یا بدون بازگرم تك فشاری، فشار دوتایی، یا فشار سه تایی

وضعیت	قدرت خروجی MW			راندمان % (LHV)
	توربین گاز	توربین بخار	چرخه مرکب	
KA8C-2 ، فرکانس ۵۰/۶۰ Hz				
چرخه تک فشاری	۱۰۱٫۵	۴۸٫۷	۱۵۰٫۲	۴۹٫۴
چرخه فشار دوتایی	۱۰۱٫۵	۵۴٫۸	۱۵۶٫۳	۵۱٫۴
چرخه فشار سه تایی	۱۰۱٫۵	۵۸٫۰	۱۵۹٫۵	۵۲٫۴
KA26 ، فرکانس ۵۰ Hz				
چرخه بازگرم فشار سه تایی	۲۴۰	۱۲۵	۳۶۵	۵۸٫۵

سوخت گاز طبیعی، فشار کندانسور ۰/۰۲۸ بار، شرایط استاندارد ISO عبارت از ۱۵°C، ۱/۰۱۳ بار و رطوبت نسبی ۶۰٪، در سطح دریاست.
منبع: مولد قدرت ABB محدود، بادن، سوئیس (تاریخ: آگوست، ۱۹۹۶).

جدول ۴-۶. اطلاعات عملکرد نیروگاههای با چرخه مرکب برمبنای سری توربینهای گاز زیمنس ۳A

	مدل توربین گاز		
	V94.3A	V84.3A	V64.3A
قدرت خروجی، MW	۱۰۳	۲۵۴	۳۵۹
راندمان % (LHV)	۵۴٫۸	۵۷٫۹	۵۸٫۱
نرخ گرما، kJ/kWh	۶۵۶۶	۶۲۰۸	۶۱۸۷
جریان گاز خروجی، kg/s	۱۹۴	۴۵۴	۶۴۰
قدرت ویژه، kW/(kg/s)	۳۶۱	۳۷۴	۳۷۵
دمای گاز خروجی، °C	۵۶۵	۵۶۲	۵۶۲

چرخه بخار بازگرم فشار دوتایی، فشار کندانسور ۰٫۰۴ بار، سوخت گاز طبیعی، فشار کندانسور ۰٫۰۲۸ بار است. شرایط استاندارد ISO عبارت از ۱۵°C، ۱۰۱۳ بار، رطوبت نسبی ۶۰٪، در سطح دریاست.

منبع: زیمنس AG، ارلانگن، آلمان.

جدول ۵-۶. اطلاعات عملکرد خالص نیروگاه با چرخه مرکب (STAG) برمبنای تکنولوژی توربین گاز G و H جنرال الکتریک

مدل توربین گاز				
MS9001H ^b	MS7001H ^a	MS9001G ^b	MS7001G ^a	
S109H ^b	S107H ^a	S109G ^b	S107G ^a	نیروگاه با چرخه مرکب
۴۸۰	۴۰۰	۴۲۰	۳۵۰	قدرت خروجی MW
۵۶۸۷	۵۶۸۷	۵۸۸۳	۵۸۸۳	نرخ گرما ، (LHV) Btu/kWh
۶۰۰۰	۶۰۰۰	۶۲۰۷	۶۲۰۷	نرخ گرما (LHV) ، kJ/kWh
۶۰	۶۰	۵۸	۵۸	راندمان کلی % (LHV)
بخار	بخار	هوا	هوا	خنک کردن توربین گاز
۹	۹	۲۵	۲۵	نشر ، NO _x ppmv

سوخت گاز طبیعی، شرایط استاندارد ISO عبارت از ۱۵°C، ۱۰۱۳ بار، رطوبت نسبی ۶۰٪، ارتفاع سطح دریاست.

منبع: قدرت (۱۹۹۵)

a: ماشین ۵۰ Hz، b: ماشین ۶۰ Hz

طراحی مولد بخار با بازیافت حرارتی

در نیروگاههای بخاری معمولی، بازیافت چندمرحله ای آب تغذیه به سطوح دمای بالاتر برای افزایش راندمان چرخه مورد استفاده قرار می گیرد و نرخ تولید بخار بستگی به دمای آب تغذیه در ورودی پیش گرم کن دارد. دمای آب تغذیه در HRSG نیروگاه با چرخه مرکب باید بالای دمای نقطه شبنم باشد تا از خوردگی در دمای پایین جلوگیری شود. نرخ تولید بخار مستقل از دمای ورودی آب تغذیه است و در فشارهای بخار زنده بالا این نرخ بالاتر می رود.

یک HRSG، انرژی حرارتی را از خروجی توربین گاز بازیابی می کند. این وسیله، شامل تعداد مبدل حرارتی است که آب را ابتدا گرم، سپس تبخیر و تبدیل به بخار مافوق گرم می کند. آب تغذیه سرد از تانک آب تغذیه به صدفه جو تزریق می شود. دمای گاز خروجی توربینهای گاز پیشرفته 600°C یا بالاتر است (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ آتور، ۱۹۹۵؛ بنیستر و دیگران، ۱۹۹۵). با دمای گاز خروجی بالاتر، HRSG حتی پیچیده تر شده و بنابراین HRSG با فشار دوتایی و سه تایی لازم می شوند. HRSG برای کاربرد با چرخه مرکب با گردش طبیعی و اجباری، دیگهای بخار بدون آتش زایی و با آتش زایی تکمیلی هستند که محدوده قدرت توربین تا ۲۸۰ MW را دربر می گیرند و دارای فشار بخار اصلی تا ۱۴۰ بار (2030 psia) و دمای تا 545°C (1010°F) هستند (آتور، ۱۹۹۵؛ سوان کمپ، ۱۹۹۵؛ کرونینروک و دیگران، ۱۹۹۶).

در ساده ترین مورد، یک HRSG تک فشاره، دیگ با گردش طبیعی شامل یک صدفه جو، تبخیرکننده، و مافوق گرم کننده است. آب تغذیه از یک تانک هواگیر/آب تغذیه از طریق صدفه جو به محفظه دیگ پمپ وارد، سپس در حلقه گردش طبیعی تبخیر و بخار در داخل این محفظه از آب جدا می شود و تا دمای به خصوصی در مافوق گرم کننده گرم می شود. دسته لوله های افقی با جریان گاز عمودی برای کمک به جریان آب احتیاج به گردش اجباری دارند (دودرو^۱، ۱۹۹۷).

چرخه مرکب تک فشاری، به دلیل استفاده ناصحیح گرمای خروجی توربین گاز دارای چرخه بخار با راندمان پایین است. برای به کارگیری مؤثر گرمای گاز خروجی توربینهای گازی پیشرفته با دمای خروجی بالاتر، واحدهای HRSG با فشار دوتایی و سه تایی مورد استفاده قرار می گیرند. فشار و دمای بخار در HRSG و توربین بخار یک نیروگاه با چرخه مرکب در مقایسه با این کمیتات در نیروگاههای بخار معمولی معتدل هستند. بالاترین فشار HRSG ها در حدود ۱۲۰ بار (۱۷۴۰ psia) و بالاترین دما در حدود 540°C (1004°F) است. برای افزایش راندمان نیروگاه بخار، طرحهای پیچیده تری از

جدول ۶-۶. عملکرد نیروگاههای فشار سه تایی با چرخه مرکب با نیروگاههای با چرخه مرکب با توربین گاز از نسل سوم

موازنده و مدل توربین گاز					
زمین، آسالدو	زیمنس، آسالدو	GE، نوو، پیگتون		ABB	
		MS9001IEC	MS9001FA	GT26	GT13E2
V94.3				FMW701F	TG50D5S6
V84.3*		MS7001FA*		GT24*	GT11N*
نیروگاه تک توربین گاز با فشار سه تایی با چرخه مرکب					
بازگرم	بازگرم	بازگرم	بازگرم	بدون بازگرم	بازگرم
۳۲۸	۲۵۹٫۶	۳۴۸٫۵	۳۶۱٫۵	۲۴۴٫۲	۲۱۲٫۳
۶۵۶۹	۶۷۲۰	۶۵۶۰	۶۲۱۸	۶۶۸۰	۶۹۷۷
۵۴٫۸	۵۳٫۵	۵۴٫۸	۵۶٫۹	۵۳	۵۱٫۶
نیروگاه با دو توربین گاز و فشار سه تایی با چرخه مرکب					
بازگرم	بازگرم	بازگرم	بازگرم	بدون بازگرم	بازگرم
۶۵۷	۵۲۱٫۸	۷۰۰٫۸	۷۲۳٫۶	۴۹۰٫۸	۴۲۷٫۲
۶۵۵۷	۶۶۹۰	۶۵۳۰	۶۲۲۰	۶۶۴۰	۶۹۳۶
۵۴٫۹	۵۳٫۸	۵۵٫۱	۵۶٫۹	۵۳٫۳	۵۱٫۹

مؤخت گاز طبیعی است و شرایط استاندارد ISO عبارت از 15°C ، 1013 بار، رطوبت نسبی 60% ، ارتفاع سطح دریاست.

منابع: ABB AG (۱۹۹۶-۱۹۹۱)، بکرو فینک (۱۹۹۵)، آتور (۱۹۹۵).

تمام توربینهای گاز ماشینهای 50 Hz هستند، به جز جایی که قید شده است.

$60\text{ Hz} : a$

جدول ۷-۶. اطلاعات عملکرد توربینهای گاز زیمنس با چرخه مرکب
تک محوری و چند محوری بر مبنای V84.3A و V94.3A

مدل توربین گاز	V84.3A ^a	V94.3A
واحد تک محوره با چرخه مرکب با یک توربین گاز		
قدرت خالص واحد، MW	۲۵۰	۳۵۴
راندمان خالص، %	۵۷٫۰	۵۷٫۲
جریان گاز خروجی، kg/s	۴۵۴	۶۴۰
قدرت ویژه، kW/(kg/s)	۳۷۴	۳۷۵
دمای گاز خروجی، °C	۵۶۲	۶۵۲
واحد چند محوره با چرخه مرکب با دو توربین گاز		
قدرت توربین گاز، MW	۲ × ۱۶۵	۲ × ۲۳۳
قدرت توربین بخار، MW	۱۷۶	۲۴۹
قدرت خالص واحد، MW	۴۹۹	۷۰۵
راندمان خالص، %	۵۶٫۹	۵۷٫۰

چرخه بخار با بازگرم کن فشار سه تایی، فشار کندانسور ۰٫۰۴ بار،

سوخت گاز طبیعی و فشار کندانسور ۰٫۰۲۸ بار است. شرایط استاندارد ISO

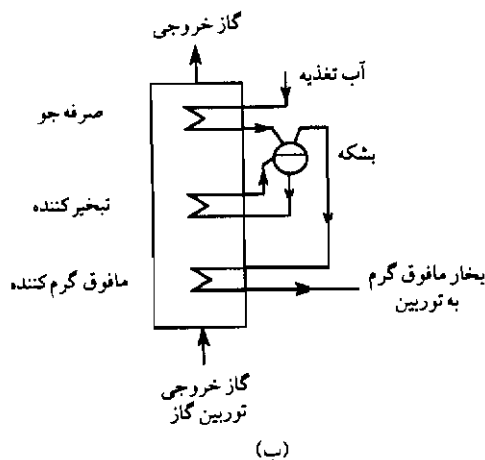
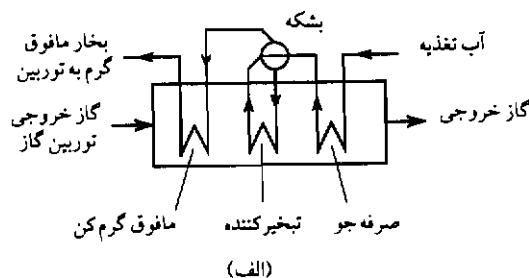
عبارت از ۱۵°C، ۱۳/۰۱ بار، رطوبت نسبی ۶۰٪، ارتفاع سطح دریاست.

منبع: زیمنس AG، ارلانگن، آلمان

a: ماشین ۶۰ Hz

توربین بخار؛ از قبیل توربین با یک یا دو بازگرم مورد استفاده قرار می گیرند. واحدهای HRSG با بازگرم در سیستمهای با چرخه مرکب اخیر با خروجی توربین گاز ۵۴۰°C و بالاتر به صورت گسترده مورد استفاده قرار گرفته اند؛ بنابراین در طراحیهای HRSG پیشرفته تمام روشهای افزایش راندمان - که در مولدهای بخاری مدرن در ایستگاههای برق به اثبات رسیده اند - به جز برای گرم کردن آب تغذیه بازیافتی مورد استفاده قرار می گیرند.

HRSG با دو وضعیت استفاده می شود: افقی و عمودی (شکل (۱۴-۶)). نوع استاندارد در آمریکای شمالی HRSG با گردش طبیعی شامل: دسته های لوله انتقال حرارت عمودی با گاز خروجی در جریان به صورت افقی است. در اروپا HRSG با گردش طبیعی یا گردش اجباری با وضعیت دسته لوله های افقی و جریان گاز عمودی مورد استفاده قرار می گیرند (جونز، ۱۹۹۶).



شکل ۱۴-۶. وضعیت HRS: الف - افقی؛ ب - عمودی

تفاوت دیگر در خطوط به کارگیری بازگرم ظاهر می‌گردد. امروزه HRS با بازگرم در سیستم‌های با چرخه مرکب با خروجی توربین گاز 600°C و بالاتر به کار گرفته می‌شود. این نوع راندمانی در حدود ۲٪ بیشتر از سیستم‌های با چرخه مرکب بدون بازگرم دارند (بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵؛ بولاند، ۱۹۹۱؛ بولاند و استاداس^۱، ۱۹۹۵؛ نویمر و ویلسون^۲، ۱۹۹۳؛ کلارا^۳، ۱۹۹۵؛ کلارا و ورد^۴، ۱۹۹۲؛ کوك و دیگران، ۱۹۹۱؛ دورر^۵، ۱۹۹۶). آب تغذیه در HRS ها معمولاً فقط در یک هواگیر پیش گرم می‌شوند؛ زیرا باید پایستری دمای ممکن را داشته باشد تا استفاده بالایی از گرمای گاز خروجی به دست آید. در HRS تک فشاری، دمای خروجی معمولاً در حدود 200°C (392°F) است.

1. Bolland and Stadaas

2. Noymer and Wilson

3. Klara

4. Klara and Ward

5. Dörr

نقطه pinch در تفاوت دمای کمینه بین گاز خروجی و آب/بخار در HRSG است. با کاهش دادن نقطه pinch نرخ بالاتری از تولید بخار به دست می آید؛ ولی احتیاج به سطح انتقال حرارت بیشتری را ایجاد می کند. مقادیر نقطه pinch بهینه در HRSG ها در حدود $15-10\text{ K}$ ($27-18^\circ\text{F}$) است (بولاند، ۱۹۹۱).

این روش اختلاف درجه حرارت بین دمای اشباع و دمای آب در خروجی صرفه جو است. نقطه pinch و روش به کارگیری اندازه مساحت سطح انتقال حرارت صرفه جو و تبخیرکننده در HRSG را تعیین می کند. انتخاب دمای آب تغذیه بر مبنای در نظرگیری عدم صورت پذیری میعان بخار آب در انتهای سرد صرفه جو است؛ بنابراین از خوردگی دمای پایین سطح انتقال حرارت، به دلیل تشکیل اسیدهای سولفوریک و سولفور، جلوگیری خواهد شد. در طراحیهای پیشرفته تر سطح انتقال حرارت صرفه جو، گازهای خروجی به خاطر کاربرد مواد مقاوم در برابر خوردگی اجازه خواهند یافت تا نقطه زیر شبنم سرد شوند.

در HRSG های پیشرفته، لوله های پره دار مورد استفاده قرار می گیرد، تا نرخ انتقال حرارت در سمت گاز دودکش را افزایش دهد. از بخار شدن در صرفه جو، ضمن بارهای پایین و در شروع، با نگه داشتن فشار آب تغذیه در سطح بالایی کافی و با نگهداری آب مادون دمای اشباع در تمام محدوده بار، جلوگیری می شود. شیر کنترل ورودی آب تغذیه را می توان در خروج از صرفه جو قرار داد. صرفه جوهای با فشار متوسط (IP) و فشار بالا (HP) را می توان با وضعیت موازی با شیر کنترل آب تغذیه HP واقع در خروجی صرفه جو با فشار پایین (LP) قرار داد و شیر کنترل آب تغذیه IP پس از صرفه جو IP قرار داده می شود.

گرچه چرخه ترکیبی HRSG آتش زده نشده، بهترین راندمان را نشان می دهد؛ خیلی از چرخه های ترکیبی از مشعلهای کمکی برای انعطاف عملکرد و به خصوص برای تولید قدرت و بخار (در کاربردهای بازیافتی) در شرایط پایین توربین گاز استفاده می کنند. آتش زایی تکمیلی نیز در افزایش فشار و دمای بخار برای یک چرخه بخار خیلی مؤثر مزیت دارد.

گرچه نیروگاههای با چرخه مرکب بدون آتش زایی تکمیلی دارای راندمان بالاتری هستند، آتش زایی تکمیلی انعطاف عملکرد، به خصوص در کاربردهای بازیافتی و راه اندازی مجدد را افزایش می دهد. بیشتر HRSG ها اکنون در فشار بخار ۱۱۰ بار عمل می کنند. آتش زایی تکمیلی می تواند فشار بخار اصلی را تا ۱۶۵-۱۴۰ بار (۲۰۰۰ و ۲۴۰۰ psig) بالا ببرد. این سطح فشار برای راه اندازی مجدد نیروگاههای بخار موجود بهینه است. ملاحظه اصلی برای واحدهای با ۱۶۵ بار ابقا، مناسب گردش طبیعی است.

کاربرد HRSG با یک بار چرخش در تعدادی از نیروگاههای کوچکتر با چرخه مرکب نمایش داده شده است. چنین HRSG شامل دسته لوله‌هایی با وضعیت عمودی، با جریان داخلی بخار/آب و جریان گاز افقی عمود بر لوله‌هاست. با آتش زایی تکمیلی دمای بخار تا 600°C قابل به دست آوردن است (بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵؛ سوان کمپ، ۱۹۹۵). آلیاژهای مقاوم در مقابل خوردگی پیشرفته به عنوان مواد سازنده این لوله‌ها به کار برده می‌شوند. استفاده از آب جلوگیری کننده از یونیزاسیون، سیستمهای تصفیه آب مفصل معمول در HRSG با گردش طبیعی کرین- فولاد را حذف می‌کند. در نیروگاههای بازیافتی، یک دیگ کمکی که با یک سوخت متفاوت آتش می‌شود- مثلاً زغال سنگ- عنصر مهمی است.

برای جلوگیری از خوردگی انتهای سرد، دمای گاز خروجی HRSG باید بالای دمای نقطه شبنم گاز دودکش، که بستگی به محتویات گوگرد سوخت دارد، نگه داشته شود. استفاده از مبدل‌های میعانی ساخته شده از مواد مقاوم در مقابل خوردگی، باعث بهبود گرمای میعان می‌گردد. پایین آوردن دمای خروجی HRSG از 100°C (212°F) به 40°C (104°F)، راندمان کلی را ۵٪-۳٪ بهبود می‌بخشد.

همچنین یک چرخه پایینی، چرخه کالینا، که مخلوط آمونیاک/آب با غلظت وزنی ۷۰٪ را به عنوان سیال عامل به کار می‌گیرد، راندمان کلی چرخه مرکب را در حدود ۲٪ بهبود می‌دهد (ماد، ۱۹۹۳).

عناصر کاهشی کتالیزوری انتخابی (SCR) برای کنترل نشر NO_x را می‌توان بین دسته لوله‌ها، در موقعیت مناسبی قرار دارد.

بررسیهای طراحی سیستم با چرخه مرکب

نیروگاههای پیشرفته با چرخه مرکب می‌توانند تک محوری یا چند محوری باشند (دوور، ۱۹۹۶؛ سوان کمپ، ۱۹۹۵؛ آنون، ۱۹۹۵). واحدهای با چرخه مرکب چند محوری، اجازه ساخت چرخه مرکب در دو فاز را فراهم می‌آورد: اول، توربینهای گاز و سپس HRSG و توربینهای بخار. ساخت چرخه نسبتاً گران بخار را سپس می‌توان از درآمدهای عملکرد توربین گاز سرمایه گذاری کرد. خروجیهای فرعی برای عملکرد اولیه توربینهای گاز لازم است که همچنین انعطاف عمل نیروگاههای با چرخه مرکب را بهبود بخشیده به طوری که این توربینهای گاز سپس بتوانند به سرعت بدون هیچ گونه محدودیتی در بیشینه گرادیان بار مجاز راه اندازی شوند (13 MW/min) برای ماشینهای مدل V94.3A (بکرو و فینک، ۱۹۹۵؛ دوور، ۱۹۹۶).

در تأسیساتی که از گاز طبیعی ارزان استفاده می کنند واحدهای با چرخه مرکب چندمحوری بر واحدهای با چرخه مرکب تک محوری ترجیح داده می شود. در این مورد توربینهای گاز و بخار با یک مولد الکتریکی به یکدیگر متصل می شوند تا یک واحد مشترک را تشکیل دهند؛ عملکرد بهینه ای در ضمن راه اندازی، بارگذاری، و خاموش کردن اتوماتیک این واحد صنعتی را حتمی سازد.

برای تأسیساتی که، به خصوص با قیمت بالای گاز طبیعی یا محصول نفتی مواجه هستند، نیروگاههای با چرخه مرکب تک محوری با ظرفیت زیاد، بیشترین راندمان ممکن براساس عملکرد و بار متداوم مورد نیاز است. واحدهای با چرخه مرکب در حال کار با توربینهای گازی پیشرفته سری ۳A زیمنس (نظیر اولین توربین گازی ۶۰-۵۰ هرتز مدل V84.3A از سربهای جدید ۳A) توانایی به دست آوردن راندمان خالص ۵۷٪ (LHV) را - که تقریباً معادل ۵۸٪ راندمان کلی است - دارند. مفهوم چرخه مرکب تک محوری راندمان بالاتری فراهم می آورد، مثلاً واحد GUD 1S.84.3A تک محوری به دلایل زیر دارای ۵٪ راندمان بیشتر از واحد GUD 2.84.2 است:

- دمای ورودی توربین بالاتر و نسبت فشار بالاتر (کسب راندمان ۳٪)
 - چرخه بخار بازگرم با فشار سه تایی، به جای چرخه بازگرم با فشار دوتایی (کسب راندمان ۱٪)
 - پیش گرم کردن گاز طبیعی با آب از HRSG (کسب ۴٪)
 - کاهش در اتلافهای بخار خروجی، با استفاده از توربین تک جریانی به جای توربین فشار پایین با جریان دوتایی (کسب ۴٪ دیگر)
- اولین واحد GUD 1S.94.3 با این طراحی برای ایستگاه کینگز لین^۱ ۳۴۰ MW در انگلستان و کار در ۱۹۹۶ برنامه ریزی شده است. سه واحد GUD 1S.94.3A قرار است در ۱۹۹۸ در نیروگاه ۱۰۰۰ MW تاپادا دو اوترویو^۲ در پرتغال شروع به کار کند.

مولد تک محوری بین توربینهای گاز و بخار قرار می گیرند، که هر کدام یاتاقان کف گرد محوری مربوط به خود دارند تا پره های روتور را در موقعیت صحیحی نسبت به تیغه های ثابت نگه دارند و سپس اتلافهای مربوط به نشت بین پره های در حال حرکت و پوسته، کمترین مقدار را داشته باشد (دوور، ۱۹۹۶). جنبه های سودمند وضعیت تک محوری عبارت است از: حذف خروجیهای فرعی HRSG و اضافه شدن راندمان (سوان کمپ، ۱۹۹۶؛ فینسترا^۳، ۱۹۹۵؛ آتون، ۱۹۹۵).

یک کلاچ هم آهنگ کننده بین مولد و توربین بخار، عملکرد اولیه توربین گاز در حالت چرخه

1. King's Lynn

2. Tapada do Outeiro

3. Feenstra

ساده را ممکن می سازد؛ ضمن این که شبکه لوله HRSG و شیرهای توربین بخار را گرم می کند. وقتی که محور توربین بخار با نرخ یکسان با محور مولد می چرخد، این کلاچ درگیر شده و توربین بخار بارگذاری خواهد شد؛ بنابراین به دلیل این کلاچ عمل توربین گاز با چرخه ساده نیز ممکن می شود.

وضعیت توربین بخار با بازگرم دوپسته ای، شامل: یک جریان ساده از نوع بشکه قسمت HP و یک جریان مخالف قسمت IP/LP با پخش کننده محوری و اتصال مستقیم به یک کندانسور بخار همراه جریان محوری است، که اتلافهای بخار خروجی را کمینه می سازد. در انتخاب واحد دوپسته ای یا ساده، باید موارد اقتصادی و مربوط به انرژی، از قبیل: ارزش کلی و عملکرد نیروگاههای بدون بازگرم نیز در نظر گرفته شود. برای نیروگاههای با چرخه مرکب یا بازگرم سطح آبی توربین بخار دوپسته ای با افزایش فشار درجه بخار کارتر می گردد.

تکنولوژی مواد پیشرفته، به کارگیری نیروگاههای با چرخه مرکب با پوسته ساده با ظرفیتهای ۱۰۰ MW تا ۲۵۰ MW با دمای اصلی بخار 600°C را ممکن می سازد (دودرو، ۱۹۹۷).

چرخه مرکب در مقابل ایستگاههای قدرت معمولی

معیار مقایسه

انتخاب نوع نیروگاه براساس راندمان حرارتی، صرفه جویی در قیمت، و اثرات محیطی آن است. پارامترهای عملکرد، از قبیل: راندمان حرارتی و نرخ گرما، مهمترین فاکتورها در ارزش یابی و مقایسه انواع مختلف نیروگاهها هستند. راندمان بالا اولین پیش نیاز برای انتخاب اقتصادی نیروگاه است.

قسمت برجسته نیروگاههای با چرخه مرکب، برتری ترمودینامیکی آنهاست. بازده های نیروگاههای بخار و نیروگاههای توربین گاز تک چرخه ای پیشی گرفته اند. بهترین نیروگاه بخار با سوخت گاز، می تواند راندمانی حدود ۴۵٪ را به دست آورد. راندمان توربین گاز پیشرفته تک چرخه ای، در دمای ورودی بیش از 1100°C در حدود ۳۸٪-۳۷٪ است؛ در جایی که نیروگاههای پیشرفته با چرخه مرکب راندمان ۵۵٪ یا حتی بالاتری دارند (تا حدود ۶۰٪-۵۸٪) (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵).

انواع نیروگاههای زیر را در نظر می گیریم: توربین بخار، توربین گاز، و موتور دیزل. راندمان موتورهای دیزل پیشرفته، قابل مقایسه با راندمان توربینهای گاز با ظرفیت یکسان قدرت هستند؛ بنابراین نیروگاههای با موتور دیزل می توانند به عنوان انتخاب بهینه برای قدرتهای خروجی کوچکتر تا متوسط، مثلاً تا ۳۰ MW و در بهترین مورد حتی تا ۵۰ MW، باشند. در ظرفیتهای بالاتر،

نیروگاههای با موتور دیزل، گرانتر و نگهداری پرخرجتر از نیروگاههای توربین گاز دارند. اگرچه موتوهای دیزل، به خصوص با نشر NO_x و هیدروکربنهای نسوخته، دارای اثرات زیست محیطی بیشتری نیز هستند.

مقایسه زیر محدود به نیروگاههای توربین بخار و توربین گاز تک چرخه ای و توربین گاز با چرخه مرکب است.

نیروگاههای مورد نظر شامل آنهایی می شود که ظرفیت کلی تا ۱۰۰۰ MW دارند. سرمایه گذاری ثابت مخصوص به ازای هر kW قدرت خروجی نیروگاه با چرخه مرکب ضمن کاهش نرخ قدرت نیروگاه افزایش می یابد؛ بنابراین نیروگاه با چرخه مرکب با قدرت خروجی کوچکتر برای نیروگاههای بازاینتی صنعتی یا گرمایی ناحیه ای مناسبترند (در فصل ۷ بحث می شوند). به هر حال اندازه اقتصادی کمینه نیروگاههای بازاینتی با چرخه مرکب بر مبنای استفاده از توربین گاز حدود ۱۰ MW است.

دومین معیار مهم برای مقایسه انواع نیروگاهها، عامل اقتصادی است. نیروگاههای بخار به مقدار قابل توجهی گرانتر از نیروگاههای با چرخه مرکب هستند؛ برای مثال یک نیروگاه زغال سنگ سوز ۲ تا ۳ برابر یک نیروگاه با چرخه مرکب با قدرت خروجی یکسان می باشد؛ بنابراین نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته، ساده تر و ارزاتر از واحدهای قدرت بخاری، و زمان ساخت آنها نیز از نیروگاههای بخار کوتاهتر است؛ ضمناً امکان ساخت مرحله ای نیروگاه با چرخه مرکب نیز امتیاز دیگری می باشد. در مرحله اول، نیروگاه توربین گاز نصب و به کار گرفته می شود. در مرحله دوم واحد نیروگاه بخار نصب می گردد. مخارج ساخت نیروگاه بخار از درآمد قدرت الکتریکی حاصله، توسط نیروگاه توربین گازی تأمین می شود.

مقایسه عملکرد و معیار اقتصادی، نشان می دهد که نیروگاههای با چرخه مرکب امتیاز واضحی بر نیروگاههای تک چرخه ای، از قبیل: نیروگاههای توربین گازی یا بخاری دارند؛ بنابراین نیروگاههای با چرخه مرکب نماینده نوع سیستم انرژی بهینه ای است که برای ساخت نیروگاههای جدید و همچنین برای ارتقا و راه اندازی نیروگاههای بخار موجود مناسب هستند.

هزینه های بهره برداری

به دلیل قابلیت اعتماد بالای توربینهای گاز پیشرفته، نیروگاههای توربین گازی تک چرخه ای کمترین مخارج بهره برداری و نگه داری را دارند؛ گرچه نیازمند لوازم یدکی بیشتری نسبت به توربینهای بخاری هستند. یک نیروگاه بخاری احتیاج به کادر انسانی بیشتر و مخارج نگه داری بالاتری دارد. مخارج بهره برداری و نگه داری نیروگاههای با چرخه مرکب به پیچیدگی قسمت بخار وابسته است و مابین مخارج نیروگاههای توربین گازی تک چرخه ای و نیروگاههای بخاری می باشند.

قابلیت کاردهی و قابلیت اعتماد

عوامل اصلی تعیین قابلیت کاردهی نیروگاه عبارتند از :

- طراحی اجزای اصلی
- حالت بهره برداری (بار مبنا، متوسط و یا بار ماکزیمم)
- نوع سوخت

تمام نیروگاه‌های مورد نظر وقتی که تحت شرایط بهره برداری یکسانی مورد استفاده قرار گیرند، قابلیت کاردهی یکسانی دارند. ارقام معمول برای قابلیت کاردهی نیروگاه‌های با بار مبنا، به ترتیب زیر هستند (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵؛ دودرو، ۱۹۹۷).

- نیروگاه‌های توربین گازی گازسوز %۹۵-۸۸
- نیروگاه‌های توربین بخاری نفت سوز یا گازسوز %۹۰-۸۵
- نیروگاه‌های توربین بخار زغال سنگ سوز %۸۵-۸۰
- نیروگاه با چرخه مرکب گازسوز %۹۰-۸۵

قابلیت کاردهی ماشینهای با بار ماکزیمم و متوسط، به دلیل خاموش و روشن کردنهای متعدد، پایینتر است. این عوامل عمر ماشین را کاهش داده، در نتیجه برنامه ریزی برای نگهداری و نرخ قطع اجباری را افزایش می دهد.

برخلاف نیروگاه‌های بخار که می توانند با هر نوع سوختی کار کنند، در نیروگاه‌های توربین گاز فقط گاز طبیعی یا حاصل تقطیرات سبک (سوخت نفتی شماره ۲) به عنوان سوخت به کار گرفته می شوند. این سوختها برای نیروگاه‌های بخاری از زغال سنگ گرانتر هستند. هزینه سوخت جزء ضروری تعیین کننده قیمت برق است؛ بنابراین به عنوان یک قانون، نیروگاه‌های بخار با بازگرم زغال سنگ سوز، برق ارزانتری تولید می کنند، ولی اثرات محیطی بالاتری نسبت به نیروگاه‌های بر مبنای توربین گاز با سوخت گاز دارند. در بین تمام واحدهای تولید قدرت نفت سوز یا گازسوز، نیروگاه با چرخه مرکب، با صرفه ترین تکنولوژی برای تولید برق است. برای مدت استفاده کوتاه از نیروگاه‌های با بار ماکزیمم با سرویس دهی سالیانه تا ۲۰۰۰ ساعت در سال برای نیروگاه‌های با ظرفیت زیاد گازسوز و تا ۱۵۰۰ ساعت در سال برای واحدهای کوچکتر نفت سوز، توربین گاز با صرفه ترین انتخاب می باشد. نیروگاه‌های بخاری زغال سنگ سوز برای استفاده به عنوان واحدهای با بار مبنا مناسب هستند، اگر تفاوت قیمت بین زغال سنگ و سوخت توربین گاز به اندازه کافی زیاد باشد، (در حدود ۶-۳ دلار آمریکا).

نیروگاههای با چرخه مرکب با آتش زایی تکمیلی، معرف انتخابی خوبی می باشد برای راه اندازی مجدد و همچنین برای کاربرد در مواردی که گاز یا نفت کمیاب و زغال سنگ سوخت فراهمتری برای استفاده در آتش زایی تکمیلی است.

انتخاب سوخت

انتخاب سوخت و نوع نیروگاه مربوطه نه فقط با در نظرگیری مسائل اقتصادی کوتاه مدت، بلکه توسط تغییرات درازمدت در قیمتها برای سوختهای مختلف ممکن تعیین می شود. از این نظر جنبه های زیر می توانند در انتخاب نوع نیروگاهی که باید ساخته شود باشند. قابلیت کاردهی درازمدت سوخت با قیمت مطلوب و با در نظرگیری اثرات محیطی. تأکید می شود که سوخت انتخاب شده ممکن است در زمان ساخت نیروگاه بهترین به نظر برسد؛ بنابراین هرچه قابلیت انعطاف سوخت نیروگاه انتخابی بیشتر باشد، ریسک کمتری در افزایش قیمت سوخت را دربر دارد.

انعطاف در مقابل سوخت در نیروگاههای با چرخه مرکب کمتر از نیروگاههای بخاری است. معمولاً در توربینهای گاز، گاز طبیعی یا نفت سبک سوزانده می شود و بعضی از توربینهای گازی صنعتی طوری طراحی می شوند که می توان نفت سنگین یا خام را در آنها محترق کرد. احتراق این سوختها در توربینهای با محفظه های احتراق بزرگ تک مشعله آسانتر از محفظه های احتراق استوانه ای با مشعلهای کوچک چندگانه است (ABB AG، ۱۹۹۶-۱۹۹۱؛ بکر و فینک، ۱۹۹۵). پیش آمادگی مناسبی برای نفت سنگین یا خام لازم است تا عناصر مضر مثل: وانا دیوم و سودیم، که باعث خوردگی در دمای بالا می شوند، را جدا ساخت.

توربین گاز را می توان با نیروگاههای با چرخه مرکب و باز یافتی، با مجموعه بخار با فشار سه تایی تشکیل شده از یک HRSG و سیلندرهای توربین بخار HP، IP و LP ترکیب کرد. آخرین ردیف پره های راهنمای قسمتهای LP با مساحت طوق خروجی 8 m^2 با پره های منحنی شکل طولی جازده می شوند تا راندمان ماشین را افزایش دهد. گرمای مفید از توربین IP (یک نقطه تخلیه) و از توربین LP با دو نقطه تخلیه اخذ می شود.

راندمان خالص یک نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای، برابر $38/5\%$ و راندمان با چرخه مرکب 58% بر مبنای HHV سوخت یا 60% بر مبنای HHV سوخت با توربین گاز 501 G (جنرال الکتریک) قابل دسترسی است.

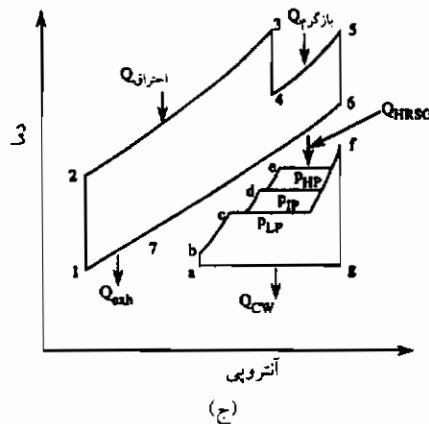
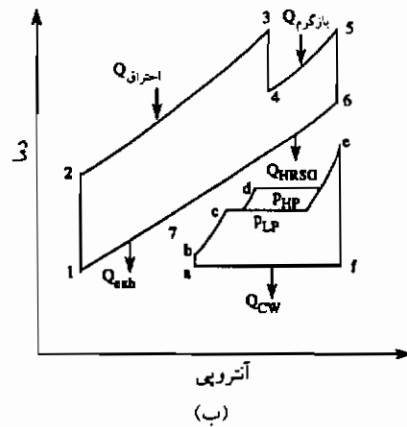
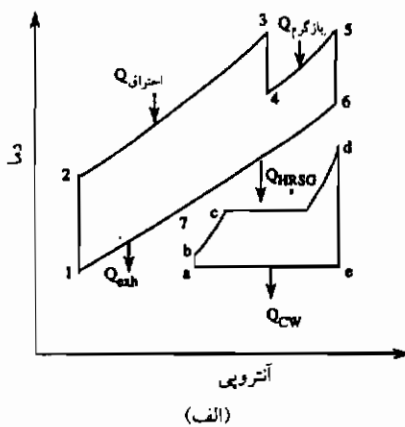
نیروگاههای با چرخه مرکب بازگرم با خلک کن میانی

نمودارهای دما-آنتروپی برای نیروگاههای با چرخه مرکب با توربین گاز بازگرم، در شکلهای

(الف) ۶-۱۵ و (ج) ۶-۱۵ نشان داده می شود. این نمودارها برای نیروگاههای با چرخه مرکب تک فشاری شکل (الف) ۶-۱۵، فشار دوتایی، شکل (ب) ۶-۱۵، و فشار سه تایی شکل (ج) ۶-۱۵ رسم می شوند. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی زیر برای سه وضعیت یاد شده کاربرد دارد. موازنه انرژی برای توربین گاز بازگرم به صورت زیر داده می شود:

$$Q_{\text{ورودی}} = Q_{\text{احتراق}} + Q_{\text{بازگرم}} = P_{\text{GT}} + Q_{\text{HRSG}} + Q_{\text{exh}} \quad \text{kW} \quad (۶-۳۸)$$

که در آن $Q_{\text{احتراق}}$ و $Q_{\text{بازگرم}}$ به ترتیب نرخ گرمای اضافه شونده به محفظه احتراق توربین گاز و بازگرم کننده، P_{GT} قدرت خروجی خالص توربین گاز، Q_{HRSG} نرخ انتقال حرارت در HRSG و Q_{exh} نرخ اتلاف گرما با گاز خروجی به خارج است.



شکل ۶-۱۵. نمودار $T-s$ یک نیروگاه با چرخه مرکب با توربین گاز با بازگرم: الف - تک فشاری؛ ب - فشار دوتایی؛ ج - فشار سه تایی

موازنه انرژی برای نیروگاه بخار به صورت زیر داده می شود :

$$Q_{HRSG} = P_{ST} + Q_{cw} \text{ kW} \quad (۶-۳۹)$$

که در آن P_{ST} قدرت خروجی خالص توربین بخار و Q_{cw} نرخ پس دادن گرما در کندانسور به آب خنک کننده است .

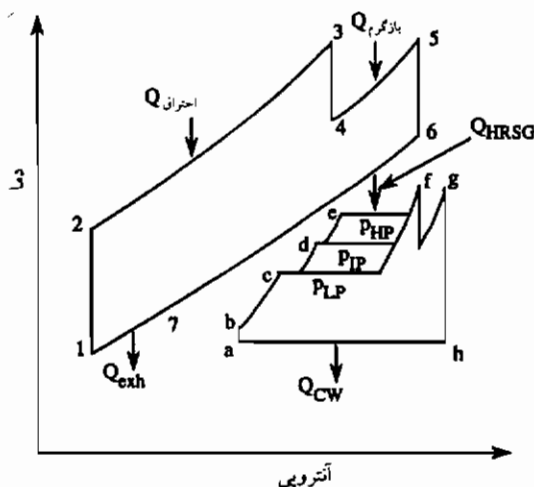
موازنه انرژی برای کل نیروگاه با چرخه مرکب توسط معادلات (۶-۳۹) و (۶-۴۰) به صورت زیر داده می شود :

$$Q_{دری} = Q_{احتراق} + Q_{بازگرم} = P_{OT} + P_{ST} + Q_{exh} + Q_{cw} = P_{CC} + Q_{اتلاف} \text{ kW} \quad (۶-۴۰)$$

که در آن P_{CC} قدرت خروجی خالص نیروگاه با چرخه مرکب و $Q_{اتلاف}$ نرخ کلی اتلاف گرمایی نیروگاه، شامل گاز خروجی و اتلافهای گرما در آب خنک کننده است .

نمودار $T-s$ برای یک نیروگاه با چرخه مرکب با فشار سه تایی با توربین گاز بازگرم و توربین بخار با بازگرم، در شکل (۶-۱۶) نشان داده می شود .

معادلات موازنه انرژی - یعنی معادلات (۶-۳۸) تا (۶-۴۰) - یکسان باقی می مانند؛ تنها تفاوت این است که جمله Q_{HRSG} فقط شامل نرخهای انتقال حرارت در پیش گرم کن، تبخیرکننده، و مافوق گرم کننده HRSG نیست، بلکه شامل نرخ افزایش گرما به بازگرم کن بخار نیز می شود . راندمان نیروگاه با چرخه مرکب توسط معادله (۶-۵) داده می شود . نیروگاههای با چرخه مرکب با بازگرم، از نیروگاههای با چرخه مرکب بدون بازگرم، مؤثرترند .



شکل ۶-۱۶. نمودار $T-s$ یک نیروگاه با چرخه مرکب با فشار سه تایی با توربین گاز بازگرم و توربین بخار بازگرم

تمام روشهای افزاینده عملکرد توربینهای گاز بحث شده در فصل پنجم برای نیروگاههای با چرخه مرکب نیز سودمند هستند. در توربینهای گاز هوایی پیشرفته، می توان خنک کن میانی، اضافه سوخت ورودی و خنک کردن ورودی، رطوبت زنی، و تزریق بخار یا آب را به کار گرفت. نیروگاههای با چرخه مرکب با خنک کن میانی (ICC) در شکلهای (الف) ۱۷-۶ و (ب) ۱۷-۶ نشان داده می شوند. نیروگاه نشان داده شده در شکل (الف) ۱۷-۶، شامل یک کمپرسور دو مرحله ای با یک خنک کن میانی از نوع سطحی یا تبخیرشونده است در صورتی که در نیروگاه شکل (ب) ۱۷-۶ خنک کن میانی و پس خنک کننده به کار گرفته می شود.

اثر خنک کردن میانی بر روی عملکرد نیروگاههای با چرخه مرکب با آنچه که برای توربین گاز تک چرخه ای در فصل پنجم بیان شد، مشابه است. سودمندی خنک کردن میانی برای چرخه های بر مبنای توربینهای گاز عظیم الجثه افزایش قدرت خروجی است. برای مثال، برای یک چرخه مرکب با قدرت ۳۵۰ MW در شرایط استاندارد ISO و جریان هوای ورودی ۶۰۰ kg/s، افزایشی در قدرت الکتریکی تا حدود ۴۸۰ MW از طریق به کارگیری خنک کردن میانی پیش بینی می شود، وقتی که TIT به ۱۵۰۰ °C می رسد (ماکی^۱ و دیگران، ۱۹۹۵؛ چیساً^۲ و دیگران، ۱۹۹۵).

نرخ خارج کردن گرما از جریان هوا در خنک کن میانی از نوع سطحی که بین مرحله های HP و LP کمپرسور قرار دارد، به صورت زیر داده می شود:

$$Q_{ic} = m_a c_{pa} (T_i - T_e) = m_w c_{pw} \Delta t_w \quad \text{kW} \quad (6-41)$$

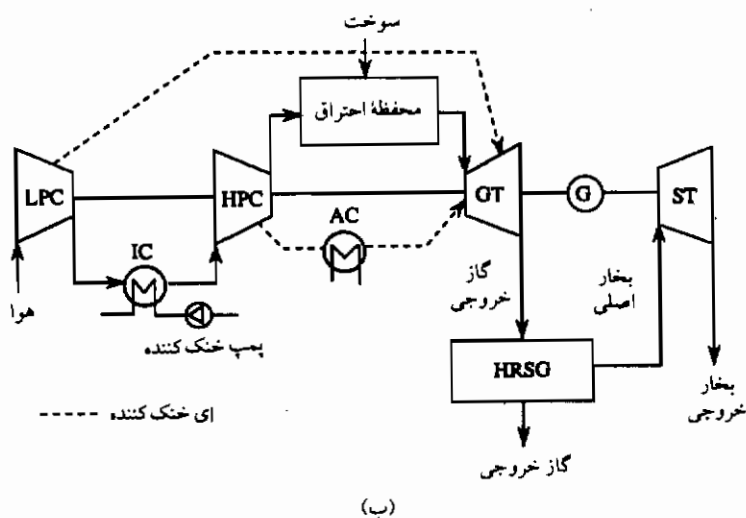
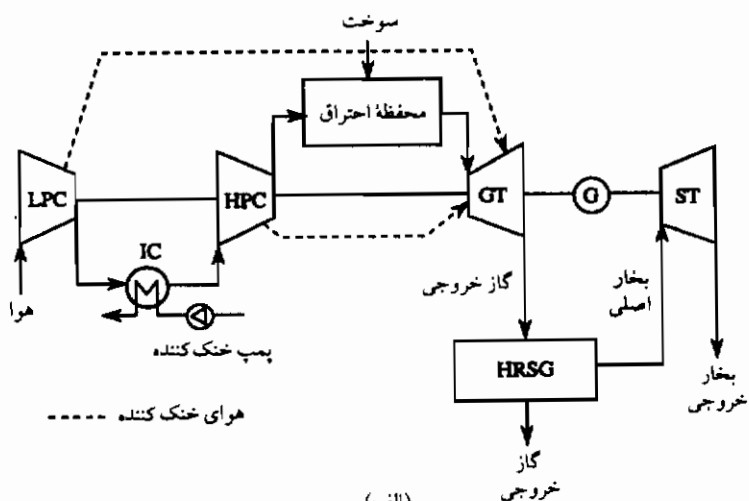
که در آن m_w و m_a به ترتیب نرخ جریان جرم هوا و آب خنک کننده، c_{pw} و c_{pa} به ترتیب گرمای ویژه با فشار ثابت هوا و آب خنک کننده، T_i و T_e به ترتیب درجه حرارت ورودی خنک کن میانی و هوای خروجی و Δt_w افزایش دمای آب خنک کننده در خنک کن میانی است.

کاهش ماکزیمم (تئوری) در کار تراکمی ویژه را می توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$\Delta w_c = w_c - w_{c,ic} = c_p (T_2 - T_1) - 2c_p (T'_2 - T_1) \quad \text{kJ/kg} \quad (6-42)$$

که در آن w_c و $w_{c,ic}$ به ترتیب، کار تراکمی ویژه در کمپرسور تک مرحله ای و دو مرحله ای با خنک کردن میانی، T_1 دمای ورودی کمپرسور LP، T_2 و T'_2 به ترتیب دمای هوای خروجی در کمپرسور تک مرحله ای و دو مرحله ای با خنک کردن میانی هستند.

معادلات بالا با این فرض که نسبتهای فشار کمپرسورهای LP و IP یکسان اند و خنک کردن میانی ایده آل است - یعنی دمای ورودی دو مرحله کمپرسور و تک مرحله ای یکسان هستند - معتبر می باشند. کاهش کار قابل دسترس عملی کوچکتر بوده و بستگی به نسبتهای فشار دو مرحله کمپرسور دارند.



شکل ۱۷-۶. نیروگاههای با چرخه مرکب با خنک کن میانی: الف - با خنک کن میانی (IC)؛

ب - با خنک کن میانی (IC) و پس خنک کننده (AC)

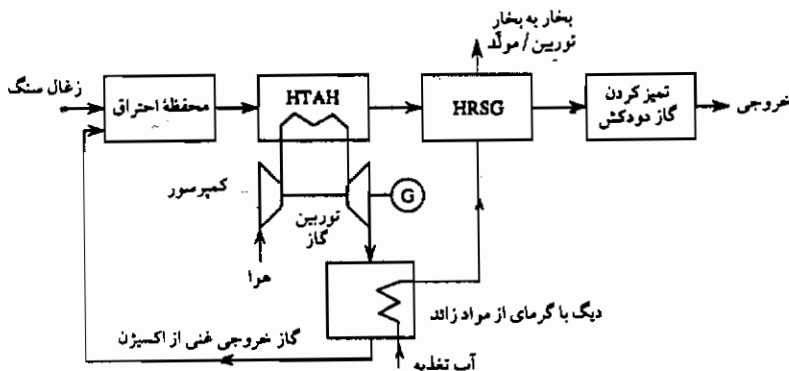
مشابه با نیروگاههای توربین گاز تک چرخه ای، تزریق بخار نیز برای کنترل نشر NO_x و برای افزایش قدرت خروجی مورد استفاده قرار می گیرد (بولاند و استاداس، ۱۹۹۵؛ نویمر و ویلسون، ۱۹۹۳؛ رایس، ۱۹۹۵).

عملکرد نیروگاه‌های با چرخه مرکب به شرایط محیطی بستگی دارد. در دمای محیطی بالاتر، دانسیته هوا پایتتر است؛ بنابراین جریان جرم هوای کشیده شده به داخل هوا کمتر می‌باشد، در نتیجه قدرت خروجی خالص توربین گاز را کاهش می‌دهد. به طور مشابه در ارتفاعات، فشار هوا پایتتر بوده؛ بنابراین جریان جرمی هوا نیز پایتتر است. این امر کاهش در قدرت خروجی را نتیجه می‌دهد. برای بهینه کردن عملکرد توربین گاز، اجزای اضافی برای آماده‌سازی هوای ورودی، مثل خنک‌کننده هوا و افزایش سوخت را می‌توان به کار گرفت.

سیستم‌های قدرت با عملکرد بالا

سیستم قدرت با عملکرد بالا (HIPPS)، نیروگاه با چرخه مرکبی است که برای تولید تمیز و مؤثر قدرت از زغال سنگ به طور غیرمستقیم آتش می‌شود (کلارا، ۱۹۹۵؛ کلارا و وارد، ۱۹۹۲) و یک توربین گاز با چرخه بسته را به کار می‌گیرد (بنگرید به شکل ۱۸-۶). این نیروگاه شامل یک کوره تکمیلی گاز طبیعی سوز است و برای حصول دمای ورودی بهینه 1260°C توربین گاز و گرم‌کن هوای دمای بالایی و یک HRSG برای تهیه بخار برای راندن توربین بخار است.

نیروگاه‌های HIPPS ساخته شده با مواد تکنولوژی روز می‌توانند بازده‌های با رقابت‌های بالایی به دست آورند. عملکرد آرایش‌های روز از واحدهای پودر زغال سنگ سوز، چرخه مرکب جامع گازسازی (IGCC)، و نیروگاه‌های با محفظه احتراق با بستر بادافشان فشار بالا گزارش شده‌اند (که در جدول ۹ بحث می‌شود) تجاوز می‌کند. نیروگاه با چرخه مرکب باید راندمان حرارتی ۴۷٪ و کاهش قیمت برق تا ۱۰٪ و کاهش پخش CO_2 تا ۲۵-۳۰٪ را فراهم آورد. راندمان HIPPS از راندمان‌های واحدهای با محفظه احتراق با بادافشان یا واحدهای گازسازی زغال سنگ، بالاتر و نشر گاز خروجی از آن به مراتب کمتر است. پیش‌بینی می‌شود که این واحدهای صنعتی ۳ تا ۵ سال دیگر وارد بازار می‌شوند.



شکل ۱۸-۶. سیستم قدرت با عملکرد بالا

چرخه مرکب با آتش زایی از خارج

استفاده از زغال سنگ در توربین گاز بر مبنای وضعیت با چرخه مرکب، بر اقتصاد تولید برق اثرات مثبت فراوانی دارد. در حال حاضر سه نوع تکنولوژی برای استفاده از زغال سنگ در احتراق توربین با چرخه های مرکب در حال توسعه وجود دارد (کوک و دیگران، ۱۹۹۱؛ تفت، ۱۹۹۱؛ مآد، ۱۹۹۳):

- احتراق مستقیم زغال سنگ پودر در محفظه احتراق توربین گاز
- گازی سازی جامع زغال سنگ و آتش کردن متعاقب سوخت گاز در محفظه احتراق توربین گاز نیروگاه با چرخه مرکب (IGCC)
- سوزاندن زغال سنگ در محفظه احتراق خارج از چرخه توربین گاز، و به کارگیری گازهای داغ دودکش برای گرم کردن سیال عامل توربین گاز در یک چرخه مرکب که از خارج آتش می شود (EFCC)

همه این تکنولوژیها در تولید قدرت، به دلیل امتیازهای پایین بودن قیمت سوخت و راندمان حرارتی بالا جاذبه دارند. هر دو سیستم آتش زایی مستقیم پودر زغال سنگ و IGCC، از توربینهای گازی استاندارد بهره می گیرند؛ ولی سیستم اوکی به خاطر سایش ذرات جامد در توربین گاز اشکال جدی دارد و دومی مشکل پیچیدگی و گرانی واحد گاز سازی را داراست. سیستمهای EFCC، برای گرم کردن غیر مستقیم سیال عامل توربین، احتیاج به یک مبدل حرارتی با دمای بالا، مثلاً HTAH، دارند. سیستمهای EFCC با دمای ورودی توربین گاز 1250°C و در نسبت فشار ۱۰، قادر به کسب نرخهای گرمایی $7600-7900 \text{ kJ/kWh}$ با خرج نسبی پایین، برای این واحد صنعتی هستند (سولومون^۱ و دیگران، ۱۹۹۶)؛ بنابراین می توانند رقابت خوبی با تکنولوژیهای دیگر تولید قدرت داشته باشند. قسمت چرخه بخار EFCC لزوماً همانند این واحد برای چرخه مرکب با آتش زایی نفت / گاز استاندارد است.

در وضعیت مبنایی نیروگاه EFCC، سیال عامل توربین گاز (هوا) از شرایط آتمسفر تا فشاری در حدود ۱۰ بار و دمای در حدود 350°C متراکم می شود. این هوای فشرده سپس در HTAH گرم می گردد. اگر دمای ورودی لازم توربین گاز، (1250°C) در HTAH، نتواند به دست آید، با سوزاندن سوخت تمیز، از قبیل گاز طبیعی، در جریان هوا افزایش داده خواهد شد. این هوا پس از انبساط در توربین در حدود 620°C خارج می گردد و سپس از داخل یک HRSG عبور داده می شود، که برای چرخه بخار تولید بخار می کند. قسمتی از آن به عنوان هوای داغ احتراق در محفظه احتراق

تفاله مورد استفاده قرار می گیرد، که گاز دودکشی با دمای در حدود 1900°C تولید می کند. این گاز دودکش از داخل HTAH، HRSO₂ هوای جداگانه، و سیستم تمیز کردن گاز دودکش عبور داده می شود تا نشر SO_2 ، NO_x را کاهش دهد و موادی را که به صورت ذرات است به سطح قابل قبول برساند. در نهایت هوای گرم خروجی از HRSO₂ هوا با گاز دودکش نسبتاً خنک خروجی از سیستم تمیزکاری گاز مخلوط شده و از طریق خروجی نیروگاه تخلیه می شود.

اجزای غیر استاندارد در سیستم EFCC، فقط HTAH و محصولات احتراق هستند. در طراحی EFCC دپارتمان انرژی ایالات متحده (DOE) در مرکز تکنولوژی انرژی مورگان تاون^۱، یک مبدل حرارتی HTAH پیشرفته در تماس با گازهای 1930°C برای گرم کردن هوا تا 1250°C استفاده می شود که می تواند برای راندمان مولد توربین گاز مورد بهره برداری قرار گیرد (سولومون و دیگران، ۱۹۹۶). به برنامه دپارتمان انرژی ایالات متحده با هدف توسعه یک HTAH بازیافتی با آتش زایی مستقیم زغال سنگ بدون موفقیت در ۱۹۸۴ خاتمه داده شد.

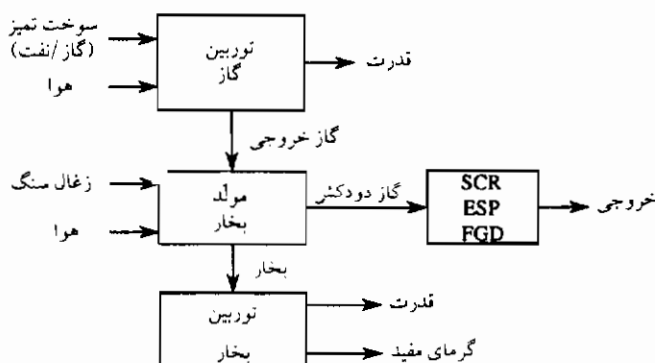
مواد مرکب سرامیکی پیشرفته، این امکان را به وجود می آورند که HTAH بهبود بخشنده از HTAH بازیافتی عملی تر گردد. در دماهای بالا در HTAH، تشعشع، غالبترین حالت انتقال حرارت است. یک جزء لوله ای شکل مرکب پیشرفته، که از آلومینیوم ساخته شده و با ذرات کربنات سیلیکون تقویت گردیده در معرض گازهای احتراقی در دمای در حدود 1900°C قرار داده شده است که دمای 1425°C را به دست آورده و با کمترین خسارت پابرجا ماند.

مفهوم دیوار لوله ای HTAH های بهبود بخشنده تشعشعی پیشنهاد شده است (سولومون و دیگران، ۱۹۹۶).

تقویت مجدد و ترفیع

تقویت مجدد، به منظور افزایش عملکرد نیروگاههای بخار قدیمی تر با آتش زایی سوخت فسیلی انجام می گیرد. با اضافه نمودن یک چرخه بالایی - معمولاً یک توربین گاز با یک HRSO₂ - یک نیروگاه بخاری معمولی تبدیل به یک نیروگاه با چرخه مرکب می شود. تقویت مجدد عمر کاردهی نیروگاه بخار را گسترش می دهد و قدرت خروجی و راندمان را به مقدار زیادی بالا می برد؛ به علاوه به تأسیسات این امکان را می دهد تا اثرات زیست محیطی نیروگاه را با به کارگیری تکنولوژیهای احتراقی پیشرفته و مصرف بهبود یافته انرژی سوخت کاهش دهند. دیگهای آتش زای زغال سنگ یا نفت سنگین در نیروگاههای موجود، با توربینهای گاز و HRSO₂ های آتش زای گاز طبیعی یا حاصل تقطیر سبک،

جایگزین خواهند شد و در چرخه بالایی مورد استفاده قرار می گیرند. یک نمودار جریان تقویت مجدد در شکل (۱۹-۶) نشان داده می شود.



شکل ۱۹-۶. تقویت مجدد (ترفع) بک نیروگاه بخار موجود توسط بک توربین گاز بالایی

چندین رهیافت برای تقویت توربینهای بخار با توربینهای گاز می توان به کار گرفت (استامبلر، ۱۹۹۳؛ ماکانسی^۱، ۱۹۹۴). راندمان نیروگاه بخار قدیمی را می توان به مقدار قابل توجهی در نیروگاههای معروف به تقویت شونده با چرخه مرکب، افزایش داد. این سیستم شامل یک توربین گاز با آتش زایی گاز طبیعی است که در حدود $\frac{1}{5}$ قدرت خروجی نیروگاه با چرخه مرکب را تولید می کند، یک HRSG که بخار مافوق داغ برای توربین بخار با فشار متوسط با شرایط ورودی ۷۰ بار و دمای ۵۵۰°C فراهم می آورد، و یک مولد بخار زغال سنگ سوز که بخار اصلی با شرایط ۳۰۰ بار و دمای ۵۸۰°C برای توربین بخار فشار بالا تولید می کند. نیروگاه بخار در حدود $\frac{4}{5}$ قدرت خروجی کلی نیروگاه با چرخه مرکب را تولید می کند. راندمان خالص کلی ۵۰٪ یا بیشتر را می توان در نیروگاههای با تقویت موازی با چرخه مرکب کسب نمود (بالینگ و دیگران، ۱۹۹۵).

روش دیگر تقویت مجدد، استفاده از توربین گاز بالایی با HRSG بازگرم تک فشاری؛ یا حتی HRSG بازگرم با فشار سه تایی است. یک رهیافت کاملاً متفاوت، استفاده از تقویت مجدد جعبه باد می باشد که شامل تزریق خروجی توربین گاز به طور مستقیم به کوره دیگ است و بدین ترتیب سیستم کوران اجباری را جایگزین می کند. با خرج نموی حدود ۸۰۰\$/kW، ادعا می شود ۴۲٪ افزایش در قدرت خروجی و ۸٪ کاهش در نرخ گرما حاصل می شود (ماکانسی، ۱۹۹۴). یک روش دیگر

تقویت، شامل گرم کردن آب تغذیه توسط گرمای خروجی از توربین گاز است؛ بدین وسیله تمام یا قسمتی از گرم کننده های آب تغذیه که به طور معمول با بخار مربوط به توربین گرم شده با مبدل های حرارتی گاز یا آب خروجی جایگزین می شوند. در این مورد افزایش بسیار زیادی در قدرت خروجی و ۶٪ کاهش در نرخ گرما همراه با مخارج نموی $5700/kW$ به دست می آید.

ترفع برای افزایش قدرت خروجی نیروگاههای موجود - شامل نیروگاههای توربین گاز تک چرخه ای و با چرخه مرکب - از طریق به کارگیری وضعیتها و تکنولوژیهای پیشرفته تر، بدون تغییر نوع نیروگاه مورد استفاده قرار می گیرد. در بیشتر موارد راندمان نیز بهبود خواهد یافت و نشر آلاینده ها هم کاهش می یابد.

توربینهای گازی عظیم الجثه با راندمانی تا $39/5\%$ (LHV)، اکنون راندمانی تا 58% (بر مبنای HHV) و ۶٪ (بر مبنای LHV) در شرایط استاندارد ISO ($15^{\circ}C$ و $101/3 kPa$) فراهم می آورند؛ در نتیجه این پتانسیل بالای راندمان و به دلیل ثابت ماندن نسبی قیمت پایین گاز طبیعی، پیش بینی می شود که انتخاب چرخه مرکب در بیشتر از ۶۰٪ از ظرفیت اضافی NUG و ۳۰٪ ظرفیت اضافی تأسیسات الکتریکی در این دهه نقش بازی کند. جزئیات تاریخچه زیر بعضی از مزایا و جهات مختلف چرخه های مرکب تازه تأسیس را تشریح می کند. نیروگاههای با چرخه مرکب قابلیت کاردهی کلی بالای تا ۹۸٪ را به دست می آورند.

امتیاز ضروری دیگر نیروگاههای با چرخه مرکب فازبندی در ساخت آنهاست: ابتدا، توربینهای گاز، سپس HRSG ها و نیروگاههای بخار نصب خواهند شد، ضمن این که توربینهای گازی برق تولید می کنند و از درآمد آنها ساخت و ساز تأمین می شود. طول زمانی فاز اول در حال حاضر در حدود یک سال است، با توجه به این که برپایی نیروگاه بخار ۲ تا ۳ سال طول می کشد.

مؤخره

در این فصل جزئیات کامل تکنولوژی نیروگاه با چرخه مرکب مورد بررسی قرار گرفت و معادله (۶-۶) راندمان کلی قابل کاربرد در هر نوع از نیروگاههای با چرخه مرکب، از قبیل: نیروگاه بر مبنای توربین گاز، بر مبنای سوخت سلولی، یا مولد MHD بر مبنای نیروگاههای با چرخه مرکب ارائه شد. نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای توربین گاز پیشرفته تاکنون راندمانی بیش از ۵۵٪ را به دست آورده اند و در آینده نزدیک راندمان ۶۰٪ را کسب خواهند کرد. مبنای راندمانی با چنین مقادیر بالا در به کارگیری توربین گاز پیشرفته تشریح شده در فصل چهارم و چرخه های نیروگاه بخار باز گرم با فشار دوتایی و سه تایی قوی است. وقتی که قیمت سوخت بالا باشد، نیروگاههای با چرخه مرکب با

راندمان بالا باید به کار گرفته شوند؛ گرچه به دلیل شیوه‌های پیچیده نیروگاه بخار دارای خرج اولیه بالایی هستند. امتیازهای اصلی نیروگاههای با چرخه مرکب راندمان بالای آنها و مشخصه‌های اقتصادی و زیست محیطی مطلوب آنهاست. امتیاز دیگر، امکان مرحله‌ای بودن ساختمان نیروگاه با چرخه مرکب، یعنی ابتدا نصب توربین گاز و تأمین ساخت و ساز نیروگاه بخار توسط درآمد از تولید قدرت توربین گاز می‌باشد. توسعه بیشتر در ارتباط با نیروگاههای زغال سنگ سوز از قبیل HIPPS یا EFCC سیستم HTAH است. که در این فصل بیان شد. تقویت مجدد و ترفیع نیروگاههای بخار موجود با تبدیل آنها به نیروگاههای با چرخه مرکب امکان بهبود قابل توجهی در راندمان، اقتصاد و اثر زیست محیطی را به دست خواهند داد.

مسائل

۶-۱ یک نیروگاه با چرخه مرکب (CC) شامل یک واحد توربین گاز بالایی (GT) با راندمان حرارتی ۰/۳۸۵، یک مولد بخار با بازیافت گرما (HRSG)، و یک واحد توربین بخار پایینی (ST) با راندمان حرارتی ۰/۳۱ است؛ الف- راندمان کلی نیروگاه CC؛ ب- نرخ گرمای خالص نیروگاه بر حسب kJ/kWh ؛ ج- نرخ گرمای ورودی بر حسب MW؛ د- قدرتهای خروجی GT و ST بر حسب MW و نسبتهایشان را محاسبه کنید. فرض کنید خروجی نیروگاه CC برابر با ۴۰۰ MW باشد.

۶-۲ نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری شامل یک توربین گاز (GT)، سیستم مولد بخار با بازیافت گرما (HRSG)، و واحد توربین بخار (ST) را در نظر بگیرید. نرخ جریان گاز خروجی GT برابر با 600 kg/s ، دما 600°C ، شرایط بخار تازه 70 بار و 500°C ، فشار کندانسور 0.04 بار ، و دمای آب تغذیه 140°C است. با فرض نقطه 12 K pinch برای فشار بالا و پایین و گرمای ویژه 1.05 kJ/(kg K) برای گاز خروجی و راندمان آیزنتروپیک ST برابر با ۰/۹؛ الف- نرخ تولید بخار بر حسب kg/s ؛ ب- دمای گاز خروجی بر حسب $^\circ\text{C}$ ؛ ج- قدرت خروجی توربین بخار بر حسب MW؛ و د- نرخ انتقال حرارت در HRSG بر حسب kg/s را محاسبه کنید.

۶-۳ نیروگاهی با چرخه مرکب با فشار دوتایی شامل یک توربین گاز (GT)، مولد بخار بازیافتی گرما (HRSG) و واحد توربین بخار (ST) را در نظر بگیرید. نرخ جریان گاز خروجی GT برابر با 590 kg/s ، دما برابر با 608°C ، شرایط بخار مافوق گرم فشار بالا برابر با 140 بار و دمای بخار اشباع LP برابر با 8 بار ، فشار کندانسور 0.05 بار ، و دمای آب تغذیه برابر با 120°C است. با فرض نقطه 11 K pinch برابر با 11 K برای فشار بالا و پایین، گرمای ویژه گاز

خروجی برابر با $1/05 \text{ kJ/(kg K)}$ و راندمان آیزنتروپیک ST برابر با $0/9$: الف - نرخ تولید کلی بخار HRSG بر حسب kg/s ؛ ب - نرخ انتقال حرارت HRSG بر حسب kg/s ؛ ج - دمای گاز خروجی بر حسب $^{\circ}\text{C}$ ؛ د - قدرت خروجی توربین بخار بر حسب kW را محاسبه کنید.

۴-۶ یک نیروگاه با چرخه مرکب تک فشاری شامل یک توربین گاز (GT)، مولد بخار با بازیافت گرما (HRSG)، آتش زایی تکمیلی (SF)، و واحد توربین بخار (ST) را در نظر بگیرید. دمای ورودی کمپرسور 15°C ، نسبت فشار آن 15 ، و راندمان آیزنتروپیک برابر $0/88$ است. در توربین گاز 200 MW گاز طبیعی شامل 38% هوای تئوری سوزانده می شود و HHV گاز برابر با $49/5 \text{ MJ/kg}$ می باشد. این توربین گاز دمای ورودی 1270°C و راندمان آیزنتروپیک $0/92$ دارد. در آتش زایی تکمیلی زغال سنگ چرب با HHV برابر با 34 MJ/kg استفاده می شود تا دمای گاز قبل از ورود به HRSG را تا 900°C بالا ببرد. بخار در 9 MPa و 540°C از آب تغذیه در 110°C تولید می شود. نقطه pinch در HRSG برابر با 13 K است. گاز دودکش در 250°C از HRSG خارج می شود. با فرض نمای آیزنتروپیک $0/4$ و گرمای ویژه $1/05$ برای سیال عامل GT و $187/4 \text{ kJ/kg}$ برای آب : الف - گرمای اضافه شونده در آتش زایی تکمیلی بر حسب kg گاز خروجی توربین گاز ؛ ب - کار ویژه خالص w_{GT} واحد توربین گاز ؛ ج - نرخ جریان جرمی هوا m ؛ د - راندمان حرارتی واحد توربین گاز ؛ ه - نرخ تولید بخار m در HRSG ؛ و - نسبت هوا ms/ml را محاسبه کنید.

مراجع

- ABB AG. 1991-1996. Gas turbine specifications. Baden, Switzerland.
- Anon. 1995. A 1000-MW single-shaft combined-cycle (GUD) power plant. Siemens.
- Balling, L., Joyce, J. S., and Rukes, B. 1995. The new generation of advanced GUD combined-cycle power plants. *Siemens Power J.* 2:18-22.
- Bannister, R.L., Cheruvu, N.S., Little, D.A., and McQuiggan, G. 1995. Development requirements for an advanced gas turbine system. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:724-732.
- Becker, B., and Finckh, H. H. 1995. The 3A series gas turbines. *Siemens Power J.* (August):13-17.
- Bolland, O. 1991. A comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 113:190-197.
- Bolland, O., and Stadaas, J. F. 1995. Comparative evaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injection, steam injection, and recuperation. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117(1):138-145.
- Briesch, M.S., Bannister, R.L., Diakunchak, I.S., and Huber, D.J. 1995. A combined cycle designed to achieve greater than 60 percent efficiency. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:733-740.
- Chiesa, P., Lozza, G., Macchi, E., and Consonni, S. 1995. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles. Part B: Water-injected and HAT cycles. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:499-508.
- Cook, D. T., McDaniel, J. E., and Rao, A. D. 1991. HAT cycle simplifies coal gasification power. *Mod. Power Syst.* 11(5):19, 21, 23, 25.
- Croonenbrock, R., et al. 1996. Abhitzedampferzeuger fuer Gasturbinen moderner Kraftwerksprozesse. *VGB Kraftwerkstechnik* 76(2):97-101.
- Dodero, 1997. *Italian energy handbook*.

- Dörr, H. 1996. Die neue Generation der leistungsstarken Gasturbinen für den Einsatz in GUD/Kombi-Kraftwerken in Einwelleanordnung. *BWK* 48(1/2):47-53.
- Feenstra, J. 1995. The single-shaft units of the EEMS 95/96 project. Paper presented at PowerGen Europe.
- Haywood, R. W. 1991. *Analysis of engineering cycles*. New York: Pergamon.
- Horlock, J. 1995. Combined cycle power plants—Past, present and future. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:608-615.
- Jones, C. 1996. Competitive realities change focus of boiler HRSG design. *Power* 140(2):33-37.
- Klara, J. M. 1995. HIPPS can compete with conventional PC systems. Part II: Power engineering. *Barrington* 98(1):33-36.
- Klara, J. M., and Ward, J. H. 1992. High-performance power systems: State-of-the-art configurations. ASME paper. 92 JPGC FACT-19, pp. 1-8.
- Macchi, E., Consonni, S., Lozza, G., and Chiesa, P. 1995. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles. Part A: Intercooled and steam-injected cycles. *J. Eng. Gas Turbine Power* 117:489-498.
- Makansi, J. 1994. Repowering. *Power*. 138(6):33-40.
- Marston, C. H., and Hyre, M. 1995. Gas turbine bottoming cycle: Triple-pressure steam versus Kalina. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117(1):10-15.
- Maude, C. 1993. *Advanced power generation*. London: IEA Coal Research.
- Noymer, P.-D., and Wilson, D.-G. 1993. Thermodynamic design considerations for steam-injected gas turbines. ASME paper 93-GT-432, pp. 1-7.
- Rice, I. G. 1995. Steam-injected gas turbine analysis: Steam rates. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 117:251-258.
- Solomon, P. R., et al. 1996. A coal-fired heat exchanger for an externally fired gas turbine. *Trans. ASME J. Gas Turbine Power* 118:22-32.
- Stambler, I. 1993. Syngas repowering breathes new life into old steam plants. *Gas Turbine World* 23(4):12-17.
- Swanekamp, R. 1995. Gas turbine/combined cycle power systems. *Power* 139(4):15-26.
- Swanekamp, R. 1996. Single-shaft combined cycle packs power in at low cost. *Power* 140(1):24-28.
- Taft, M. 1991. A comprehensive classification of combined cycle and cogeneration plants. Part 2: Introducing the integrated steam cycle in practice. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. J. Power Eng.* 205(A3):145-159.

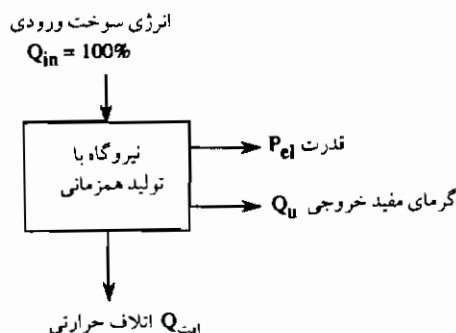
تولید همزمان

برای تحویل همزمان الکتریسته و گرمای مفید، نیروگاههای تولید همزمان با سودمندی می توانند مورد استفاده قرار گیرند. در این فصل با انواع پیشرفته نیروگاههای همزمان بر مبنای به کارگیری توربینهای بخار پس فشاری یا برداشتی، و توربینهای گاز یا موتورهای گازی / دیزلی با دیگهای حرارتی با سوخت مواد زائد (WHB) یا مولدهای بخار با بازیافت (HRSG) آشنا می شویم. برخلاف واحدهای تنها با تولید قدرت علاوه بر راندمان الکتریکی - که مشخصه تبدیل گرما به قدرت است - راندمان نیروگاههای همزمانی با معیارهایی از قبیل: عامل مصرف انرژی (EUF)، نسبت گرما به قدرت، و نسبت صرفه جویی انرژی سوخت (FESR) مشخص می شوند. در این جا همچنین مواردی چند از نیروگاههای با تولید همزمان موجود و یا برنامه ریزی شده برای کار و نیز چند طرح (پروژه) جدید مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

اصول کلی تولید همزمانی

تولید همزمانی حصول همزمان کار و گرمای مفید در یک واحد صنعتی تولید همزمان یا واحد ترکیبی گرما و قدرت (CHP) است (هورلاک، ۱۹۸۷؛ ویلز و دیگران، ۱۹۸۹؛ هیوود، ۱۹۹۱). اصول کلی تولید همزمانی در شکل (۱-۷) نشان داده شده است. انرژی سوخت ورودی به طور مؤثر، تبدیل به انرژی الکتریکی و گرمای مفید می شود. در مطلوبترین شرایط، نسبت انرژی مفید خروجی به انرژی سوخت ورودی می تواند تا ۸۵-۹۰٪ برسد.

واحدهای تولید همزمان می توانند گرمای مفید را به شکل آب گرم برای گرمایش منطقه؛ یا به شکل بخار، برای فرآیندهای صنعتی فراهم آورند. در یک واحد تولید همزمانی، گرمای ورودی Q_{in} به کوره یا محفظه احتراق، رای تولید کار W_{net} و همچنین به صورت گرمای مفید Q_u برای گرمایش منطقه یا تهیه گرمای صنعتی به کار گرفته می شود. گرچه کار توأم تولید انرژی و تولید مواد شیمیایی مفید در یک واحد صنعتی همانند تولید همزمان الکتریسیته و متانول امکان پذیر است (براون و دیگران، ۱۹۸۹)؛ اما در این فصل مورد بررسی قرار نخواهند گرفت. تولید همزمانی به دلیل مقدور ساختن استفاده بهتر از انرژی سوخت دسترسی به صرفه جویی قابل ملاحظه ای در انرژی سوخت، در مقایسه با تولید مجزای الکتریسیته و گرمای مفید، به ترتیب در یک نیروگاه معمولی و یک دیگ را ممکن می سازد. از مقایسه دو نیروگاه مرجع - یک نیروگاه بخار معمولی برای تولید انرژی الکتریکی و یک واحد گرمایش یا دیگ برای تولید گرمای مفید - واحد تولید همزمانی، مصرف انرژی سوخت را با راندمان بسیار بالاتری فراهم می آورد.



$$\text{تا } \text{EUF} = (P_{el} + Q_u) / Q_{in} = 90\%$$

شکل ۷-۱. اصول یک نیروگاه با تولید همزمانی

نیروگاههای با تولید همزمانی با وضعیت بالایی و پایینی وجود دارند. انرژی سوخت در وضعیت بالایی مورد استفاده قرار می گیرد تا سیال عامل (بخار، گاز، یا محصولات احتراقی) با انتالپی بالای مناسب برای تولید الکتریسیته در یک موتور حرارتی (توربین بخار، توربین گاز، و موتور دیزلی یا گازی) فراهم آید. گرمای خروجی سیال عامل ترك كننده موتور حرارتی همچنین در یک بهبود بخشنده با گرمای مواد زاید (WHR) یا دیگ با گرمای مواد زاید (WHB) مورد استفاده قرار می گیرد تا گرمای مفید حاصل کند. این متداولترین وضعیت در نیروگاههای با تولید

همزمانی است. در یک فرآیند صنعتی در دمای بالا، وضعیت (چرخه) پائینی می تواند برای تولید قدرت الکتریکی توسط فرآیند گرمای مواد زائد مورد استفاده قرار گیرد؛ در این مورد یک چرخه رانکین آلی (ORC) با یک سیال عامل جایگزین، مثل پروپان، برای تولید الکتریسته به کار گرفته می شود. هزینه مؤثر بودن بالا عملاً فقط در نیروگاههای تولید همزمانی با وضعیت (چرخه) بالایی می تواند به دست آید.

نیروگاههای با تولید همزمانی بر مبنای توربین بخار

نیروگاههای با تولید همزمانی را می توان با توجه به نوع چرخنده اصلی، که در آن واحد صنعتی مورد استفاده قرار می گیرد، دسته بندی کرد. نیروگاههای با تولید همزمانی بر مبنای استفاده از توربینهای بخار، توربینهای گازی، و موتورهای دیزلی و گازی تقسیم می شوند. نیروگاههای با تولید همزمانی بر مبنای توربینهای بخار و گاز و وضعیتهای اصلی زیر را دارا هستند (وستون، ۱۹۹۲؛ تفت، ۱۹۹۱؛ اشیتز و کوخ^۱، ۱۹۹۵؛ بون^۲، ۱۹۹۱؛ ولکان-ورلاگ^۳، ۱۹۹۱؛ آدل هوخ و بولت^۴، ۱۹۹۴):

- نیروگاه با تولید همزمانی بر مبنای توربین بخار پس فشاری
- نیروگاه با تولید همزمانی بر مبنای توربین بخار برداشتی - میعانی
- نیروگاه با تولید همزمانی بر مبنای یک توربین گاز با یک WHB که برای تهیه فرآیند گرما مورد استفاده قرار می گیرد
- نیروگاه با تولید همزمانی بر مبنای یک توربین گاز با یک WHR که برای تهیه آب گرم مورد استفاده قرار می گیرد
- نیروگاه با تولید همزمانی با چرخه مرکب (توربین بخار و گاز) با توربین بخار از نوع پس فشاری یا نوع برداشتی - میعانی

همان طور که در بالا یادآور شدیم، نیروگاههای با تولید همزمانی بر مبنای موتورهای دیزلی یا گازی نیز وجود دارند. در این مورد قدرت مکانیکی حاصله در موتور، تبدیل به قدرت الکتریکی در یک مولد می شود و گرمای گاز خروجی همراه با پوسته گرمای آب خنک کننده، گرمای روغن روان کاری، و گرمای بارگذاری مورد استفاده قرار می گیرند تا آب گرم برای تهیه کننده های گرمای

1. Schnitz and Koch

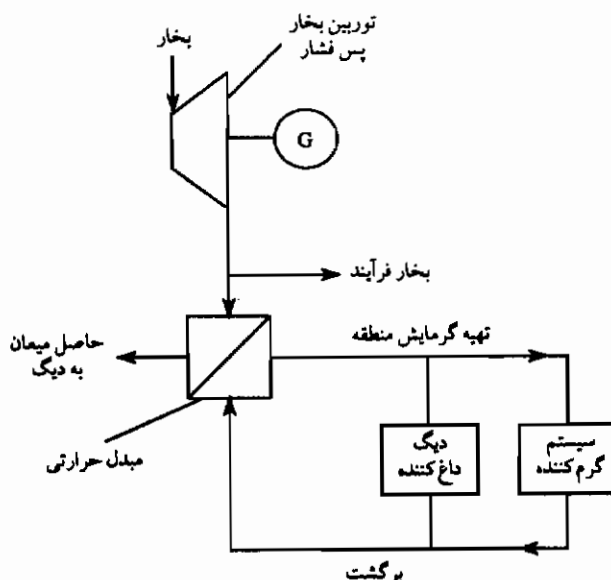
2. Bohn

3. Vulkan-Verlag

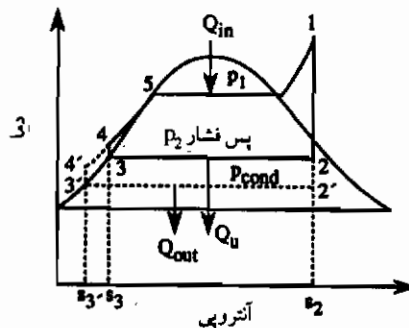
4. Adlhoeh and Bolt

نامتمرکز فراهم شود. بیشتر فرآیندهای کاربردی، احتیاج به تولید بخار از درجه پایین (دما) در چرخه بالایی دارند. بسته به نیازهای فرآیندها، بخار فرآیند می تواند: ۱- از توربین بخار در یک مرحله میانی مشابه برداشت بخار برای گرم کردن آب تغذیه برداشت شود؛ ۲- در خروجی توربین برداشت شوند که این مورد «توربین پس فشاری» نامیده می شود. فشار بخار فرآیند به طور گسترده ای، مثلاً بین ۰/۵ و ۴۰ بار، متغیر است.

دو وضعیت اساسی در نیروگاههای با تولید همزمانی به وسیله توربینهای بخار وجود دارند (پرایه^۱، ۱۹۹۳). وضعیت اول نیروگاه بر مبنای استفاده از یک توربین بخار پس فشاری در شکل (۲-۷) نشان داده می شود. این نوع توربین بخار با توربینهای بخار از نوع میعانی به خاطر سطح فشار بخار خروجی متفاوت است. برخلاف توربینهای میعانی که از آن بخار به داخل یک کندانسور با فشار حدود ۰/۰۴ بار خارج می شود، فشار خروجی در توربین بخار پس فشاری از ۱ بار بالاتر است. این، استفاده مستقیم از بخار خروجی در بعضی از فرآیندهای صنعتی یا به طور غیرمستقیم از طریق یک مبدل حرارتی، که برای گرم کردن آب برای گرمایش منطقه به کار گرفته می شود، را ممکن می سازد. چرخه یک نیروگاه بخار با توربین بخار پس فشاری ضمن مقایسه با چرخه یک نیروگاه با توربین بخار میعانی



شکل ۲-۷. نمودار ساده از یک نیروگاه با تولید همزمان بر مبنای توربین بخار پس فشاری
برای تولید قدرت، تولید بخار فرآیند، و گرمایش منطقه ای

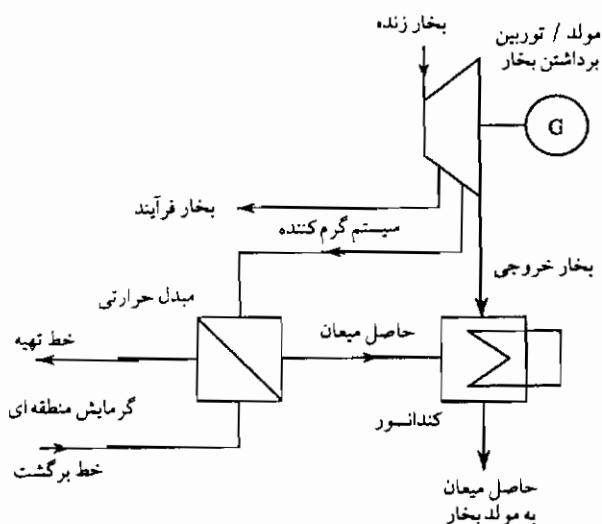


شکل ۷-۳. مقایسه چرخه‌های توربین بخار میعانی و پس فشار بر روی نمودار $T-s$

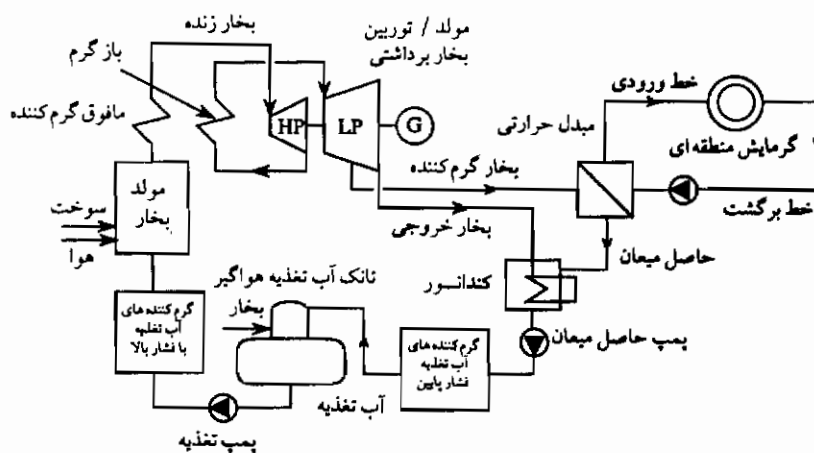
در شکل (۷-۳) نشان داده می‌شود. بدین ترتیب چرخه ۱-۲-۳-۴-۵ به واحد توربین پس فشاری و چرخه ۱-۲-۳-۴-۵ به واحد توربین میعانی ارجاع می‌دهد. دیده می‌شود که گرمای خالص چرخه (و کار خالص مربوط معادل) در مورد واحد توربین بخار پس فشاری به دلیل پس فشاری بالاتر از این کمیت در توربین میعانی به اندازه مساحت ۲-۲'-۳-۴-۴' کمتر است. مساحت زیر خط ۲-۳ گرمای دسترس پذیر است که قسمتی از آن می‌تواند برای منظوره‌های گرمایش منطقه‌ای یا صنعتی مورد استفاده قرار گیرد.

بنابراین سطح فشار معکوس مستقیماً بر افت انتالپی در توربین بخار تأثیر می‌گذارد؛ هرچه پس فشار بالاتر باشد مقدار الکتریسته کمتری حاصل می‌شود. اگر این فشار خیلی بالا باشد، استفاده از توربین بخار، به دلیل کوچک شدن دیفرانسیل فشار، زیر سؤال می‌رود. در این مورد فرآیند بخار به یک دیگ با گرمای مواد زاید کاهش می‌یابد.

جزئیات بیشتر نمودار و وضعیت نیروگاه با تولید همزمانی با توربین بخار برداشتی - میعانی، مبدل حرارتی، و سیستم گرمایش منطقه‌ای در شکل (۷-۴) ارائه می‌شود. نیروگاه‌های با تولید همزمانی با توربینهای بخار پس فشاری، وقتی که تقاضای قدرت الکتریکی در مقایسه با تقاضای گرما کم باشد، مناسبترین است. این وضعیت به صورت گسترده‌ای در تولیدهای همزمانی صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. واحد تولید همزمانی با توربین برداشتی - میعانی در محدوده وسیعی از نسبتهای گرمای مفید به قدرت کاربرد دارد. نمودار شیمیایی یک نیروگاه با تولید همزمانی بر مبنای یک توربین بخار برداشتی - میعانی با بلوکهای گرم کننده‌های آب تغذیه با فشار بالا و فشار پایین در شکل (۷-۵) نشان داده می‌شود.



شکل ۴-۷. نمودار ساده یک نیروگاه با تولید همزمان برمیانی یک توربین بخار برداشتی برای تولید قدرت، تولید گرمای فرآیند، و گرمایش منطقه‌ای



شکل ۵-۷. نمودار شمایی یک نیروگاه با تولید همزمانی برای تولید قدرت و گرمایش منطقه‌ای برمیانی توربین بخار برداشتی - میعانی، با گرم کننده‌های آب تغذیه فشار بالا (HP) و فشار پایین (LP)

معیار عملکرد نیروگاههای با تولید همزمانی

معیار عملکرد نیروگاههای معمولی

از انرژی سوخت در نیروگاههای با تولید همزمانی، در مقایسه با نیروگاههای معمولی و واحدهای گرمایش بهره گیری کلی بیشتری به دست می آید. عملکرد نیروگاههای با تولید همزمان توسط معیارهای به خصوصی از عملکرد، از قبیل آنچه که در زیر ارائه شده است، مشخص می شوند (هورلاک، ۱۹۸۷؛ هیوود، ۱۹۹۱).

همان طور که در فصل چهارم تشریح شد، مهمترین معیار عملکرد نیروگاههای معمولی، راندمان کلی است؛ یعنی حاصل ضرب راندمان حرارتی چرخه η_{th} و راندمان محفظه احتراق (دیگ) η_{comb} :

$$\eta_o = \eta_{th}\eta_{comb} = W_{net}/Q_f \quad (۷-۱)$$

که در آن W_{net} کار خالص نیروگاه و Q_f انرژی سوخت ورودی به محفظه احتراق (دیگ) است. انرژی سوخت ورودی می شود:

$$Q_f = m_f LHV \quad (۷-۲)$$

که در آن m_f جرم سوخت سوزانده شده و LHV ارزش حرارتی پایینتر سوخت است. معیار عملکرد دیگر یک نیروگاه معمولی، نرخ گرمای خالص آن است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$HR = \text{قدرت خروجی خالص} / \text{گرمای ورودی} \quad (۷-۳)$$

بنابراین می شود:

$$HR = 3600/\eta_o \quad \text{kJ/kWh} \quad (۷-۴)$$

یا

$$HR = 34,120/\eta_o \quad \text{BTU/kWh} \quad (۷-۵)$$

گرمای ورودی به چرخه از Q_f کمتر است؛ یعنی می شود:

$$Q_{in} = Q_f \eta_{comb} \quad (۷-۶)$$

راندمان تبدیل انرژی

تبدیل انرژی سوخت به قدرت، در یک نیروگاه با تولید همزمان (CG) یا CHP با راندمان تبدیل

انرژی مشخص می شود :

$$\eta_{CG} = W_{net}/Q_{in} \quad (V-7)$$

فاکتور بهره گیری از انرژی

برای مشخص کردن راندمان کلی بهره گیری انرژی سوخت، برای تولید قدرت و تولید گرمای مفید، از EUF استفاده می شود (هیوود، ۱۹۸۸). این کمیت، معیار عملکرد مناسبی از نیروگاه با تولید همزمانی به صورت کلی است. کمیت EUF به عنوان نسبت انرژی مفید کل، یعنی مجموع کار خروجی خالص W_{net} و گرمای مفید Q_u ، به انرژی سوخت ورودی به نیروگاه با تولید همزمان $Q_{f,CG}$ تعریف می شود؛ بنابراین :

$$EUF = (W_{net} + Q_u)/Q_{f,CG} \quad (V-8)$$

یا

$$EUF = (P_{el} + Q_u)/Q_{f,CG} \quad (V-9)$$

در معادله (V-9) قدرت الکتریکی P_{el} و نرخ گرمای مفید Q_u مرتبط با نرخ انرژی سوخت ورودی $Q_{f,CG}$ مربوط به نیروگاه با تولید همزمان هستند.

برای نیروگاههای با چرخه باز، از قبیل: نیروگاههای توربین گاز یا موتور دیزلی، گرمای سوخت آزاد شده در یک کوره یا محفظه احتراق $Q_{f,CG}$ یک کمیت مناسبی از انرژی ورودی است. در نیروگاههای با چرخه بسته، از قبیل: نیروگاههای بخار، گرمای داده شده از گازهای احتراقی به سیال عامل چرخه؛ یعنی Q_u به عنوان ارزش مبنایی بیشتر از کافی است؛ بنابراین برای نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای توربین بخار، داریم :

$$EUF = (W_{net} + Q_u)/Q_{in,CG} \quad (V-10)$$

ولی باید تأکید شود که دو محصول نیروگاه با تولید همزمان - کار W_{net} و گرمای مفید Q_u - مقادیر مختلفی دارند. برای تولید ۱ kWh قدرت الکتریکی در یک نیروگاه معمولی، ۳-۵ kWh انرژی سوخت لازم است؛ بنابراین کار و قدرت الکتریکی از فرمهای انرژی با درجه بالاتری هستند. آنها دارای کیفیت بالاتر و در نتیجه قیمت بالاتر هستند. در جایی که گرما انرژی از درجه پایتتر و با قیمت پایتتری است. کمیت EUF این تفاوت را در کیفیت انرژیهای W_{net} و Q_u به حساب نمی آورد؛ بنابراین EUF نمی تواند تنها معیار عملکرد نیروگاههای با تولید همزمان باشد و معیارهای دیگری مورد نیاز است.

نسبت گرما به قدرت

یک معیار عملکرد مهم دیگر نیروگاه‌های با تولید همزمان، عبارت از نسبت تولید همزمان یا نسبت گرمای مفید به قدرت الکتریکی تولیدی است؛ مثلاً نسبت گرما به قدرت:

$$HPR = Q_u / P_{el} \quad (۷-۱۱)$$

که در آن P_{el} قدرت خروجی نیروگاه و Q_u نرخ گرمای مفید واحد تولید همزمان است. انرژی سوخت فراهم شده برای یک دیگ، محفظه احتراق توربین گاز، یا نیروگاه با تولید همزمانی موتور دیزلی یعنی $Q_{f,CG}$ به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود و با راندمان دستگاه احتراقی η_{comb} به سیال عامل انتقال می‌یابد؛ بنابراین موازنه انرژی واحد با تولید همزمان را می‌توان به صورت:

$$Q_{f,CG} \eta_{comb} = Q_{in} = P_{el} + Q_u + Q_{out} \quad (۷-۱۲)$$

نوشت که در آن Q_{out} گرمای پس داده شده (غیر مفید) نیروگاه با تولید همزمان است.

نرخ نموّی گرما

انرژی ورودی کلی Q_{in} را می‌توان به طور دلخواه به دو قسمت تقسیم کرد: یک قسمت در دیگ مورد استفاده قرار می‌گیرد تا گرمای مفید Q_u با راندمان η_{comb} حاصل نماید و قسمت دوم، برای تولید قدرت الکتریکی P_{el} با نرخ نموّی گرما (IHR) استفاده می‌شود (هورلاک، ۱۹۸۷؛ لی کام و پرایدی، ۱۹۸۵)؛ بنابراین:

$$Q_{in} = IHR \times P_{el} / 3600 + Q_u / \eta_{comb} \quad (۷-۱۳)$$

بنابراین:

$$[IHR = 3600 [Q_{in} / P_{el} - Q_u / (P_{el} \eta_{comb})]] \quad \text{kJ/kWh} \quad (۷-۱۴)$$

با استفاده HPR برای واحد تولید همزمانی به صورت کلی و راندمان کلی $\eta_{CG} = P_{el} / Q_{in}$ برای تولید قدرت الکتریکی در واحد تولید همزمان، به دست می‌آوریم:

$$IHR = 3600 [1 / \eta_{CG} - HPR / \eta_{comb}] \quad (۷-۱۵)$$

معیار کسری عملکرد

معیار معروف به معیار کسری عملکرد (RC)، به صورت نسبت مجموع کار خالص و گرمای

خروجی مفید واحد با تولید همزمانی به این مجموع در یک واحد برگشتی تعریف می شود (هورلاک، ۱۹۸۷)؛ بنابراین :

$$RC = (P_{el} + Q_u)_{CG} / (P_{el} + Q_u)_{rev} \quad (۷-۱۶)$$

برای یک بار گرمایی Q_u معین و یک تقاضای قدرت الکتریکی P_{el} معین، RC نسبت تقاضای انرژی سوخت در واحد برگشت پذیر به این کمیت در واحد با تولید همزمان عملی است :

$$RC = Q_{l,rev} / Q_{l,CG} \quad (۷-۱۷)$$

مقدار RC می تواند به معیارهای عملکرد دیگر واحد با تولید همزمانی از قبیل EUF ، راندمان کلی η_{CG} ، HPR ، و نسبت دمای محیط T_u به دمای گرمای ورودی مفید T_l به صورت زیر مرتبط شود :

$$RC = EUF - HPR \times \eta_{CG} (T_u / T_l) \quad (۷-۱۸)$$

مثال زیر تعیین عملکرد یک واحد با تولید همزمان با توربین بخار پس فشاری را می دهد :

مثال ۷-۱

یک نیروگاه با تولید همزمان با توربین پس فشاری دارای پارامترهای زیر است :

شرایط بخار اصلی در قسمت کم کردن فشار توربین $p_1 = 20$ بار و $t_1 = 550^\circ C$

پس فشار $p_2 = 4$ بار

جریان جرمی بخار $m = 150 \text{ kg/s}$

راندمان آیزنتروپیک توربین $\eta_{it} = 0.91$

راندمان مولد $\eta_g = 0.99$

کمیت زیر را محاسبه کنید :

● قدرت خروجی نیروگاه

● راندمان الکتریکی

● نسبت گرما به قدرت

● فاکتور بهره گیری انرژی واحد با تولید همزمان اگر اتلاف حرارتی η_{th} در سیستم گرمایش

منطقه ای برابر ۲۰٪ باشد.

حل

۱- نمودار $h-s$ مولیر داریم :

انتالپی بخار اصلی در $p_1 = 120$ بار و $t_1 = 550^\circ\text{C}$ برابر با $h_1 = 3480$ kJ/kg است .

انتالپی بخار خروجی در انبساط آیزنتروپیک از p_1 تا p_2 برابر با $h_{2s} = 2635$ kJ/kg است .

۲- انتالپی واقعی بخار خروجی در انبساط غیر قابل برگشت می شود :

$$h_2 = h_1 - \eta_{ii}(h_1 - h_{2s}) = 3480 - 0.91(3480 - 2635) = 2711 \text{ kJ/kg}$$

۳- انتالپی آب تغذیه در p_2 می شود (به جدول آب/بخار مراجعه شود) :

$$h_{fw} = 604.67 \text{ kJ/kg}$$

۴- کار ویژه واقعی توربین ، مثلاً افت انتالپی در توربین می شود :

$$w_t = h_1 - h_2 = 3480 - 2711 = 769 \text{ kJ/kg}$$

۵- اضافه کردن گرما در کیلوگرم بخار می شود :

$$q_{in} = h_1 - h_{fw} = 3480 - 604.67 = 2875.33 \text{ kJ/kg}$$

۶- راندمان حرارتی واقعی می شود :

$$\eta_{th} = w_t/q_{in} = 769/2875.33 = 0.267$$

۷- راندمان الکتریکی می شود :

$$\eta_{el} = \eta_{th}\eta_g = 0.267 \times 0.99 = 0.264$$

۸- قدرت الکتریکی می شود :

$$P_{el} = m w_t \eta_g = 150 \text{ kg/s} \times 769 \text{ kJ/kg} \times 0.99 = 114,196.5 \text{ kW}$$

۹- گرمای خروجی مفید می شود :

$$Q_u = m(h_2 - h_{fw})(1 - \eta_{th}) = 150 \text{ kg/s}(2711 - 604.67)(1 - 0.2) = 252,759.6 \text{ kW}$$

۱۰- نسبت گرما به قدرت می شود :

$$Q_u/P_{el} = 252,759.6/114,196.5 = 2.2$$

۱۱- عامل بهره گیری انرژی واحد تولید همزمان می شود :

$$EUF = (P_{el} + Q_u)/(m q_{in}) = (114,196.5 + 252,759.6)/(150 \times 2875.33) = 0.851$$

نسبت صرفه جویی انرژی سوخت

FESR یک معیار عملکرد دیگر است که برای تعیین عملکرد یک CHP بر حسب تقاضای سوخت، در مقایسه با یک ایستگاه قدرت معمولی و یک واحد گرمایش به کار می رود. این مقایسه شامل تخمین کمیت سوخت لازم برای برآورده کردن قدرت داده شده و بارهای حرارتی در واحد تولید همزمان و همچنین محاسبه تقاضای سوخت کلی لازم برای تولید یکسانی از کمیتهای انرژی الکتریکی و گرمای مفید در دو نیروگاه معمولی مجزا است. یک ایستگاه قدرت معمولی با راندمان کلی η_{el} و یک واحد گرمایش یا دیگ با راندمان η_b را در نظر می گیریم؛ بنابراین انرژی سوخت کلی لازم $Q_{f,c}$ برای این دو نیروگاه معمولی عبارت است از:

$$Q_{f,c} = P_{el}/\eta_{el} + Q_u/\eta_b \quad (7-19)$$

به طور مشابه، انرژی سوخت لازم در واحد با تولید همزمان با عامل بهره گیری انرژی (EUF) می شود:

$$Q_{f,CG} = (P_{el} + Q_u)/EUF \quad (7-20)$$

برای انرژی سوخت صرفه جویی شده در واحد با تولید همزمان در مقایسه با واحد معمولی، معادله زیر را داریم:

$$\Delta Q_f = Q_{f,c} - Q_{f,CG} \quad (7-21)$$

حال FESR به عنوان نسبت انرژی سوخت صرفه جویی شده واحد با تولید همزمان به انرژی سوخت لازم در دو نیروگاه معمولی تعریف می شود؛ بنابراین داریم:

$$FESR = \Delta Q_f / Q_{f,c} \quad (7-22)$$

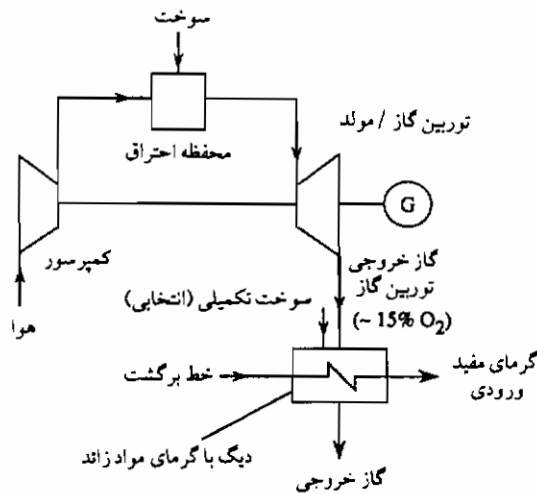
نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با دیگ یا بهبود بخشنده با گرمای مواد زائد

و کمیتهای نیروگاه

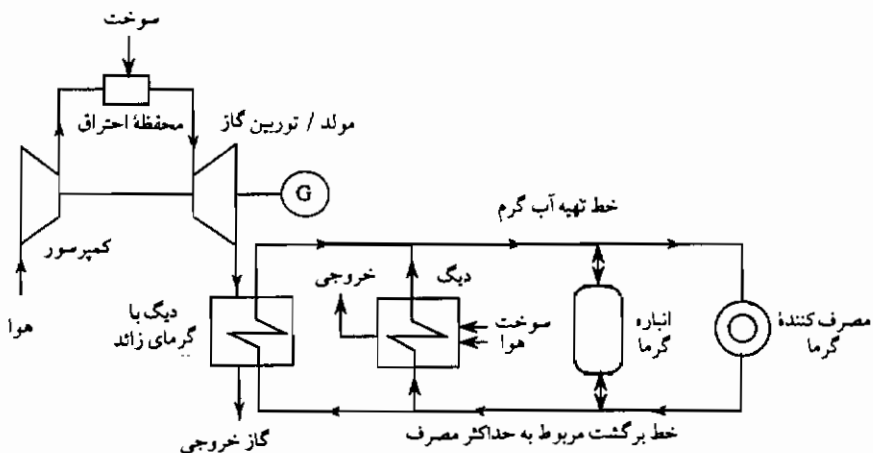
یک نیروگاه توربین گاز می تواند مجهز به یک WHB یا یک WHR باشد؛ در نتیجه این نیروگاه تبدیل به یک توربین گاز بر مبنای واحد تولید همزمان می شود که قدرت الکتریکی و گرمای مفید تولید می کند. گاز خروجی گرم توربین گاز، پس از انبساط در آن، در یک WHR یا WHB مورد استفاده قرار می گیرد که برای گرمایش منطقه ای یا برای تهیه گرما و بخار فرآیندهای صنعتی به کار گرفته می شود. نیروگاههای تولید همزمان بر مبنای توربین گاز، با فاکتورهای بهره گیری انرژی بالا (تا ۹۰٪)

و مخارج کلی پایین مشخص می شوند.

برای افزایش بیشتر تولید گرمای مفید به شکل آب گرم و یا بخار، واحد بازیافت گرما می تواند به وسیله یک آتش زایی تکمیلی، از جمله سیستم نشان داده شده در شکل (۷-۶) غنی شود. زمانی بهبود اضافی در عملکرد واحد تولید همزمان میسر می شود که در این سیستم یک دیگ مربوط به حداکثر مصرف و یک انباره حرارتی - مطابق شکل (۷-۷) - جمع گردد.



شکل ۷-۶. واحد تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با آتش زایی تکمیلی برای دیگ با گرمای مواد زائد



شکل ۷-۷. نیروگاه تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با دیگ و انباره انرژی حرارتی

عملکرد نیروگاههای تولید همزمان بر مبنای توربین گاز

یک واحد تولید همزمان، شامل یک توربین گاز و یک WHR، را در نظر بگیرید. برگشت ناپذیرها در کمپرسور و توربین گاز با راندها آیزنتروپیک (صحیحتر، پولی تروپیک) آنها یعنی η_{ic} و η_{it} در نظر گرفته می شوند. قدرتهای خروجی برگشت پذیر و برگشت ناپذیر نیروگاهها می شود:

$$P_{rev} = P_t - P_c = m_g \Delta h_t - m_a \Delta h_c \quad (7-23)$$

و

$$P = m_g \Delta h_t \eta_{it} - m_a \Delta h_c / \eta_{ic} \quad (7-24)$$

نرخ جریان جرمی در توربین گاز برابر با مجموع نرخهای جریان جرم هوا و سوخت است:

$$m_g = m_a + m_f \quad (7-25)$$

نرخ جریان جرمی سوخت مصرفی در محفظه احتراق توربین گاز به صورت زیر داده می شود:

$$m_f = Q_f / LHV \quad (7-26)$$

اضافه کردن گرما در محفظه احتراق توربین گاز به چرخه واقعی، کمتر از آن در چرخه برگشت پذیر است؛ بنابراین:

$$Q_f = Q_{f,rev} - P_c(1/\eta_{ic} - 1) \quad (7-27)$$

انتالپی گاز خروجی در توربین گاز در چرخه واقعی از مقدار آن در چرخه برگشت پذیر بالاتر است؛ بدین ترتیب گرمای مفید بیشتر است:

$$Q_u = Q_{u,rev} + P_t(1 - \eta_{it}) \quad (7-28)$$

راندها حرارتی واحد توربین گاز از:

$$\eta_{th,rev} = P_{rev} / Q_{f,rev} \quad (7-29)$$

به مقدار زیر کاهش می یابد:

$$\eta_{th} = P / Q_f \quad (7-30)$$

مثال زیر نحوه تعیین عملکرد نیروگاه تولید همزمان بر مبنای یک توربین گاز و یک WHR را نشان می دهد.

مثال ۷-۲

یک نیروگاه با تولید همزمان، شامل یک توربین گاز برای تولید قدرت الکتریکی و یک WHR را که گرمای مفید برای گرمایش منطقه تولید می کند، در نظر بگیرید. دمای ورودی کمپرسور T_1 برابر با ۲۹۰ K، دمای ورودی توربین گاز T_3 برابر ۱۴۵۰ K، نسبت فشار کمپرسور β برابر ۱۱/۷۸، $\eta_{ic} = 0.89$ ، $\eta_{it} = 0.92$ ، و دمای گاز خروجی برابر با 130°C است. با فرض این که نرخ جریان جرمی هوا 540 kg/s و ارزش حرارتی سوخت گاز طبیعی 47 MJ/kg باشد؛ ۱- راندمان تبدیل؛ ۲- عامل بهره گیری انرژی؛ ۳- قدرت خروجی؛ ۴- گرمای مفید خروجی؛ ۵- نسبت گرما به قدرت واحد تولید همزمان را محاسبه کنید.

فرض کنید که گرمای ویژه هوا $[1.01\text{ kJ/(kg K)}]$ و گرمای ویژه گاز $[1.05\text{ kJ/(kg K)}]$ است. از اتلاف حرارتی WHR می توان چشم پوشی کرد.

حل

۱- دمای هوای تخلیه از کمپرسور برای تراکم آیزنتروپیک و واقعی به ترتیب عبارتند از:

$$T_{2s} = T_1 \beta^{(k-1)/k} = 290 \times 11.78^{(1.4-1)/1.4} = 586.7\text{ K}$$

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1)/\eta_{ic} = 290 + (586.7 - 290)/0.89 = 623.4\text{ K}$$

۲- کار ویژه ورودی کمپرسور می شود:

$$w_c = c_p(T_2 - T_1) = 1.05(623.4 - 290) = 350.08\text{ kJ/kg}$$

۳- دمای گاز خروجی توربین گاز برای انبساط آیزنتروپیک و واقعی به ترتیب عبارتند از:

$$T_{4s} = T_3/\beta^{(k-1)/k} = 1450/11.78^{(1.4-1)/1.4} = 716.7\text{ K}$$

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})\eta_{it} = 1450 - (1450 - 716.7)0.92 = 775.4\text{ K} = 502.25^\circ\text{C}$$

۴- کار ویژه خروجی توربین گاز می شود:

$$w_t = c_p(T_3 - T_4) = 1.05(1450 - 775.4) = 708.33\text{ kJ/kg}$$

۵- کار ویژه خالص خروجی نیروگاه می شود:

$$w_{net} = w_t - w_c = 708.33 - 350.08 = 358.25\text{ kJ/kg}$$

۶- افزودن ویژه گرما می شود :

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = 1.05(1450 - 623.4) = 867.93 \text{ kJ/kg}$$

۷- راندمان تبدیل نیروگاه عبارت است از :

$$\eta_{th} = w_{net}/q_{in} = 358.25/867.93 = 0.4128$$

۸- گرمای مفید ویژه واحد تولید همزمان می شود :

$$q_u = c_p(t_{exh} - t_{stack}) = 1.05(502.25 - 130) = 390.86 \text{ kJ/kg}$$

۹- فاکتور بهره گیری انرژی واحد تولید همزمان با چرخه برگشت ناپذیر می شود :

$$EUF = (w_{net} + q_u)/q_{in} = (358.25 + 390.86)/867.93 = 0.863$$

۱۰- نسبت گرما به قدرت عبارت است از :

$$HPR = q_u/w_{net} = 390.86/358.25 = 1.09$$

نیروگاههای تولید همزمان بر مبنای توربین گاز را می توان هم به عنوان فراهم آورنده انرژی منطقه ای و هم واحدهای تولید همزمان صنعتی به کار گرفت. اولی قدرت و گرمای محلی تولید می کند و دومی قدرت و گرما یا بخار فرآیند را فراهم می آورد.

نیروگاههای تولید همزمان با چرخه مرکب

همان طوری که در فصل ششم گفته شد، چرخه های مرکب، برای تولید قدرت از لحاظ ترمودینامیکی در مقایسه با چرخه های ساده توربین گاز و توربین بخار برتری دارند. به خاطر دمای متوسط بالاتر افزایش گرما و دمای متوسط پایستر پس دادن گرما در نیروگاههای با چرخه مرکب، راندمان الکتریکی آنها از راندمان الکتریکی نیروگاههای تک چرخه ای بالاتر است. برتری آنها حتی وقتی که چرخه های مرکب در نیروگاههای با تولید همزمان برای تولید قدرت و گرما به کار گرفته می شوند، بیشتر می شود. در نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب عامل بهره گیری انرژی معمولاً به ۹۰٪ نزدیک می شود (اشنیتز و کوخ، ۱۹۹۵؛ بوهمن، ۱۹۹۲؛ استایمل، ۱۹۹۵؛ آدولپوخ و بولت، ۱۹۹۴).

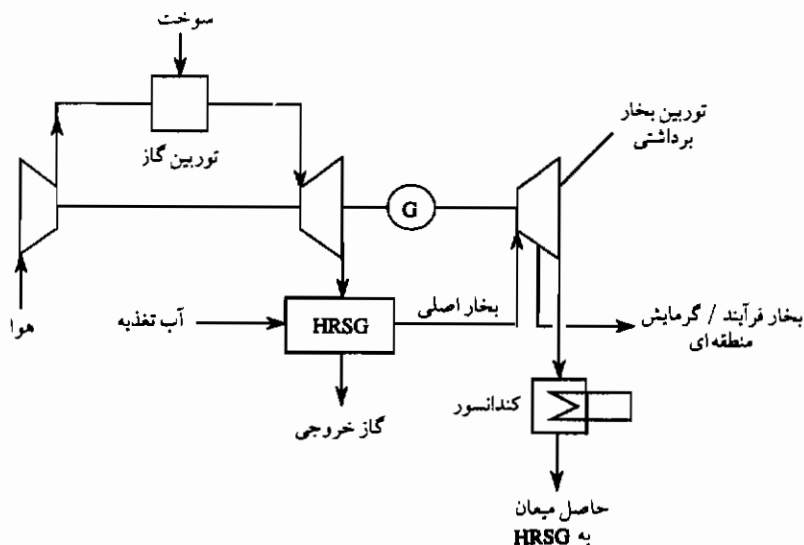
نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با چرخه های ساده مرکب، انتخابهای مناسبی برای تقاضاهای نسبتاً بالای الکتریکی و گرمایی هستند؛ بنابراین می توانند برای فراهم آوردن انرژی

گرمایی یک منطقه یا یک شهر به کار گرفته شوند (روی^۱، ۱۹۹۳؛ آنون، ۱۹۹۵؛ کلهوفر^۲، ۱۹۹۱). نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب، معمولاً وضعیتهای زیر را دارا هستند (پلوبرگر^۳ و دیگران، ۱۹۹۵؛ کلهوفر، ۱۹۹۱):

- یک توربین گاز
- یک HRSG
- یک توربین بخار برداشتی - میعانی یا پس فشاری

نمودار شمایی نیروگاه با تولید همزمان با چرخه مرکب با توربین گاز بالایی، HRSG، و توربین بخار برداشتی - میعانی پایینی در شکل (۷-۸) نشان داده می شود.

معمولاً وضعیتهای ساده نیروگاههای با چرخه مرکب مورد استفاده قرار می گیرند؛ بنابراین معمولاً یک طراحی HRSG بدون آتش زایی تکمیلی انتخاب خواهد شد. آب گرمایش منطقه ای توسط بخار خروجی از توربین بخار برداشتی - میعانی تادمای لازم ورودی گرم خواهد شد.



شکل ۷-۸. نیروگاه با تولید همزمان با چرخه مرکب با توربین گاز بالایی، HRSG، و توربین بخار پایینی

سطح فشار بخار فرآیند و گرما به قدرت (HPR) هر دو پارامترهای مهم طراحی هستند؛ زیرا فشار بخار فرآیند مستقیماً بر افت انتالپی در توربین بخار تأثیر می‌گذارد؛ هرچه فشار بیشتر باشد الکتریسیته کمتری تولید می‌شود. اگر فشار بخار فرآیند خیلی بالا باشد به دلیل بسیار کوچک بودن انتالپی دیفرانسیلی آن، استفاده از توربین بخار زیر سؤال می‌رود. در این مورد فرآیند بخار به یک WHB کاهش می‌یابد.

در نیروگاههای با تولید همزمان برای گرمایش منطقه‌ای، کنترل مستقل الکتریسیته و تولید گرما، لازم نیست؛ زیرا چنین نیروگاههایی معمولاً با شبکه‌های تأسیسات بزرگ ادغام می‌شوند؛ تا امکان افت راندمان تولید قدرت در مقایسه با تقاضای واقعی قدرت را جبران کنند. گرمای خروجی یک نیروگاه با تولید همزمان برای گرمایش منطقه‌ای معمولاً برحسب تابعی از دمای هوای محیط کنترل می‌شود. در نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب، برای گرمایش منطقه‌ای، اثر قوی دمای هوای محیط، می‌تواند تأثیر مثبتی بر روی قدرت خروجی توربین گاز داشته باشد؛ زیرا تقاضای بیشینه گرما مرتبط با پایتترین دمای هوای محیط است.

تا جایی که دمای آب ورود برای گرمایش منطقه‌ای مورد نظر است، باید پایتترین دمای ممکن انتخاب شود؛ ولی انتخاب دمای آب طراحی مصالحه‌ای بین قدرت خروجی بالای مرتبط با دمای پایین آب ورودی و هزینه پایین انتقال گرمای منطقه‌ای در دمای بالای تهیه آب است.

نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب مطلوبترین موارد به کار گرفته شده در بارهای الکتریکی غالب مرتبط با HPRهای پایین هستند. یک توربین بخار برداشتی - میعانی افزایش قدرت خروجی را امکان‌پذیر می‌کند و انعطاف در عمل و طراحی بیشتری را نسبت به توربین پس فشاری به دست می‌دهد.

در نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب و آتش‌زایی تکمیلی، پارامترهای بخار زنده، مشابه پارامترهای بخار در نیروگاههای بخار معمولی هستند. برای بهره‌گیری بیشتر و کاملتر از گرمای خروجی توربین گاز در WHB یا HRSG، دمای آب تغذیه باید تا جایی که ممکن است، پایین باشد؛ ولی به دلیل جلوگیری از خوردگی، این دما باید از نقطه شبنم گاز دودکش بالاتر باشد (فصل دوم را ببینید).

طراحیهای HRSG برای نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب بدون آتش‌زایی تکمیلی مشابه موارد بحث شده در فصل ششم برای نیروگاههای با چرخه مرکب تک فشاری و فشار دوتایی هستند؛ ولی فشار بخار زنده در وضعیتهای تک فشاری، باید به اندازه کافی بالا باشد تا انتالپی دیفرانسیلی بالای منطقی توسط انبساط بخار، بین سطوح فشار بخار زنده و بخار فرایند را، مطمئن

سازد. اگر سطح فشار نسبتاً بالای بخار فرآیند لازم باشد، سپس EUF تقریباً پایین است. به کارگیری نیروگاه با تولید همزمان با چرخهٔ مرکب فشار دوتایی، مقدار EUF را بهبود می بخشد. سپس قسمت فشار پایین HRSG فقط برای تولید بخار فرآیند استفاده خواهد شد.

برای ارائه نمونه ای از نیروگاه با تولید همزمان بر مبنای توربین گاز با HRSG، نیروگاه با تولید همزمان گرمایش منطقه ای هواگ^۱ را - که در ۱۹۹۶ در برلین آلمان به کار گرفته شد - در نظر خواهیم گرفت (آتون، ۱۹۹۵). این نیروگاه شامل دو واحد توربین گاز ۱۶۵ MW از نوع ABB GI13E2، هر کدام با یک HRSG بدون آتش زایی است. یک واحد توربین گاز، یک کمپرسور ۲۱ مرحله ای و یک توربین گاز ۵ مرحله ای را شامل می شود. نسبت فشار کمپرسور ۱۵ و دمای ورودی توربین گاز برابر با ۱۱۰۰ °C است. سوخت در محفظهٔ احتراقی استوانه ای با ۷۲ مشعل EV خشک، NO_x کم (DLN) دوسوختی سوزانده می شود، که در فصل پنجم ذکر شد. سوخت اصلی گاز طبیعی، و سوخت رزرو، حاصل تقطیرات سبک نفت خام (سوخت روغنی شماره ۲) است. به خاطر تعداد زیاد مشعلها - که هر کدام کنترل شده اند - دمای گاز در مقابل اولین ردیف پره های توربین گاز یکنواخت است. مشعلهای DLN EV با گاز طبیعی و با سطوح نشر پایین NO_x (پایینتر از ۲۵ ppmv) کار می کنند در جایی که از تزریق آب استفاده می شود تا در زمان استفاده از حاصل تقطیرات سبک (سوخت روغنی شماره ۲) نشر NO_x را کاهش دهد. هر کدام از این دو HRSG عمودی بدون آتش زایی با فشار دوتایی یک دیگ با گردش طبیعی با پمپ گردش افزایش دهنده اند. دیوارهای آب کوره از لوله های حلقوی پره دار ساخته می شود. یک HRSG شامل دو واحد موازی با طول ۲۲ m، عرض ۴ m، و ارتفاع ۳ m است. در راه اندازی، گاز خروجی توربین گاز از طریق راه فرعی به دودکش می رسد. اطلاعات فنی اصلی نیروگاه با تولید همزمان با چرخهٔ مرکب برای تولید قدرت و گرمایش منطقه ای در برلین در جدول (۷-۱) ارائه می شود.

بخار در بلوک قدرت موازی با چرخهٔ مرکب به صورت موازی، از یک مولد بخار با آتش زایی کامل و از یک HRSG مرتبط با توربین گاز، به توربین بخار وارد خواهد شد که قسمتی از حاصل میعان و آب تغذیه را باز گرم خواهد کرد. این تأسیسات وضعیت نیروگاه را با کمک فراهم آورنده های مولدهای توربین و مولدهای بخار بهینه می کند؛ تا احتیاجات به خصوص این ایستگاه را برآورده سازد. به وسیله اجرای امکان پذیر کاملاً موازی مستقل توالی توربینهای گاز و بخار می توان به انعطاف عمل بیشتر و کارکرد مقرون به صرفه تری دست یافت. این عمل همچنین کارکرد بهتری را در رابطه با قدرت بار ناکامل و تولید گرما، به ارمغان می آورد. برداشت بخار برای گرمایش منطقه ای، در حالت

کار کردن موازی و ضمن عمل مستقل نیروگاههای توربین بخار یا گاز ممکن می شود. مثال تقویت مجدد نیروگاه بخار با یک واحد توربین گاز با چرخه مرکب، نیروگاه تولید همزمان آلمانی ۴۰۰ MW آلباخ-دزیزا^۱ در آلمان است. در کوره دیگ این نیروگاه تولید همزمان با چرخه مرکب با عمل موازی زغال سنگ و در محفظه احتراق توربین گاز آن گاز طبیعی سوزانده می شود. محاسبه مشخصات عملکرد نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب در مثالهای (۷-۳) و (۷-۴) ارائه می شوند.

جدول ۷-۱. اطلاعات طراحی نیروگاه تولید همزمان با چرخه مرکب هواگ در برلین آلمان

پارامتر	مقدار
تعداد توربین گاز و نوع	2 × ABB GT 13E2
قدرت خروجی نیروگاه، MW	۳۸۰
خروجی حرارتی گرمایش منطقه ای، اسمی / ماکزیمم، MJ/s	۳۴۰-۳۸۰
راندمان تبدیل انرژی، %	۴۷/۴
نرخ حرارت، kJ/kWh	۷۵۹۵
عامل بهره گیری انرژی، %	۸۹/۲
HRSG	
دما و فشار خروجی بخار HP، بار/°C	۷۶/۹۵۲۵
نرخ جریان جرمی بخار HP، t/h	۲۱۰
دمای آب تغذیه، °C	۱۱۰
دما و فشار خروجی بخار LP، بار/°C	۵/۳/۲۰۳
نرخ جریان جرمی بخار LP، t/h	۴۸
دمای آب ورودی/برگشت گرمایش منطقه ای	۱۰۵/۵۵

مثال ۷-۳

یک نیروگاه تولید همزمان با چرخه مرکب، دارای دو توربین گاز با قدرت الکتریکی P_{GT} ، هرکدام ۱۴۰ MWe، و HRSG، و یک توربین بخار برداشتی ۱۳۶ MW است؛ و برای تولید قدرت گرمای مفید برای گرمایش منطقه ای مورد استفاده قرار می گیرد. گرمای خروجی مفید بیشینه برابر با ۲۸۰ MW و راندمان توربین گاز ۳۵٪ است.

راندمان الکتریکی چرخه مرکب، راندمان توربین بخار، مقدار EUF، و تقاضای سوخت را محاسبه کنید، فرض کنید سوخت گاز طبیعی با $LHV = ۵۰ \text{ MJ/kg}$ باشد.

حل

انرژی ورودی سوخت به محفظه احتراق توربین گاز می شود :

$$Q_f = P_{GT}/\eta_{GT} = 2 \times 140/0.35 = 800 \text{ MJ/s}$$

راندمان الکتریکی نیروگاه با چرخه مرکب می شود :

$$\eta_{CC} = P_{el}/Q_f = (2 \times 140 + 136)/800 = 0.52$$

راندمان نیروگاه توربین بخار می شود :

$$\eta_{ST} = (\eta_{CC} - \eta_{GT})/(1 - \eta_{GT}) = (0.52 - 0.35)/(1 - 0.35) = 0.2615$$

EUF مربوط به نیروگاه با تولید همزمان عبارت است از :

$$EUF = (P_{el} + Q_u)/Q_f = (2 \times 140 + 136 + 280)/800 = 0.8575$$

تقاضای سوخت برای نیروگاه با تولید همزمان با چرخه مرکب می شود :

$$m_f = Q_f/LHV = 800/50 = 16 \text{ kg/s}$$

مثال ۴-۷

یک نیروگاه با تولید همزمان با چرخه مرکب، گاز طبیعی با $LHV = 50 \text{ MJ/kg}$ می سوزاند و قدرت الکتریکی و گرمای مفید برای گرمایش منطقه ای فراهم می آورد. این نیروگاه از سه واحد تشکیل شده و هرکدام دارای یک توربین گاز 240 MWe با راندمان حرارتی 39% ، یک HRSG، و یک توربین بخار 110 MWe است. نرخ گرمای این نیروگاه برابر با 6330 kJ برای هر kWh انرژی الکتریکی و مقدار EUF برابر با 0.88 می باشد. این نیروگاه گاز طبیعی با $LHV = 48.7 \text{ MJ/kg}$ می سوزاند و قدرت الکتریکی و گرمای مفید برای گرمایش منطقه ای فراهم می آورد.

با فرض نسبت هوا به سوخت استوکیومتری $17/5 \text{ kg}$ بر کیلوگرم سوخت، درصد هوای اضافی 240% ، و گرمای ویژه گاز دودکش c_{pg} برابر با 1.05 kJ/(kg K) ، موارد زیر را محاسبه کنید :

- راندمان الکتریکی نیروگاه با چرخه مرکب
- راندمان حرارتی نیروگاه توربین بخار
- HPR مربوط به واحد تولید همزمانی
- نرخ گرمای مفید تولیدی
- دمای گاز خروجی از HRSG

حل

۱- راندمان الکتریکی نیروگاه با چرخه مرکب می شود :

$$\eta_{CC} = 3600/HR = 3600/6330 = 0.569$$

که در آن HR نرخ گرماس است .

۲- راندمان حرارتی نیروگاه توربین بخار می شود :

$$\eta_{ST} = (\eta_{CC} - \eta_{GT}) / (1 - \eta_{GT}) = (0.569 - 0.39) / (1 - 0.39) = 0.293$$

۳- گرمای سوخت ورودی کلی به کلیه محفظه های احتراق سه توربین گاز می شود :

$$Q_I = P_{GT} / \eta_{GT} = 3 \times 240 / 0.39 = 1846.15 \text{ MW}$$

۴- HPR مربوط به واحد تولید همزمان می شود :

$$HPR = EUF / \eta_{CC} - 1 = 0.88 / 0.569 - 1 = 0.547$$

۵- نرخ گرمای مفید تولیدی عبارت است از :

$$Q_u = HPR \times P_{el} = 0.547 \times 3 \times (240 + 110) = 573.9 \text{ MJ/s}$$

۶- نرخ سوخت واحد به دست می آید :

$$m_I = 1/3 Q_I / LHV = 1/3 \times 1846.15 / 48.7 = 12.64 \text{ kg/s}$$

۷- نرخ جریان جرمی گاز خروجی واحد می شود :

$$m_g = m_I + m_a = m_I (1 + \lambda \times A/F) = 12.64 \times (1 + 2.4 \times 17.5) = 543.5 \text{ kg/s}$$

۸- انتالپی ویژه گاز خروجی می شود :

$$h_{\text{گاز خروجی}} = Q_I (1 - EUF) / m_g = 1/3 \times 1846.15 \times 10^3 (1 - 0.88) / 543.5 = 135.9 \text{ kJ/kg}$$

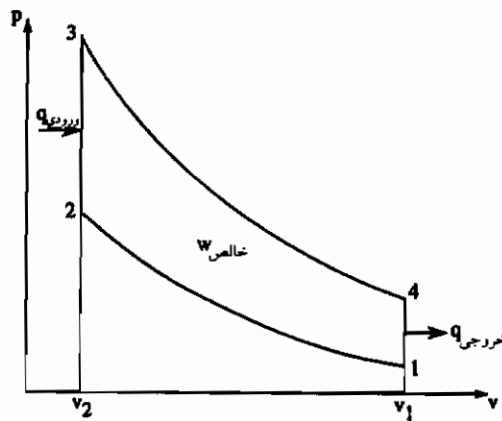
۹- دمای گاز خروجی می شود :

$$t_{\text{گاز خروجی}} = h_{\text{گاز خروجی}} / c_{pg} = 135.9 / 1.05 = 129.4^\circ\text{C}$$

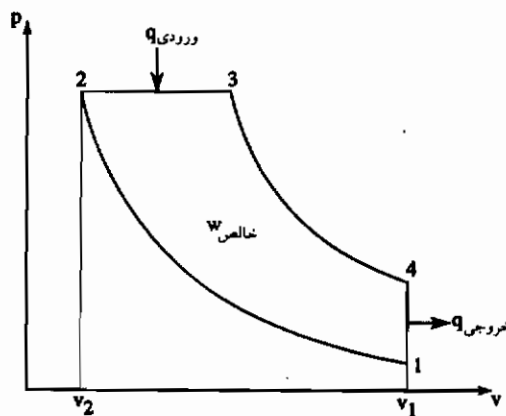
نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای موتور دیزلی /گازی

توربین گاز در نیروگاههای با تولید همزمان با ظرفیت کوچکتر، باید با یک موتور احتراق

داخلی که در محدوده قدرت خروجی پایین تا متوسط مؤثرتر باشد، جایگزین شود (ناش^۱، ۱۹۹۲). موتورهای گازی، موتورهای دیزلی، و موتورهای با سوخت دوگانه گاز / دیزلی به عنوان چرخنده های اصلی در این نیروگاههای با تولید همزمان مورد استفاده قرار می گیرند. اساس ترمودینامیکی برای موتور گازی، چرخه اتو^۲ و برای موتور دیزلی، چرخه دیزل است (وارک^۳، ۱۹۹۴؛ هیوود، ۱۹۸۸). این چرخه ها بر روی نمودار $P-v$ در شکلهای (الف) و (ب) نشان داده می شود. در این جا فقط مهمترین روابط برای این چرخه ها مرور خواهند شد.



(الف)



(ب)

شکل ۷-۹. الف - چرخه اتو؛ ب - چرخه دیزل بر روی یک نمودار $P-v$

1. Nash

2. Otto

3. Wark

تفاوت عمل موتورهای گازی، موتورهای دیزلی، و موتورهای گازی/دیزلی، در چگونگی تشکیل مخلوط سوخت-هوا و در اشتعال آنهاست؛ بنابراین ترتیب فرآیندهای موتور گازی با چرخه اتو بار قیق سوز شامل تشکیل مخلوط خارجی، تراکم، اشتعال جرقه، احتراق (افزایش گرما به صورت حجم ثابت)، انبساط گاز، و پس دادن محصولات احتراق است. راندمان حرارتی چرخه اتو به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th} = 1 - 1/r_v^{k-1} \quad (7-31)$$

که در آن $r_v = v_1/v_2$ نسبت تراکم در چرخه، v_1 و v_2 به ترتیب حجم ویژه هوا در شروع و پایان تراکم، و k نمای آیزنتروپیک (برای هوا $k = 1.4$) است. راندمان حرارتی چرخه موتور گاز برحسب تابعی از نسبت تراکم r_v در جدول ۷-۲ داده می شود.

جدول ۷-۲. راندمان حرارتی چرخه اتو

نسبت تراکم	راندمان حرارتی
۳	۰٫۳۶
۶	۰٫۵۱
۹	۰٫۵۸
۱۲	۰٫۶۳

چرخه موتور دیزلی، شامل: یک تراکم هوا، تزریق سوخت نفتی، تشکیل مخلوط داخلی، اشتعال خودبه خودی، احتراق (افزایش گرما در فشار ثابت)، انبساط گاز، و دفع محصولات احتراقی است. راندمان حرارتی چرخه دیزل به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_{th} = 1 - (r_c^k - 1)/k(r_c - 1)r_v^{k-1} \quad (7-32)$$

که در آن $r_c = v_3/v_2$ نسبت قطع سوخت و v_3 حجم ویژه هوا در انتهای افزایش گرماس است. راندمان حرارتی η_{th} چرخه دیزلی با افزایش در نسبت تراکم r_v و با کاهش در نسبت قطع سوخت r_c ، افزایش می یابد. راندمان حرارتی چرخه دیزل برحسب تابعی از نسبت قطع سوخت r_c در نسبت تراکم $r_v = 14$ در جدول (۷-۳) داده شده است. برای چرخه اتو $r_v = 14$ و $\eta_{th} = 0.65$ است.

در موتورهای گازی/دیزلی، مخلوط سوخت گاز/هوا تا فشار بالایی متراکم می شود. دقیقاً قبل از پایان تراکم، یک مقدار کمی سوخت نفتی (۳-۵٪ مقدار سوخت گازی) برای اشتعال پایدار تزریق می گردد.

جدول ۷-۳. راندمان حرارتی چرخه دیزل در نسبت تراکم ۱۴

راندمان حرارتی	نسبت قطع سوخت
۰٫۵۹	۲
۰٫۵۵	۳
۰٫۵۱	۴
۰٫۴۷	۵

عملکرد یک موتور گازی، دیزلی، یا گازی/دیزلی، توسط فشار مؤثر متوسط (MEP)، قدرت مؤثر (ترمز) یا دلالت شده، مصرف سوخت ویژه، و راندمان، مشخص می شود. مقدار MEP (وارک، ۱۹۹۴؛ هیوود، ۱۹۸۸) توسط رابطه زیر داده می شود:

$$MEP = W_{net} / V_{dis} \quad \text{kPa} \quad (7-33)$$

که در آن W_{net} کار خالص خروجی موتور برحسب kJ و V_{dis} حجم جابه جایی پیستون موتور برحسب m^3 است. قدرت مؤثر (ترمز) موتور می شود:

$$P_e = V_{dis} MEP n / 60s \quad \text{kW} \quad (7-34)$$

که در آن n سرعت برحسب rpm و $s = 2$ برای موتورهای چهارزمانه و $s = 1$ برای ماشینهای دو زمانه است. مصرف سوخت ویژه موتور می شود:

$$b_f = 3.6 \times 10^6 m_f / P_e = 10^3 / \eta_e LHV \quad \text{g/kWh} \quad (7-35)$$

که در آن m_f مصرف سوخت برحسب kg/s، η_e راندمان، و LHV ارزش حرارتی پایینتر سوخت برحسب kWh/kg است.

قدرت خروجی موتورهای گازی- که می تواند در نیروگاههای با تولید همزمان در مقیاس کوچک (یا CHP) به کار گرفته شود- در جدول (۷-۴) می آید. گرمای زاید یک چرخنده اصلی، برای تولید بخار یا آب گرم استفاده می شود.

موتورهای گازی با سوخت گاز طبیعی یا سوختههای گازی دیگر نیز موتورهای رقیق سوز نامیده می شوند معمولاً موتورهای گازی/دیزلی براساس تقریباً ۹۷-۹۵٪ گاز طبیعی و ۵-۳٪ سوخت نفتی سنگین کار می کنند. موتورهای رقیق سوز و موتورهای گازی/دیزلی امتیازات قابل توجهی از قبیل: انعطاف سوخت، انعطاف در گسترش نیروگاه همراه با مقرون به صرفه بودن، و انعطاف

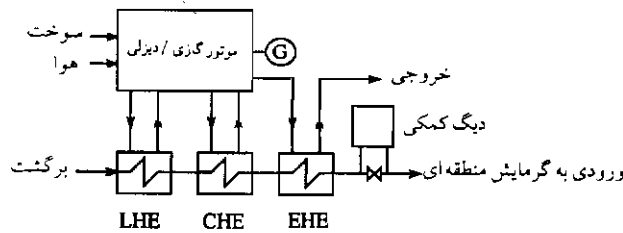
در عمل دارند. معمولاً آنها با گاز طبیعی، همراه با مقدار کمی سوخت نفتی برای احتراق پایدار کار می کنند. انعطاف در گسترش نیروگاههای گازی/دیزلی بدین معناست که می توان آنها را به سادگی و با نصب موتورهای اضافی براساس افزایش تقاضا به واحدهای صنعتی بزرگتر با خروجی بالاتر بسط داد. انعطاف عمل توسط تعداد زیاد موتورهای انشعابی تضمین می شود.

موتورهای دیزلی مورد استفاده برای کاربردهای تولید همزمان، از لحاظ نرخ جریان جرمی و دمای گاز خروجی و همچنین از لحاظ تمرکز اکسیژن در گاز خروجی با توربینهای گاز متفاوت هستند. دمای گاز خروجی در توربینهای گازی عظیم الجثه به 600°C می رسد، که از لحاظ مقایسه برای خروجی دیزل در حدود 360°C است. نرخهای جریان جرمی در توربینهای گازی برای هر kW قدرت خروجی در محدوده $10-25 \text{ kg/s}$ است. گاز خروجی توربین گاز دارای از $14/5\%$ تا $15/5\%$ اکسیژن است؛ در حالی که در موتورهای گازی/دیزلی تا 13% اکسیژن در گاز خروجی وجود دارد و در نرخ $7-7/5 \text{ kg/s}$ در هر kW قدرت خروجی از موتور خارج می شود (اوکیفی^۱، ۱۹۹۵).

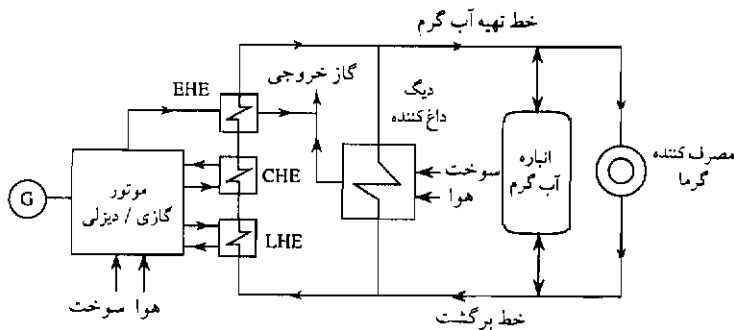
جدول ۴-۷. قدرت خروجی موتورهای گازی برای واحدهای ترکیبی گرما و قدرت در مقیاس کوچک

سازنده									
کاترپیلار			مان			فورد			
3546	3512	3508	E2842LE	E2842E	E2866E	BSG678	BSG666	BSG444	
۹۴۵	۷۱۰	۱۶۹	۲۹۰	۱۸۵	۹۵	۷۸	۵۴	۳۸	قدرت خروجی KW

دو وضعیت از واحدهای صنعتی با تولید همزمان بربنای موتور گازی، دیزلی، گازی/دیزلی در شکلهای (۷-۱۰) و (۷-۱۱) نشان داده می شود. گرمای اتلافی این موتورها را می توان در سه سطح دما بازیابی کرد. سطح دمای پایین، مربوط به سیستم خنک کننده روغن روان کاری کننده است که آب در حدود 80°C فراهم می کند، و دیگری پوسته خنک کننده آب است که در حدود 90°C در دسترس می باشد. گاز خروجی موتورهای گازی/دیزلی بالاترین دما - یعنی حدود 360°C - را داراست. سه مبدل حرارتی: - مبدل حرارتی روغن روان کاری کننده (LHE)، مبدل حرارتی آب خنک کننده (CHE)، و مبدل حرارتی گاز خروجی (EHE) - باید به خدمت گرفته شود تا گرمای تلف شده بازیابی گردد.



شکل ۷-۱۰. نیروگاه تولید همزمان بر مبنای موتور گازی/دیزلی، LHE، مبدل حرارتی روغن روان کاری، CHE، مبدل حرارتی آب خنک کننده، EHE مبدل حرارتی گاز خروجی



شکل ۷-۱۱. نیروگاه با تولید همزمان بر مبنای موتور گازی/دیزلی با دیگ داغ کننده و انباره حرارتی

گرمای گاز خروجی از موتورهای گازی/دیزلی را می توان به کار گرفت، تا به صورت جزئی جایگزین گرم کننده ها در آب تغذیه نیروگاههای بخار شوند. همان طور که در فصل چهارم ذکر شد، دمای آب تغذیه در نیروگاههای بخار پیشرفته به $320-300^{\circ}\text{C}$ می رسد. مصرف بخار گرم کننده های آب تغذیه نسبتاً زیاد است و این کار منجر به کاهش قابل توجه تولید کار بر kg بخار ورودی توربین، به دلیل جریان بخار کاهش یافته از داخل توربینهای با فشار متوسط و فشار پایین، می شود. یک بهبود ضروری در عملکرد یک نیروگاه بخار موجود، می تواند از طریق ادغام موتورهای گازی/دیزلی به یک نیروگاه پیوندی با وضعیت تقویت مجدد، کسب شود (شلور^۱، ۱۹۹۵). دمای پایین گرمای اتلافی از LHE و CHE برای جایگزینی جزئی بخار در گرم کننده های فشار پایین آب تغذیه مناسب است. گرمای گاز خروجی از EHE را می توان برای گرم کردن آب تغذیه در پیش گرم کن دیگ استفاده کرد.

برای کاهش دادن نشر NO_x از این موتور به حدود ۵ ppm ، یک واحد انتخابی کاتالیزوری در مجرای گاز و در بالادست پیش گرم کن، قبل از یک گرم کن هوا نصب خواهد شد. گاز خروجی تا ۱۳٪ اکسیژن دارد؛ بنابراین گاز خروجی بعد از پیش گرم کن، که دمای مناسبی برای احتراق به دست می آورد، را می توان به داخل کوره یک دیگ راه داد و بدین ترتیب قسمت قابل توجهی از هوای احتراق را جایگزین کرد. نسبت بهینه گاز خروجی به هوای ۱ به ۱ (حجمی) را می توان به دست آورد؛ بنابراین تمرکز اکسیژن مناسبی در هوای احتراق تا حدود ۱۷/۵٪ حاصل خواهد شد. در این سطح از اکسیژن می توان زغال سنگ را در مشعلهای ویژه با نشر NO_x پایین، به صورت مؤثر سوزاند. بقیه هوای احتراق به عنوان هوای مازاد آتش به داخل کوره معرفی می شود. این روش از لحاظ زیست محیطی در مقایسه با گردش مجدد گاز دودکش - که برای کاهش نشر NO_x در کوره های دیگ به کار می رود - برتری دارد. به دلیل سوزاندن مجدد آتمسفر، نشر NO_x از گاز خروجی موتور دیزل کاهش بیشتری خواهد یافت (شلور، ۱۹۹۵).

تقویت مجدد یک نیروگاه بخار موجود توسط تعدادی موتورهای دیزلی با راندمان چرخه ساده تا ۴۰٪، می تواند به اندازه قابل توجهی راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب را افزایش دهد؛ بنابراین نرخ گرمای نموی در حدود ۶۴۰۰ kJ/kW ، که تقریباً مرتبط با ۲۵٪ قدرت خروجی کلی است، را می توان کسب نمود؛ بدین وسیله نرخ گرما برای واحد ترکیبی موتور دیزل - نیروگاه بخار می تواند تا حدود ۱۰٪ بهبود یابد. به علاوه با استفاده از گرمای اتلافی موتور دیزلی برای گرم کردن آب تغذیه، خروجی سیستم را در حدود ۲۵٪ افزایش می دهد (شلور، ۱۹۹۵). برای مثال موتورهای رقیق سوز و گازی/دیزلی از دیزل وارتسیلا^۱ در ایالات متحده آمریکا، در شش مدل با قطر دهانه از ۱۵۰ تا ۴۶۰ mm و با خروجی از ۲۲۰ kW تا ۱۶ MW در دسترس است. این موتورها را می توان برای تولید قدرت قابل اعتماد و اقتصادی به صورت غالب در مقیاس تا ظرفیتهای ۴۰ MW و همچنین در سیستمهای توزیع انرژی به کار گرفت. نیروگاههای توربین گاز برای قدرت خروجی الکتریکی بالاتر از ۴۰ MW امتیازات بیشتری دارند.

موتورهای دیزلی همچنین می توانند برای تقویت مجدد نیروگاههای بخاری کوچکتر، تا حدود ۴۰ MW قدرت الکتریکی، مناسب باشد. افزایش نموی قدرت تا ۵۵٪ و کاهش نموی نرخ گرما تا حدود ۳۵٪، به خصوص برای نیروگاههای با دیگهای سنگی میکرونیزه، پیش بینی می شود. بدین ترتیب نرخهای گرمایی تا حدود ۹۵۰۰ kJ/kWh یا ۹۰۰۰ BTU/kWh را می توان به دست آورد (اوکفی، ۱۹۹۵).

محاسبه راندمان الکتریکی، فاکتور بهره انرژی، و صرفه جویی در انرژی سوخت برای یک نیروگاه با تولید همزمان با موتور گازی/دیزلی توسط مثالهای (۷-۵) و (۷-۶) ارائه می شود.

مثال ۷-۵

راندمان الکتریکی و فاکتور بهره گیری از انرژی یک نیروگاه با تولید همزمان با موتور گازی/دیزلی با گرمای خروجی مفید ۲۳ MW و نسبت گرما به قدرت ۱/۳ را محاسبه کنید. این موتور ۰/۹۵ kg/s مخلوط سوخت مصرف می کند، که شامل ۹۷٪ گاز طبیعی با $LHV = 49 \text{ MJ/kg}$ و ۳٪ سوخت نفتی شماره ۲ با $LHV = 45.26 \text{ MJ/kg}$ است.

حل

ارزش LHV مخلوط سوخت می شود:

$$LHV = (m_{\text{gas}} LHV_{\text{gas}} + m_{\text{oil}} LHV_{\text{oil}}) = 0.97 \times 49 \text{ MJ/kg} + 0.03 \times 45.26 \text{ MJ/kg} \\ = 48.89 \text{ MJ/kg}$$

نرخ گرمای ورودی می شود:

$$Q_{\text{in}} = m_f LHV = 0.95 \text{ kg/s} \times 48.89 \text{ MJ/kg} = 46.445 \text{ MW}$$

قدرت الکتریکی نیروگاه با تولید همزمان می شود:

$$P_{\text{el}} = Q_u / \sigma = 23 \text{ MW} / 1.3 = 17.69 \text{ MW}$$

راندمان الکتریکی نیروگاه با تولید همزمان می شود:

$$\eta_{\text{el}} = P_{\text{el}} / Q_{\text{in}} = 17.69 / 46.445 = 0.381 = 38.1\%$$

عامل بهره انرژی می شود:

$$EUF = (P_{\text{el}} + Q_u) / Q_{\text{in}} = (17.69 + 23) / 46.445 = 0.876 = 87.6\%$$

مثال ۷-۶

صرفه جویی در انرژی سوخت یک نیروگاه با تولید همزمان با موتور گازی/دیزلی در مقایسه با تولید مجزای قدرت و گرمای مفید در یک نیروگاه بخار معمولی و یک دیگ را محاسبه کنید. در طول زمان مشخصی، ۱۰۰ MWh انرژی الکتریکی و ۱۳۰ MWh گرمای مفید در سیستمهای انرژی از هر دو نوع تولید می شود.

فرض کنید که راندمان نیروگاه بخار و دیگ به ترتیب $\eta_{pp} = 39\%$ و $\eta_{ij} = 90\%$ و عامل بهره گیری انرژی نیروگاه با تولید همزمان $E_{UF} = 89\%$ باشد. LHV سوخت 43 MJ/kg است.

حل

نیاز انرژی سوختی نیروگاه با تولید همزمان می شود :

$$E_{CG} = (E_{el} + Q_u)/E_{UF} = (100 + 130)/0.89 = 258.4 \text{ MWh}$$

نیاز انرژی سوختی برای تولید مجزای قدرت و گرمای مفید می شود :

$$E_{sep} = E_{el}/\eta_{pp} + Q_u/\eta_B = 100/0.39 + 130/0.9 = 400.85 \text{ MWh}$$

مصرف سوخت برای نیروگاه با تولید همزمان در طول یک مدت مشخص می شود :

$$m_{CG} = E_{CG}/LHV = 258.4 \text{ MWh} \times 3600 \text{ s/h} / 43 \text{ MJ/kg} = 21,633.5 \text{ kg}$$

مصرف سوخت برای تولید مجزای قدرت و گرمای مفید می شود :

$$m_{sep} = E_{sep}/LHV = 400.85 \text{ MWh} \times 3600 \text{ s/h} / 43 \text{ MJ/kg} = 33,559.9 \text{ kg}$$

صرفه جویی سوخت در نیروگاه تولید همزمان در مقایسه با تولید مجزای می شود :

$$\Delta m_f = m_{sep} - m_{CG} = 33,559.9 - 21,633.5 = 11,926.4 \text{ kg}$$

یا

$$\Delta m_f/m_{sep} = 2.9/30 = 0.355 = 35.5\%$$

انگیزه اصلی تولید همزمانی تولید بخار، فرآیند و یا گرمای مفید برای آب گرم و گرم کردن فضا است. عموماً نسبتهای خیلی پایین تولید قدرت الکتریکی به انرژی مفید کلی حاصله، در فاصله زمانی یکسان برای تولید همزمان اقتصادی در نظر گرفته نمی شود. باید تأکید کرد که نیروگاههای با تولید همزمانی وقتی از لحاظ اقتصادی ماندگار هستند، که مخارج تولید الکتریسیته در آن به علاوه گرمای مفید کمتر از ارزش خرید آن از یک تأسیسات باشد؛ بنابراین اقتصاد یک نیروگاه با تولید همزمان شدیداً تحت تأثیر ارزش اضافی تولید الکتریسیته است.

مؤخره

نیروگاههای با تولید همزمانی ارائه یک تکنولوژی است که به خاطر ترکیب تولید قدرت و تولید گرمای مفید، صرفه جویی قابل توجهی در انرژی سوخت را ممکن می سازد. برای فرآیند گرما و تهیه

قدرت در صنعت، نیروگاههای با تولید همزمان با توربینهای بخار پس فشاری، مناسبترین هستند؛ در صورتی که برای تهیه قدرت و گرمایش منطقه‌ای، توربینهای بخار برداشتی - میعانی مناسب دارند. در محدوده قدرت خروجی تا ۴۰-۲۰ MW، نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای موتور گازی/دیزلی می‌تواند از نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای توربین گاز - که برای قدرتهای خروجی بالاتر مثلاً بیشتر از ۴۰ MW مناسبترند - مؤثرتر باشد.

مسیر توسعه اخیر در نیروگاههای قدرت ساخته شده و برای تقویت مجدد، به کارگیری نیروگاههای با تولید همزمان با چرخه مرکب است. انعطاف عمل با استفاده از آتش زایی زغال سنگ تکمیلی در قسمت نیروگاه بخار یک پروژه تقویت مجدد افزایش می‌یابد. موتورهای دیزلی نیز می‌تواند به طور مطلوب برای تقویت مجدد نیروگاههای بخار استفاده شود. مقادیر BUF پیشینه ۸۵-۹۰٪ در نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای موتورهای گازی/دیزلی می‌تواند به دست آید.

مسائل

۷-۱ یک توربین پس فشاری، در یک نیروگاه با تولید همزمان - که قدرت و بخار فرآیند فراهم می‌آورد - تحت شرایط زیر در حال عمل است: بخار اصلی در شیر کم‌کننده فشار توربین ۱۸۰ بار و 56°C ، پس فشاری ۶ بار، جریان جرمی بخار اصلی در توربین 230 kg/s ، و راندمان توربین/مولد برابر با ۹۰٪ است. بخار خروجی برای تهیه گرمای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد و حاصل تقطیرات در دمای 50°C به نیروگاه برگشت داده می‌شود: الف - قدرت خروجی نیروگاه بر حسب MW؛ ب - راندمان الکتریکی؛ ج - نسبت گرما به قدرت؛ و د - عامل بهره‌گیری انرژی نیروگاه را محاسبه کنید.

۷-۲ یک نیروگاه با تولید همزمان، شامل: یک توربین گاز ۱۵۰ MW برای تولید قدرت الکتریکی و یک بهبودبخشنده با گرمای مواد زائد - که گرمای مفید برای گرمایش منطقه‌ای تولید می‌کند - را در نظر بگیرید. دمای گاز خروجی توربین گاز و دمای گاز خروجی نیروگاه به ترتیب 520°C و 180°C است و نرخ جریان آن 500 kg/s می‌باشد. دمای آب ورودی و برگشت در سیستم گرمایش منطقه‌ای به ترتیب 110°C و 70°C است: الف - نرخ جریان آب گرمای بر حسب kg/s ؛ ب - خروجی گرمای مفید بر حسب kJ/s ؛ ج - نسبت گرما به قدرت؛ و د - عامل بهره‌آوری نیروگاه را محاسبه کنید. گرمای ویژه گاز خروجی و آب به ترتیب $1/05$ و $4/19\text{ kJ/(kg K)}$ است.

۷-۳ راندمان الکتریکی و عامل بهره‌گیری انرژی یک نیروگاه تولید همزمان با موتور گازی/دیزلی با گرمای خروجی مفید $4/8\text{ MW}$ و نسبت گرما به قدرت $1/2$ محاسبه کنید. این موتور با 22 kg/s گاز طبیعی با $\text{LHV} = 51\text{ MJ/kg}$ مصرف می‌کند.

۷-۴ راندمان الکتریکی و عامل بهره‌گیری انرژی یک نیروگاه با تبدیل همزمان با موتور گازی با گرمای خروجی مفید 770 kW و نسبت گرمای به قدرت $1/26$ را محاسبه کنید. این موتور گازی 0.031 kg/s گاز طبیعی با $\text{LHV} = 49/5 \text{ MJ/kg}$ می‌سوزاند.

۷-۵ صرفه‌جویی انرژی سوخت برای یک نیروگاه با تبدیل همزمان بر مبنای موتور گازی/دیزلی در مقایسه با تولید قدرت مجزاً در یک نیروگاه بخار و گرمای مفید در یک واحد گرمایش را محاسبه کنید. در طول زمان معینی این دو تأسیسات تولید انرژی، تولید انرژی یکسانی به اندازه 40 MWh قدرت و 52 MWh تولید گرمای مفید دارند. فرض کنید که راندهای نیروگاه بخار و واحد گرمایش به ترتیب 38% و 90% و عامل بهره‌گیری انرژی نیروگاه با تولید همزمان 89% و LHV سوخت برابر با $49/5 \text{ MJ/kg}$ است.

مراجع

- Adlhoeh, W., and Bolt, N. 1994. Möglichkeiten zur Weiterentwicklung der Kombi-Kraftwerkstechnik. *VGB Kraftwerkstechnik* 74(7):609-612.
- Anon. 1995. Kombiheizkraftwerk Mitte-saubere Elektrizität und Fernwärme für Berlins Stadtzentrum. *ABB Technik* 1:1-15.
- Bohn, T. 1992. *Gasturbinen, Kombi- u. Industriekraftwerke*. Gräffelfing: Resch.
- Brown, W. R., Moore, R.-B., and Klosek, J. 1989. Coproduction of electricity and methanol. In *Eighth Annual EPRI Conference on Coal Gasification, Proceedings*, pp. 4.1-4.15. Palo Alto, Calif.: Electric Power Research Institute.
- Haywood, R. W. 1991. *Analysis of engineering cycles*. New York: Pergamon.
- Heywood, J. B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- Horlock, J. H. 1987. Cogeneration-combined heat and power. In *Thermodynamics and economics*. New York: Pergamon.
- Kehlhofer, R. 1991. *Combined-cycle gas and steam turbine power plants*. Lilburn, Ga.: Fairmont Press.
- Li Kain, W., and Priddy, A. P. 1985. *Power plant system design*. New York: Wiley.
- Nash, F. 1992. The development and first commercial application of an innovative Diesel engine based cogeneration system. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* 206(A3):197-207.
- O'Keefe, W. 1995. Engine/generators reconfigured to compete in the next century. *Power* 139(10):52-62.
- Peraiah, K. C. 1993. Design of steam turbines in cogeneration systems. *Power Int.* 39(10):10-12.
- Ploherger, D. C., Fessl, T., Gruber, F., and Herdin, G. R. 1995. Advanced gas engine cogeneration technology for special applications. *Trans. ASME J. Gas Turbine Power* 117:826-834.
- Roy, G. K. 1993. Selecting gas turbines for power cogeneration: Supplement mechanical requirements with these efficiency-related guidelines to better match the turbine to the process. *Hydrocarbon Proc.* 72(3):115-118.
- Schnitz, K. W., and Koch, G. 1995. *Kraft-Wärme-Kopplung*. Düsseldorf: VDI Verlag.
- Shelor, F. M. 1995. Repower with diesel engines to bolster feedwater heating. *Power* 139(6):96-101.
- Sicimle, F. 1995. *Kraft-Wärme-Kopplung mit Gasturbinen*. Essen: Vulkan-Verlag.
- Taft, M. 1991. A comprehensive classification of combined cycle and cogeneration plant. Part 2: Introducing the integrated steam cycle in practice. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Eng.* 205(A3):145-159.
- Wark, K. 1994. *Advanced thermodynamics for engineers*. New York: McGraw-Hill.
- Weston, K. C. 1992. *Energy conversion*. New York: West Publishing.
- Wills, R.A., Johnson, N. H., and Knox, H. L. 1989. *Standard handbook of powerplant engineering*, ed. T. C. Elliott. New York: McGraw-Hill.

نیروگاههای برمبنای MHD و سلول سوختی

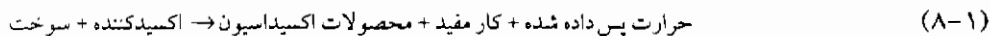
مبنای و پیشرفت در تکنولوژیهای تولید قدرت با سلول سوختی و هیدرودینامیک مغناطیسی (MHD) در این فصل مرور می شوند. امتیازهای اصلی تکنولوژی سلول سوختی عبارتند از: بازده بالا، مستقل بودن از محدودیت چرخه کارنو و اثرات زیست محیطی خیلی پایین. بک تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی برای یک سلول سوختی H_2-O_2 با راندمان چرخه برگشت پذیر ۸۳٪ ارائه می شود. انواع اصلی سلولهای سوختی عبارتند از: سلول سوختی اسید فسفریک (PAFC)، سلولهای سوختی کربنات ذوب شده (MCFC)، و سلولهای سوختی اکسید جامد (SOFC) که همراه با جزء الکتروود الکترولیت آنها تشریح می شوند. چرخه های مرکب برمبنای سلولهای سوختی با دمای بالا ($650^\circ C$) برای MCFC و در حدود $1000^\circ C$ برای SOFC به دست آوردن راندمانهای کلی بیشتر از ۶۰٪ را نوید می دهند. به دلیل مسائلی چند در تکنولوژی مواد و عمدتاً به دلیل مخارج اولیه بالا، طرح (پروژه) های نیروگاههای (در مقیاس) بزرگ با چرخه مرکب برمبنای سلول سوختی پیش بینی می شود که فقط در دهه اول قرن آینده [قرن بیست و یک] تشخیص داده می شوند. تأسیسات اخیر سلول سوختی شامل چند مدل صنعتی در محدوده قدرت خروجی ۱۱-۲ MW است.

مولد MHD، تکنولوژی مناسب دیگری برای کاربرد در نیروگاههای با چرخه مرکب پیشرفته است. در این فصل وضعیت اخیر در توسعه تکنولوژی MHD تشریح می شود. باید تأکید کرد که مسائل بحرانی چندی در زمینه تکنولوژی وجود دارد که از تشخیص سریع نیروگاههای در مقیاس بزرگ با چرخه مرکب جلوگیری می کند. مسأله بحرانی، دمای بالای گرم کن هواست. یک تکنولوژی راه گشاینده وضعیت مولد MHD (EFCC) با چرخه مرکب با آتش زایی خارجی می باشد.

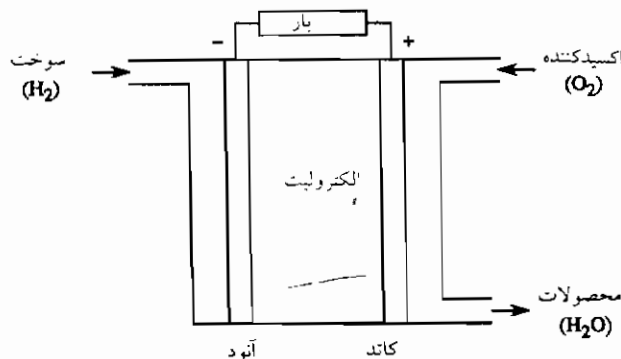
مبانی سلول سوختی

انرژی ذخیره شده شیمیایی در یک سوخت، می تواند مستقیماً توسط یک فرآیند الکتروشیمیایی در یک سلول سوختی تبدیل به انرژی الکتریکی شود. یک سلول سوختی، وسیله الکتروشیمیایی مناسبی برای تبدیل مستقیم انرژی سوختی به جریان مستقیم (dc) با ولتاژ پایین است. غالباً هیدروژن به عنوان سوخت در سلولهای سوختی به کار می رود. تکنولوژی تولید هیدروژن در این فصل تشریح می شود. از گاز طبیعی یا گازهای محصول احتراق گازی کردن زغال سنگ نیز می توان استفاده کرد.

اصول سلول سوختی در ۱۸۳۹ کشف شد. یک سلول سوختی (بنگرید به شکل ۸-۱) شامل: دو الکترود، یک آند، و یک کاتد است که توسط یک الکترولیت از یکدیگر جدا می شود. سوخت، مثلاً هیدروژن، به یک الکترود تغذیه می شود که «آند» نامیده می شود و اکسیدکننده، مثلاً گاز اکسیژن یا هوا، به الکترود دیگر تغذیه می شود که «کاتد» نام دارد. الکترولیت باید کاملاً نفوذپذیر به یک یون، که حامل کننده بار در الکترولیت است، باشد. بستگی به نوع سلول سوختی، مثلاً یونها منفی یا مثبت، یک یون CO_3^{2-} یا بار منفی یا یک یون H^+ با بار مثبت می تواند از عکس العمل اکسیداسیون سوخت نتیجه شود. دومین حامل کننده بار، الکترونی است که از داخل مدار خارجی (بار) عبور می کند. به طور کلی، عکس العمل کلی در یک سلول سوختی را می توان به صورت زیر نوشت:



کار مفید در سلولهای سوختی، کار الکتریکی است. وقتی که اکسیدکننده اکسیژن باشد، عکس العمل مناسب احتراق کامل یک سوخت براساس مولی را می توان به صورت زیر نوشت:



شکل ۸-۱. اصول عمل سلول سوختی

اگر هوا به عنوان منبع اکسیژن به کار رود سپس کمیت مربوط به گاز خنثی نیتروژن N_2 در دو طرف معادله (۸-۲) اضافه می شود.

یک سلول سوختی هیدروژن- اکسیژن، شامل: الکتروود هیدروژنی، الکتروود اکسیژن، و الکتروولیت را در نظر می گیریم. یون هیدروژن با بار مثبت H^+ (پروتون) ناقل بار در یک الکتروولیت قلیایی است. تبدیل مستقیم گرما به انرژی الکتریکی در واکنشهای الکتروشیمیایی، روی الکتروودها انجام می پذیرد که می توان آن را مطابق زیر نوشت (ساتون، ۱۹۹۶؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵).

واکنش آلود در سلول سوختی H_2-O_2 می شود:



الکترونها از داخل بار خارجی به الکتروود مثبت- یعنی کاتد- جریان می یابد که در آن با اکسیژن وارد عمل می شود؛ بنابراین واکنش کاتد این گونه است:



پس واکنش کلی در سلول سوختی H_2-O_2 می شود:



با در نظرگیری موازنه انرژی عبارت کامل زیر نتیجه می شود:



که در آن $2eV$ انرژی خروجی الکتریکی، Q گرمای پس داده شده، $\frac{3}{2}RT$ انرژی مکانیکی جذب شده وقتی آب مایع تشکیل می شود، R ثابت گاز، و T دمای مطلق است.

انرژی آزاد گیبس^۱ به صورت زیر تعریف می شود (ساتن، ۱۹۹۶؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵):

$$G = H - TS \quad J \quad (8-7)$$

که در آن H آنتالپی، T دما، و S آنتروپی است. در نتیجه برای تغییر انرژی آزاد گیبس در دمای ثابت، مثلاً برای یک واکنش شیمیایی داریم:

$$\Delta G = \Delta H - T \Delta S \quad (8-8)$$

که در آن ΔH تغییر آنتالپی و واکنش کلی و $T \Delta S$ مبنای اندازه گرمای جذب شونده توسط سیستم در خلال

یک فرآیند برگشت پذیر است؛ به علاوه

$$\Delta G = nFE_{rev} \quad (8-9)$$

که در آن ΔG تغییر انرژی آزاد گیبس واکنش، n تعداد الکترونهاى شرکت کننده در واکنش در هر مول سوخت، و F ثابت فارادی^۱ یا تعداد کولن در هر مول سوخت، مثلاً مول / کولن ۹۶۴۸۷ یا (۷ مولی) ۹۶/۸۷ kJ/ (مولی) یا

(kg مول) الکترونها/ کولن

است. تغییر در انرژی آزاد گیبس به صورت زیر داده می شود:

$$\Delta G = \Delta H_0 - T/T_0(\Delta H_0 - \Delta G_0) - \Delta c_p T [\ln(T/T_0) + (T_0/T - 1)] \quad (8-10)$$

که در آن ΔH_0 و ΔG_0 به ترتیب تغییر آنتالپی و تغییر انرژی آزاد گیبس در دمای استاندارد $T_0 = 298 \text{ K}$ و T دمای سلول سوختی برحسب K ، Δc_p تغییر در گرمای مولی ویژه در واکنش ۱ آتمسفر، T دمای سلول سوختی برحسب K ، Δc_p تغییر در گرمای مولی ویژه در واکنش معادله (۸-۵) [برحسب (J/ (مول K) است، که از گرماهای مولی ویژه H_2O ، H_2 ، و O_2 به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\Delta c_p = c_p(H_2O) - c_p(H_2) - 1/2c_p(O_2) \quad \text{J/(mol K)} \quad (8-11)$$

مقدار emp (برگشت پذیر) E_{rev} و پتانسیل V_{rev} بیشینه تئوری یک سلول سوختی را، می توان از انرژی آزاد گیبس واکنش الکتروشیمیایی به صورت زیر محاسبه کرد (ساتن، ۱۹۹۶؛ کالپ، ۱۹۹۱؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵):

$$E_{rev} = -\Delta G/(nF) = -\Delta G/(4 \times 96.487n_0) \quad \text{V} \quad (8-12)$$

که در آن n_0 تعداد مول اکسیژن در هر مول سوخت در واکنش اکسیداسیون، معادله (۸-۵) است؛ به عنوان مثال برای سوخت هیدروژن $n_0 = 1/2$ است.

پتانسیلهای استاندارد الکتروود، برای واکنشهای مربوط به سلولهای سوختی در جدول (۸-۱) خواهد آمد.

مقدار E_{rev} ، بستگی به دما و فشار دارد؛ بنابراین برای سلول هیدروژن-اکسیژن با گازهای در فشار آتمسفر، E_{rev} برابر با ۱/۲۳ V در 25°C است در حالی که در 200°C فقط در حدود ۱/۱۵ V است (ساتن، ۱۹۶۶؛ کالپ، ۱۹۹۱؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵). اثر دما بر روی E_{rev} emp یک سلول

سوخت برگشت پذیر توسط ضریب دمای در فشار ثابت زیر به حساب آورده می شود :

$$(\delta E_{rev}/\delta T)_p = \Delta S/4 \times 96.487 n_0 \quad \text{V/K} \quad (۸-۱۳)$$

که در آن ΔS تغییر آنتروپی در واکنش و $n_0 = 1/2$ برای هیدروژن است. پتانسیل سلول سوختی $\text{H}_2\text{-O}_2$ با افزایش فشار افزایش می یابد.

جدول ۸-۱. پتانسیل استاندارد الکترود برای واکنشهای مربوط به سلولهای سوختی در 25°C

عنصر	واکنش	E°, V
هیدروژن	$2\text{H}^+ + 2\text{e}^- = \text{H}_2$	۰/۰۰۰
اکسیژن	$\text{O}_2 + 4\text{H}^+ + 4\text{e}^- = 2\text{H}_2\text{O}$	۱۲۲۹

منبع : ساتن، ۱۹۶۶؛ واسپرینگ، ۱۹۶۵.

راندمان تبدیل سلول سوختی

انرژی کلی در سرتاسر واکنش، در یک سلول سوختی با ΔH داده می شود؛ در صورتی که ΔG انرژی قابل دسترس بیشینه است که می تواند در یک سلول سوختی ایده ال وقتی واکنش برگشت پذیر باشد را به دست می دهد؛ بنابراین $T \Delta S$ مقدار کمینه گرمای آزاد شده در یک فرآیند برگشت پذیر در فشار و دمای ثابت است.

در نتیجه راندمان تئوری بیشینه تبدیل انرژی در یک سلول سوختی برگشت پذیر به صورت زیر داده می شود :

$$\eta_{rev} = \Delta G/\Delta H = 1 - T \Delta S/\Delta H \quad (۸-۱۴)$$

تغییر انرژی آزاد گیبس ΔG ، برای تشکیل یک مول آب مایع از گازهای هیدروژن و اکسیژن معمولاً مرتبط با فشار اتمسفری و 25°C است. مقادیر انتالپی تشکیل و تابع گیبس در ۱ اتمسفر و 25°C در جدول (۸-۲) داده می شود. راندمان بیشینه (تئوری) برای تبدیل گرما به انرژی الکتریکی، در سلول سوختی هیدروژن-اکسیژن برگشت پذیر در 25°C و ۱ اتمسفر برابر $\eta_{rev} = \Delta G/\Delta H = 237/286 = 0.83$ است. مقدار این راندمان مربوط به سلول هیدروژن-اکسیژن و مستقل از طبیعت الکترولیت و واکنشهای مرتبط به الکترودها می باشد. این راندمان را همچنین می توان بر حسب E_{rev} ، cmf ، و جریان I به صورت زیر نوشت (اسوان کمپ، ۱۹۹۵) :

$$\eta_{rev} = E_{rev} I \tau / \Delta H \quad (۸-۱۵)$$

که در آن τ زمان لازم برای مصرف یک مول سوخت در سلول سوختی است. حاصل ضرب $E_{rev} I \tau$ در معادله (۸-۱۵) ظرفیت سلول برحسب kWh برای یک مقدار مصرف سوخت معین، مثلاً در یک مول، را به دست می دهد.

جدول (۸-۳) مقادیر محاسبه شده $-\Delta H/nF$ ، $-\Delta G/nF$ ، و راندمان سلول سوختی با هیدروژن و متان، به عنوان سوخت در دماهای مختلف، را می دهد.

جدول ۸-۲. انتالپی تشکیل H و تابع گیبس G در ۱ اتمسفر و 25°C

مقدار، (گیلوگرم مول)/kJ	فرمول
-۲۸۵۸۳۰	$H_p(l) = H_f[H_2O(l)]$
-۲۴۱۸۲۶	$H_p(g) = H_f[H_2O(g)]$
-۲۳۷۱۴۱	$G_p(l) = G_f[H_2O(l)]$
-۲۲۸۵۸۲	$G_p(g) = G_f[H_2O(g)]$
۰٫۰	$H_f = H_f(H_2) + 0.5H_f(O_2)$
۰٫۰	$G_f = G_f(H_2) + 0.5G_f(O_2)$

منبع: ساتن، ۱۹۹۶؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵.

جدول ۸-۳. مقادیر پیش بینی شده $-\Delta H/nF$ ، $-\Delta G/nF$ و راندمان بیشینه η_{rev}

یک سلول سوختی در دماهای مختلف با سوخت هیدروژن و متان

انرژی خروجی، kWh/kg				$\eta_{rev}, \%$	$-\Delta H/nF$		سوخت
۶۷۳ K	۴۰۰ K	۲۹۸ K			۴۰۰ K	۲۹۸ K	
۱۴٫۰	۷۸٫۳	۸۳٫۳	۱٫۰۵	۱٫۱۶	۱٫۲۳	۱٫۴۸	هیدروژن
۶٫۳	۹۰٫۵	۹۲٫۲	۱٫۰۴	۱٫۰۴	۱٫۰۶	۱٫۱۵	متان

خروج یک سلول سوختی از رفتار ایده آل به دلیل چند پارامتر رخ می دهد. یکی از این پارامترها نرخ پایین ذاتی واکنشهای الکتروود است که در تخلیه با جریان پایین غالب است. این پارامتر می تواند توسط یک کاتالیزور الکتروشیمیایی مؤثر و با افزایش دمای عملکردی کاهش یابد. در جریانهای بالاتر،

مقاومت الکتریکی الکتروولت، نقش اضافی دارد (ضرب در شدت جریان)؛ بنابراین یک الکتروولت با مقاومت پایین (مثلاً هدایت حرارتی بالا) مطلوب است.

حتی در یک سلول هیدروژن-اکسیژن ایده آل، $17\% = 100 - 83$ انرژی واکنش شیمیایی (انتالپی) به صورت گرما آزاد می‌شود. این نسبت در یک سلول واقعی به دلیل کمتر بودن راندمان تبدیل از بیشینه 83% افزایش می‌یابد. برای جلوگیری از افزایش دمای زیاد، ضمن عمل، گرما از سلول سوختی گرفته می‌شود. راه‌های ممکن برای انجام این عمل استفاده از جریان هوای زیاد از روی الکتروود مثبت یا به گردش در آوردن الکتروولت از داخل یک خنک کننده خارجی است.

راندمانهایی به بزرگی 70% در آزمایشگاه اندازه گیری شده است. برای سلول‌های در حال کار با هیدروژن و اکسیژن خالص، راندمانهای تبدیل در محدوده $60-50\%$ می‌توان به دست آورد (اسوان کمپ، ۱۹۹۵؛ هیرشنهوفر^۱ و دیگران، ۱۹۹۴؛ گلیس^۲، ۱۹۸۹). وقتی که هیدروژن از منابع هیدروکربنی اخذ گردد؛ یا وقتی که هوا به عنوان منبع اکسیژن مورد استفاده قرار گیرد راندمانهای کلی کمی پایینتر است؛ ولی از راندمانهای نیروگاه‌های با آتش زایی سوخت معمولی - مثل نیروگاه‌های توربین بخار یا گاز - بالاترند. در مثال زیر محاسبه راندمان تبدیل یک سلول سوختی H_2-O_2 ارائه می‌شود.

مثال ۸-۱

ولتاژ بیشینه سلول برگشت پذیر و راندمان بیشینه یک سلول سوختی H_2-O_2 در 800 K ، وقتی که آب محصول در حالت الف - بخار؛ یا ب - شکل مایع باشد را محاسبه کنید.

حل

۱- گرماهای ویژه مولی در فشار ثابت عبارتند از (ساتن، ۱۹۶۶؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵):

$$c_p(H_2O) = 38.7 \text{ J/(mol K)} \quad c_p(H_2) = 29.6 \text{ J/(mol K)}$$

$$c_p(O_2) = 33.7 \text{ J/(mol K)}$$

۲- تغییر در c_p می‌شود:

$$\Delta c_p = c_p(H_2O) - c_p(H_2) - 1/2 c_p(O_2) = 38.7 - 29.6 - 1/2 \times 33.7$$

$$= -7.75 \text{ J/(mol K)}$$

۳- تغییرات آنتالپی و انرژی آزاد گیبس در حالت استاندارد ($T_0 = 298 \text{ K}$) به ترتیب زیر است :

الف - برای آب به شکل بخار :

$$\Delta H_0 = -242 \text{ kJ/mol} \quad \Delta G_0 = -228.8 \text{ kJ/mol}$$

ب - برای آب به شکل مایع :

$$\Delta H_0 = -286 \text{ kJ/mol} \quad \Delta G_0 = -237.4 \text{ kJ/mol}$$

۴- تغییر در انرژی آزاد گیبس می شود :

$$\Delta G = \Delta H_0 - T/T_0(\Delta H_0 - \Delta G_0) - \Delta c_p T [\ln(T/T_0) + (T_0/T - 1)]$$

الف - برای آب به شکل بخار :

$$\Delta G = -242 - 800/298(-242 + 228.8) \\ - (-7.75 \times 10 - 3)800 [\ln(800/298) + (298/800 - 1)] = -204.3 \text{ kJ/mol}$$

ب - برای آب به شکل مایع :

$$\Delta G = -286 - 800/298(-286 + 237.4) \\ - (-7.75 \times 10 - 3)800 [\ln(800/298) + (298/800 - 1)] = -153.3 \text{ kJ/mol}$$

۵- برای سوخت H_2 با $n = 1/2$ ، ولتاژ برگشت پذیر بیشینه سلول می شود :

$$U_{rev} = -\Delta G/4nF = -\Delta G/2 \times 96.487$$

الف - برای آب به شکل بخار ، $V_{rev} = 1.06 \text{ V}$ و ب - برای آب به شکل مایع $V_{rev} = 0.8 \text{ V}$ است .

۶- راندمان بیشینه سلول می شود :

$$\eta_{rev} = \Delta G/\Delta H \quad \Delta H = \Delta H_0 + \Delta c_p(T - T_0)$$

الف - برای آب به شکل بخار :

$$\Delta H = -242 + (-7.75 \times 10 - 3)(800 - 298) = -245.9 \text{ kJ/mol} \\ \eta_{rev} = -204.3/(-245.9) = 0.83$$

ب - برای آب به شکل مایع :

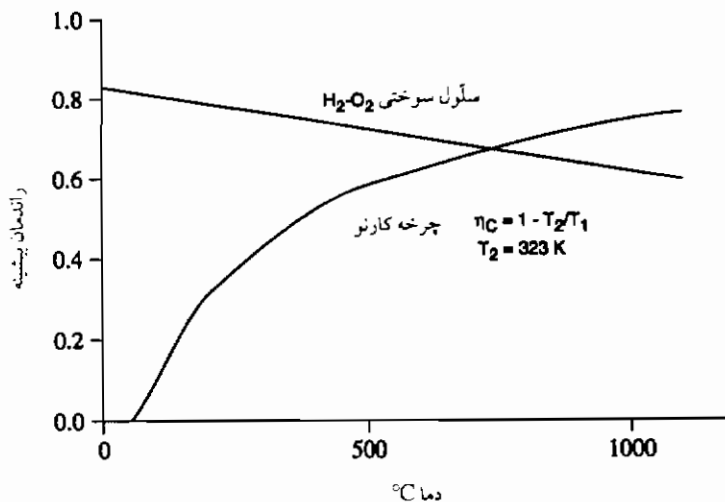
$$\Delta H = -286 + (-7.75 \times 10 - 3)(800 - 298) = -289.9 \text{ kJ/mol} \\ \eta_{rev} = -153.3/(-289.9) = 0.53$$

سلول سوختی در مقابل چرخه کارنو

یک سلول سوختی یک موتور گرمایی نیست؛ بنابراین راندمان آن محدود به راندمان چرخه کارنو که برابر با:

$$\eta_C = 1 - T_c/T_h \quad (۸-۱۶)$$

است، نمی‌شود. در این رابطه T_c دمای چاه سرد است که به آن گرما پس داده می‌شود و T_h دمای منبع گرم است که از آن گرما به چرخه کارنو وارد می‌گردد. در شکل (۸-۲) راندمانهای بیشینه چند واکنش سلول سوختی در مقایسه با راندمان چرخه کارنو نشان داده می‌شود.



شکل ۸-۲ راندمان بیشینه یک سلول سوختی H_2-O_2 در مقایسه با راندمان چرخه کارنو

مشخصه‌های سلول سوختی

ولتاژ و راندمان یک سلول سوختی واقعی

یک سلول سوختی متصل به یک بار خارجی، یک سیستم الکتروشیمیایی است که در آن نرخ واکنش کلی را می‌توان به طور دلخواه با تغییر جریان عبورکننده از این بار تعیین کرد. در سلولهای سوختی واقعی، اتلافات در انرژی آزاد گیبس یا کار مفید به دلیل برگشت ناپذیر اتفاق می‌افتد. اتلافات ولتاژی مربوطه «قطبی شدن» نامیده می‌شود. عملکرد یک سلول سوختی هیدروژن-هوا را می‌توان به صورت مجموعه‌ای از گامهای مستقل تشریح کرد:

- سوخت (H_2) به آند منتقل شده و در آن حل می شود و از طریق یک فیلم نازک الکترولیت روی سطح آند انتقال می یابد
- تجزیه - اوکین مرحله واکنش الکتروشیمیایی کلی - و جذب بر روی سطح آند
- انتقال یک الکترون
- دفع محصول (پروتون H^+) و منتقل شدن از طریق الکترولیت به کاتد

ضمن عبور الکترونها از طریق آند به پایانه سلول سوختی و از طریق بار خارجی، آنها کار مفید انجام می دهند و به سمت کاتد می روند. در آن جا، آنها با پروتونها و اکسیژن وارده در سطح کاتد ملاقات می کنند و دومین مرحله واکنش الکتروشیمیایی اتفاق می افتد. در هر مرحله از این فرآیند موانع انرژی وجود دارد، طوری که اتلافات کلی تجزیه یونی را می توان به عنوان مجموع اضافه پتانسیلهای محرک و متمرکز برای اکسیداسیون هیدروژن و کاهش اکسیژن و همچنین به عنوان پتانسیل مقاومت (اهمی) برای کل سلول برشمرد؛ بنابراین سه نوع قطبی شدن وجود دارد (ساتن، ۱۹۶۶؛ هیرشنهوفر و دیگران، ۱۹۹۴): اهمی، تمرکزی و تحریکی. تجزیه اهمی از مقاومت داخلی در مقابل جریان الکترونها از داخل الکترودها و یونها از داخل الکترولیت نتیجه می شود. تجزیه تمرکزی به خاطر اثرات انتقال جرم است (پخش گازها از داخل الکترودهای متخلخل و حل شدن و حل نشدن واکنش کننده ها و محصولات آنها). تجزیه تحریکی به خاطر تحریک موانع انرژی برای گامهای مختلف در واکنشهای اکسیداسیون - کاهش در الکترودهاست.

اثر خالص این تجزیه ها، پایین رفتن ولتاژ پایانی با افزایش جریان کشیده شده توسط بار، است؛ بنابراین ولتاژ پایانی یک سلول سوختی واقعی «از ماکزیمم E_{rev} ، emf ، سلول سوختی ایده آل (برگشت پذیر) از اندازه مجموع پتانسیلها کمتر است:

$$U = E_{rev} - (E_{act, a} + E_{act, c} + E_{conc, a} + E_{conc, c} + E_R) = E_{rev} - \sum \Delta E \quad (A-17)$$

که در آن E_{conc} و E_{act} پتانسیلهای تحریکی و تمرکزی برای اکسیداسیون هیدروژن در این الکترودها (زیر نویس a برای آند و زیر نویس c برای کاتد)، $V_R = iR$ پتانسیل مقاومت (اهمی)، i جریان عبورکننده از این مقاومت (بار) R ، و $\sum \Delta E$ مجموع پتانسیلهاست. اتلافات کلی تجزیه یونی را می توان با افزایش دما و فشار در سلول سوختی به حداقل رساند.

مشخصه ولتاژ - جریان

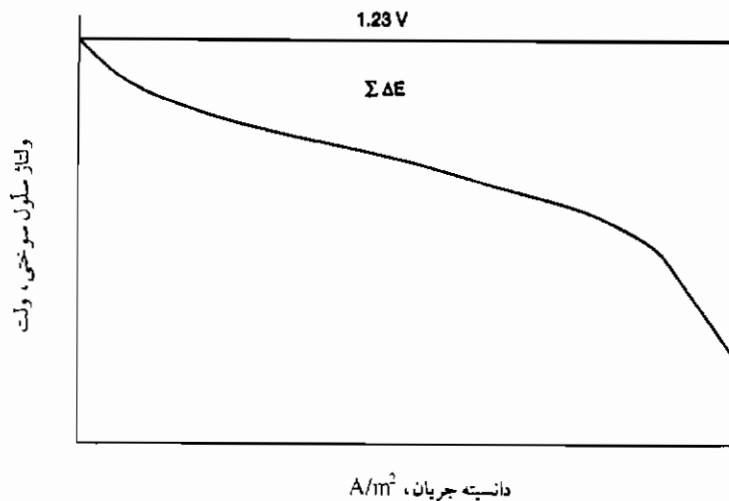
مشخصه ولتاژ - جریان، یک سلول سوختی برای ارائه رابطه ای بین ولتاژ سلول U و دانسیته جریان i در مساحت سطح الکتروود است. این رابطه در شکل (A-3) رسم می شود. ولتاژ سلول

برگشت پذیر برابر با $۱/۲۳۷$ است (هیرشنهوف و دیگران، ۱۹۹۴).

افت راندمان در سلول سوختی متناسب با مجموع پتانسیلها $\Sigma \Delta E$ (شکل (۸-۳) را ببینید) می باشد. دانسته قدرت سلول سوختی می شود:

$$P = Vi \quad \text{W/m}^2 \quad (۸-۱۸)$$

که در آن U ولتاژ سلول سوختی بر حسب ولت و i دانسته جریان بر حسب آمپر (A) بر m^2 مساحت سطح الکتروود است.



شکل ۸-۳. مشخصه دانسته ولتاژ - جریان یک سلول سوختی

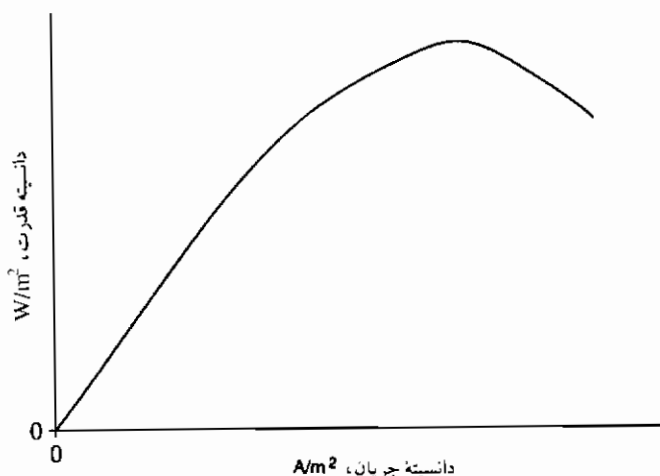
در شکل (۸-۴) یک رابطه معمولی بین دانسته قدرت P و دانسته جریان i یک سلول سوختی نشان داده می شود. قدرت خروجی بیشینه در راندمان، حدود ۵۰% برای یک سلول سوختی به دست می آید.

تفاوت بین مقادیر ولتاژ واقعی و تئوری در یک سلول سوختی، با افزایش جریان بار کشیده شده از این سلول افزایش می یابد. در جریانهای متوسط - که معمولاً سلولهای سوختی کار می کنند - emf برابر با $۰/۸۷ - ۰/۷$ است.

راندمان تبدیل سلول سوختی به انرژی خروجی الکتریکی در واحد جرم (یا مول) سوخت به ارزش گرمایی مربوطه سوخت مصرفی تعریف می شود. راندمان تبدیل سلول η به راندمان حرارتی η_{th} توسط رابطه

$$\eta_c = \eta_{th} \eta_i \eta_v \quad (۸-۱۹)$$

مرتبط می شود، که در آن η_i راندمان ولتاژی با تعریف نسبت ولتاژ پایانی به emf تئوری و η_i راندمان جریانی با تعریف نسبت جریان الکتریکی سلول به جریان بار تئوری مربوط به مصرف سوخت است. راندمان ولتاژی برای تجزیه مختلف سلول به حساب می آید. راندمانهای تبدیل سلول سوختی در محدوده ۴۰-۶۰٪ برای نیروگاههای با مقیاس بزرگ امکان پذیر است.



شکل ۸-۴ نمودار دانشیه جریان - دانشیه قدرت معمولی يك سلول سوختی

تولید گرما در سلولهای سوختی

نرخ تولید گرما در سلولهای سوختی می شود (ساتن، ۱۹۶۶؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵):

$$Q = -(T\Delta S/Fn)i + i \sum \Delta E + i^2 R \quad W \quad (۸-۲۰)$$

اوکین جمله بر مبنای تغییر آنترپی (ΔS) واکنش، دومین جمله معرف گرمای تولیدی به دلیل برگشت ناپذیرها به واسطه حرکت های جنبشی آهسته واکنشها و محدودیتهای انتقال جرم (که $\sum \Delta E$ مجموع پتانسیلهاست) و جمله سوم گرمای ژول حاصله از اتلافات اهمی (که i جریان است) است.

الکترودها

الکترودها در سلولهای سوختی جایگاه واکنشهای الکتروشیمیایی هستند؛ به علاوه به عنوان جمع آوری کننده های جریان، برای حمل الکترونها به پایانه های سلول سوختی نیز به کار می روند و

ارتباط بین الکتروولیت و سوخت (یا اکسیدکننده) را حفظ می کنند. این الکترودها باید قابلیت هدایت الکتریکی خوب، مقاومت بالا در مقابل خوردگی الکتروولیت، و مقاومت مکانیکی کافی داشته باشند. همچنین الکترودها باید خواص کاتالیزوری خوب (در صورت لزوم با به کارگیری یک کاتالیزور مناسب) برای واکنشهای مخصوص الکتروشیمیایی را دارا باشند.

الکتروولیتها

الکتروولیت داخل یک سلول سوختی باید کمترین مقاومت ممکن را داشته باشد تا افتهای پتانسیل داخل سلول سوختی کمینه باشد. عدد انتقالی، که مشخصه حرکت جریان یونی است، باید به اندازه کافی بالا- یعنی نزدیک ۱- باشد. برای استفاده سلولهای سوختی در دمای پایین (تا 200°C) الکتروولیتهای آبدار مناسبترین است. این مواد شامل محلولهای قوی قلیایی (هیدروکسید سدیم یا پتاسیم) یا محلولهای اسیدی قوی (اسید فسفریک یا اسید سولفوریک) است. در سلولهای سوختی بادمای متوسط ($500-700^{\circ}\text{C}$) کربناتهای متراکم (مذاب) و در سلولهای سوختی بادمای بالا ($700-1000^{\circ}\text{C}$) اکسیدها، به عنوان الکتروولیت به کار گرفته می شوند.

کاراثرین سلولهای سوختی، بر مبنای گاز هیدروژن و اکسیژن کار می کند. برای دماهای عملکرد تا 90°C ، الکتروولیت معمولاً یک محلول آبدار از هیدرواکسید پتاسیم است. در سلولهای کوچکتر، این الکتروولیت در یک قالب (ماتریس) متخلخل نگه داشته می شود. در سلولهای بزرگتر مایع با گردش آزاد ترجیح داده می شود تا پس دادن گرما را ساده تر سازد. الکترودهای منفی و مثبت - آند و کاتد- در این نوع سلول سوختی معمولاً از نیکل متخلخل با یک کاتالیزور ساخته می شود. نیکل، یا یک فلز پلاتینی، به عنوان کاتالیزورکننده آند و نقره، یا یک فلز پلاتینی، به عنوان کاتالیزورکننده کاتد مورد استفاده قرار می گیرد.

گازها در یک سلول هیدروژن- اکسیژن باید عاری از دی اکسید کربن باشد؛ در غیر این صورت CO_2 با الکتروولیت هیدرواکسید پتاسیم واکنش نشان می دهد و کربنات پتاسیم تشکیل می شود که مقاومت الکتریکی سلول را افزایش و ولتاژ خروجی آن را کاهش می دهد.

سلولهای سوختی هیدروژن- اکسیژن در بعضی از فضاپیماهای با سرنشین استفاده شده است. هیدروژن و اکسیژن به شکل مایع ذخیره شدند. هیدراتهای فلزی نیز برای ذخیره هیدروژن مناسبند.

سلولهای هیدروژن- هوای تعدیلی یک هیدروکربن گازی یا مایع را به عنوان منبع هیدروژن به کار می گیرند. نیروگاههای سلول سوختی می توانند با استفاده از سوختهای فسیلی شامل زغال سنگ به کار گرفته شوند.

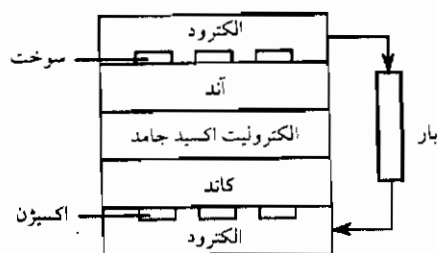
انواع سلولهای سوختی

طبقه بندی عمومی

چهار نوع سلولهای سوختی می توانند برای تولید قدرت مورد استفاده قرار گیرند (هیرشنهوفر و دیگران، ۱۹۹۴؛ سلمان، ۱۹۹۴؛ گیلیس، ۱۹۸۹).

- سلول سوختی قلیایی (AFC)
- سلول سوختی اسید فسفریک (PAFC)
- سلول سوختی با کربنات مذاب (MCFC)
- سلول سوختی اکسید جامد (SOFC)

شکل (۸-۵) اصول عمل SOFC با دمای بالا، مناسب برای به کارگیری در نیروگاههای با چرخه مرکب، به خصوص در نیروگاههای سلول سوختی همراه با گازسازی (IGFC)، را نشان می دهد.



شکل ۸-۵. اصول عمل یک سلول سوختی اکسید جامد

در جدول (۸-۴) مشخصه های اصلی تمام چهار نوع سلولهای سوختی (دمای عمل، هدایت کننده یونی، و راندمان بر مبنای ارزش گرمایی بالا) جمع آوری شده است.

سلولهای سوختی را می توان بستگی به دمای عمل آنها نیز به سه دسته تقسیم کرد:

سلولهای سوختی قلیایی و اسید فسفریک از نوع دما پایین (تا 200°C) سلولهای سوختی با کربنات مذاب از نوع دمای متوسط، ($560-700^{\circ}\text{C}$) و سلولهای سوختی با اکسید جامد از نوع دما بالا (تا 1000°C) است.

سه نوع سلول سوختی - PAFC، MCFC، و SOFC برای تولید قدرت الکتریکی دنبال می شوند (کتلار^۱، ۱۹۸۷؛ آنون، ۱۹۹۴a، ۱۹۹۴b؛ هرشنهوفر و دیگران، ۱۹۹۴؛ گیلیس،

۱۹۸۹). نیروگاه‌های سلول سوختی، جریان سیستم dc تولید کرده و احتیاج به یک تبدیل کننده برای تبدیل جریان dc به جریان متغیر ولتاژ ثابت دارد.

جدول ۴-۸. مقایسه انواع سلول سوختی اصلی

نوع سلول سوختی	دما °C	هدایت کننده یونی	راندمان (HHV) %
سلول سوختی قلبایی (AFC)	۶۰-۹۰	H ⁺	۶۰
سلول سوختی اسید فسفریک (PAFC)	۱۶۰-۲۲۰	O ²⁻	۳۷-۴۲
سلول سوختی کربنات مذاب (MCFC)	۶۰۰-۶۵۰	CO ₃ ²⁻	۵۰-۶۰
سلول سوختی اکسید جامد (SOFC)	۸۰۰-۱۰۰۰	H ⁺	۶۰-۶۵

سلولهای سوختی با وزن پایین

سلولهای سوختی قلبایی با وزن پایین (AFC)، به عنوان منبع الکتریسیته در زمینه های فضایی و نظامی کاربرد دارد. محلول 35% KOH به عنوان الکترولیت استفاده می شود. در این سلولها Pt روی کربن به عنوان کاتالیزور آند و Pt یا Ag روی کربن به عنوان کاتالیزور کاتد به کار گرفته می شود. الکتریسیته با راندمان بالای ۶۰٪ تولید می شود. به خاطر دمای عمل نسبتاً پایین ۹۰-۶۰ °C، به کارگیری گرمای اتلافی عملاً غیر ممکن است. امتیاز نوع AFC شامل دانسیته های قدرت بالا و زمانها، راه اندازی سریع است. اشکالات این نوع سلول، عدم قابلیت پس دادن CO₂ است، که در تشکیل کربنات در الکترود متخلخل نتیجه می شود و مسمومیت کاتالیزور آند با CO است که ایجاب می کند تا H₂ خالص با گردش الکترولیت و آزادسازی گاه گاهی به کار گرفته شود (هرشنهوفر و دیگران، ۱۹۹۴)؛ گیلیس، ۱۹۸۹). به علت مخارج بسیار بالا و قابلیت اعتماد پایین این نوع، سلولهای AFC برای تولید قدرت در مقیاس تجاری استفاده نمی شوند. در حال حاضر مخارج ویژه در واحد ظرفیت AFC در حدود \$70000/kW دلار آمریکاست که گرانترین نوع تکنولوژی قدرت شناخته شده، است. برای مقرون به صرفه بودن از لحاظ اقتصادی مخارج آنها باید به 200-300\$/kW دلار آمریکا کاهش یابد (اسوان کمپ، ۱۹۹۵).

سلولهای سوختی اسید فسفریک

در سلولهای سوختی اسید فسفریک (PAFC)، اسید فسفریک متمرکز به عنوان الکترولیت کار می کند و سوختهای هیدروژنی فرآیندی از قبیل: گاز طبیعی یا نفت برای تولید انرژی الکتریکی استفاده

می شوند. در حال حاضر، نوع PAFC توسعه یافته ترین سلولهای سوختی فسیلی است (آپلی^۱، ۱۹۸۷؛ می فیلد^۲ و دیگران، ۱۹۸۹). این سوخت تحت واکنشهای کاتالیزوری دمای بالا با بخار - مثلاً در تشکیل مجدد بخار و در واکنش نوبتی آب-گاز- قرار می گیرد.

گاز هیدروژنی غنی توسط تشکیل مجدد بخار یا اکسیداسیون جزئی هیدروکربنها (شامل متان، گاز طبیعی، یا نفت) طبق معادله واکنش زیر تولید می شود:



واکنش نوبتی آب-گاز می شود:



بنابراین گاز حاصل شامل حدود ۸۰٪ حجمی هیدروژن و بقیه آن عمدتاً CO_2 با نسبت کوچکی CO است. این CO_2 عملاً هیچ گونه انرژی روی الکترولیت اسید فسفریک ندارد و این موضوع جالبترین جنبه PAFC هاست. برای جلوگیری از خرابی (آلودگی)^۳ کاتالیزورها روی الکترودهای سلول سوختی، این سوخت باید بدون گوگرد باشد. نوع PAFC ساده تر و قابل اعتمادتر، ولی با راندمان کمتری نسبت به دو نوع دیگر، سلولهای سوختی یعنی MCFC و SOFC است. با وجود الکترودهای پلاتینی در دو طرف یک قالب کربنات سیلیکون، الکترولیت اسید فسفریک فقط $2/3 \text{ V}$ در هر سلول تولید می کند (آپلی، ۱۹۸۷؛ می فیلد و دیگران ۱۹۸۹).

این الکترولیت در یک ورقه پنبه نسوز یا کربن - که مابین الکترودهای ورقه ای فیبر کربن قرار می گیرد نگه داشته می شود. یک کاتالیزور پلاتینی یا آلیاژ پلاتینی بر روی سطوح خارجی این الکترودها ته نشین می شود؛ بنابراین گاز هیدروژنی غنی به آند و هوا به کاتد هدایت می شود. دماهای عمل بین 150°C و 220°C و ولتاژهای تخلیه 0.8 V - 0.7 V متداول هستند. تعداد زیادی سلولهای سوختی، هر کدام با ضخامت فقط چند میلی متر، در یک بسته به اندازه به خصوص بر روی هم قرار داده می شوند تا قدرت و ولتاژ مطلوب را تولید کنند.

برای تهیه الکتریسیته و گرما برای مصارف با مقیاس کوچک، مثل: خانگی، بیمارستانی و صنایع تجارتی کوچک، نوع PAFC با ظرفیتهای از چند kW تا ۱۰ MW را می توان به کار گرفت. از آنها همچنین می توان برای تولید قدرت توزیعی و محلی با مقیاس کوچک بهره گرفت. تکنولوژی

PAFC امروزه به جاماندنی به نظر می رسد.

نیروگاههای سلول سوختی با قدرت خروجی در محدوده MW، اکنون در چند طرح (پروژه) نمایشی در حال مطالعه و تحقیق قرار دارد. چندین نیروگاه با سلول سوختی مگاواتی برای ساخت در ژاپن و ایالات متحده برنامه ریزی شده است. یک نیروگاه PAFC با ظرفیت MW ۱۱ برای مدت پنج سال در شهر گوی^۱ ژاپن کار کرده است و طرحهای اخیر ژاپنی شامل نیروگاههای MW ۵ از این نوع است (آپلی، ۱۹۸۷؛ سلمان، ۱۹۹۴؛ هوما^۲ و دیگران، ۱۹۹۴). در محدوده ظرفیت kW ۲۰۰ مخارج کلی ویژه واحد صنعتی سلول سوختی \$3170/kWe دلار آمریکا با گاز طبیعی به عنوان سوخت، در حال حاضر تقریباً سه برابر بالاتر از آن چیزی است که باید حصول شود تا از نظر اقتصادی مقرون به صرفه باشد. این مخارج کلی ویژه باید تقریباً به \$900/kWe دلار آمریکا کاهش یابد و عمر سرویس دهی سلول سوختی باید از ۱۵۰۰۰ ساعت فعلی به حدود ۴۰۰۰۰ ساعت افزایش یابد (آپلی، ۱۹۸۷؛ کتلار، ۱۹۸۷؛ آتون، ۱۹۴۴a؛ ۱۹۴۴b؛ ویتاکر و لولکل^۳، ۱۹۹۴).

تجربه عمل PAFC

مدل تولیدی سلول سوختی پیشنهادی توسط ONSI "PC25" نامیده می شود. از ۱۹۹۲، ONSI تقریباً ۶۰ واحد برای تولید قدرت محلی و توزیعی به فروش رسانده است. نسل سوم سلول سوختی ONSI یعنی PC25C - که در ژانویه ۱۹۹۵ به بازار آمد- در مقایسه با PC25A کاهش ۳۰٪ در وزن و سطح اتکاء، کاهش ۳۸٪ در تعداد اجزا، و کاهش چشمگیر ۵۰٪ در مخارجی کلی را کسب کرده است. مسائل خوردگی و اشکالات فنی دیگر، شامل: کاهش عمر سلول، پایین آمدن نرخ واحد سلول به خاطر پایین آمدن ولتاژ، نشت اسید فسفریک و پایین آمدن عملکرد مجموعه فیبرهای کربنی به خاطر کهنگی کاتالیزور پلاتینی در واحد صنعتی گوی ظاهر شده اند (ویتاکر و لولکل، ۱۹۹۴).

سلولهای سوختی کربناتی مذاب

انواع MCFC و SOFC برای به کارگیری در ناحیه دما بالا در دست توسعه است. نوع MCFC مخلوط کربنات مذاب را به عنوان الکترود به کار می گیرد و می تواند از سوختهای فسیلی متعددی، شامل زغال سنگ به عنوان منبع اصلی انرژی استفاده کند. آنها ضمن عمل CO را به CO₂ و همچنین هیدروژن را به آب اکسیده می کنند؛ بنابراین گازهای زغال سنگ، از قبیل: گاز ترکیبی دارای هیدروژن و منواکسید کربن می تواند برای سوخت MCFC استفاده شود و CO₂ در گاز سوخت اثر فرعی دارد؛

1. Goi

2. Homma

3. Lueckel

ولی این گاز باید عاری از اجزای گوگرد باشد؛ زیرا در این صورت مسمومیت الکترودها پیش می آید. مقدار emf بیشینه تئوری سلول $CO-O_2$ در حدود 1 V در 700°C است. گاز مصنوعی می تواند توسط گازسازی از زغال سنگ با هوا و بخار تولید شود. واکنش آند در MCFC می شود:



بنابراین واکنش کاتد می شود:



الکترولیت در MCFC مخلوطی از کربناتهای فلز قلیایی مذاب (لیتیوم، سدیم، و پتاسیم) در دماهای $560-680^\circ\text{C}$ است (مایلس^۱ و کرامپلت^۲، ۱۹۸۹). این الکترولیت در یک قالب متخلخل مابین دو الکترود نیکل متخلخل نگهداری می شود. در دمای عملکرد بالای MCFC احتیاجی به کاتالیزور نیست. سوخت (مخلوط هیدروژن و منواکسید کربن) به آند و اکسیژن (از هوا) به کاتد وارد می شود. ولتاژ تخلیه سلول در حدود 0.8 V است.

نوع MCFC خصوصاً برای احتیاجات تأسیسات الکتریکی مناسب است؛ زیرا دارای راندمان بالاتر و پتانسیل مخارج اولیه کمتر است، احتیاج به عرصه کمتری دارد. (متر مربع در کیلووات)، و در دمای $560-680^\circ\text{C}$ کار می کند و به خصوص مناسب برای بازیافت گرما از گازهای خروجی در کاربردهای چرخه های پایین یا تولید همزمان است. واحدهای MCFC با قدرت خروجی از بسته های سلول سوختی با مقیاس تجاری از 125 kW تا چند صد کیلووات کاملاً قابل انشعابند. واحدهای صنعتی از این نوع، کمترین اثرات زیست محیطی را دارند و راندمان $50-60\%$ را (بر مبنای ارزش حرارتی پایتتر) بدون یک چرخه پایینی کسب می کنند.

واحدهای MCFC در مقایسه با PAFC چندین امتیاز مهم، از قبیل: دانسیته قدرت بالا در ولتاژهای بالاتر سلول و ظرفیت اکسیده کردن هیدروکربنها شامل گاز طبیعی به طور مستقیم و بدون هرگونه تشکیل مجدد خارجی است. به خاطر دماهای بالاتر گاز خروجی MCFC - یعنی 550°C - یک واحد صنعتی با چرخه مرکب را می توان برای تولید قدرت اضافی و گرما برای فرآیندهای صنعتی و گرمایش منطقه ای به کار گرفت؛ بنابراین در یک دیگ با اتلاف گرما (WHB) بخار برای راندمان یک توربین بخار تهیه می شود؛ در نتیجه راندمان کلی $85-80\%$ کسب خواهد شد (مون، ۱۹۹۵؛ ری، ۱۹۹۴).

سلولهای سوختی اکسید جامد

سلولهای سوختی دما بالا با عملکرد در محدوده 1000°C تا 800°C را، می‌توان برای الکترولیت اکسیدهای سرامیکی جامد، به خصوص دی اکسید زیرکونیوم^۱، دارای یک مقدار کمی از اکسید دیگر برای پایدار کردن ساختار کریستالی به کار برد. این ماده می‌تواند پونهای اکسیژن (O^{2-}) را در دماهای بالا هدایت کند. به خاطر دمای بالا، کاتالیزورهای الکترودشیمیایی لازم نیستند. نوع SOFC می‌تواند سوختهای فسیلی با فرآیند یکسانی، مانند MCFC، را به کار بگیرد. نوع SOFC هنوز در مراحل اولیه توسعه است.

دو نوع طراحی SOFC، یعنی لوله‌ای و صفحه‌ای، وجود دارد (بیش^۲، ۱۹۸۹؛ درنکهان^۳ و دیگران، ۱۹۹۴). نوع لوله‌ای SOFC یک الکترود هوایی از جنس لانتانوم^۴ غنی شده با استرونتیوم^۵ را نمایش می‌دهد. نوع با هندسه لوله‌ای گرادپان حرارتی را محدود می‌کند و انبساط حرارتی آزاد فراهم می‌آورد. در طراحی صفحه‌ای SOFC با دمای بالا، مواد فلزی و سرامیکی به کار گرفته می‌شوند که کسب دانسیته‌های توان بالا را ممکن می‌سازد. تأسیساتی برای تولید انبوه این مواد از قبل وجود دارد و ساخت سلول سوختی مقرون به صرفه را مطمئن می‌کند. بسته‌های با حجم بالا شامل تعداد زیادی از این سلولهاست.

یک بسته سلول سوختی، شامل: دو صفحه فلزی انتهایی و چندین صفحه دوقطبی است، که فرآیند گازها را - یعنی سوخت گاز و هوا - را به عناصر فعال الکترودشیمیایی هدایت می‌کند. یک المان سلولی فعال شامل یک الکترولیت ساندویچ شده بین دو الکترود یعنی آند و کاتد است؛ بنابراین این الکترولیت و الکترودها یک سلول صفحه‌ای باریک متکی به خود را تشکیل می‌دهند. دیواره الکترولیت یک ماده با ضخامت تقریبی ۱۵۰ mm، ساخته شده از چسب ریخته‌گری و یک فیلم نازک از ماده تف‌جوشی است. لایه‌های الکترود با ضخامت تقریبی ۵۰ mm در دو طرف ماده توسط یک فرآیند چاپ شابلون به کار گرفته می‌شود و سپس تف‌جوش می‌شود تا اتصال دائمی با الکترولیت را تشکیل دهد. دمای عملکردی بسته SOFC حدود 950°C قرار دارد.

صفحه دوقطبی، به عنوان عضو ساختاری سلول سوختی، باید پیش‌نیازهای با محدودیت زیادی را در زمینه خواص فیزیکی، از قبیل: قابلیت هدایت الکتریکی و حرارتی بالا و مقاومت مکانیکی خوب در دماهای بالای حدود 1000°C را دارا باشد. همچنین لایه‌های سطح الکترود باید در محیط گازهای فرآیند، پایدار باقی بماند و از رفتار انبساط حرارتی پیروی کند.

1. Zirconium

2. Bates

3. Drenckhahn

4. Lanthanum

5. Strontium

در گذشته فقط مواد سرامیکی این پیش نیازها را دارا بود. یک آلیاژ فلزی جدید بر مبنای کرومیوم توسعه یافته توسط زیمنس نیز می تواند به عنوان ماده صفحات دوقطبی استفاده شود (مون، ۱۹۹۵)؛ در نکهان و دیگران، ۱۹۹۴). مقاومت مکانیکی و قابلیت هدایت الکتریکی و حرارتی آن از مواد سرامیکی بیشتر است؛ بنابراین کاملاً برای دانسته های جریان بالا مناسب است و توزیع دما یکنواختی را بیمه می کند. سوخت گاز، مثل هیدروژن یا یک سوخت گازی دارای هیدروژن، منواکسید کربن، و بخار آب وارد آند شده و اکسیژن یا هوا به کاتد هدایت می شود. یونهای اکسیژن O^{2-} از طریق الکترولیت کاملاً آب بندی شده از کاتد به آند انتقال می یابند. در سه فاز متقابل بین الکترودها، الکترولیت و گازهای فرآیند، اکسیداسیون مربوطه و واکنشهای الکتروشیمیایی کاهشی انجام می گیرد؛ بنابراین در سطح آند، یونهای اکسیژن با هیدروژن واکنش نشان می دهند تا آب تشکیل شود. الکترونها از آند و از طریق بار خارجی به کاتد کشیده می شوند؛ در نتیجه جریان الکتریکی به وجود می آید.

سوختهای گوناگون (فرعی)

منابع انرژی دیگری از قبیل: متانول، آمونیاک و هیدرازین - که به راحتی می توانند به شکل مایع ذخیره و منتقل شوند- برای سلولهای سوختی پیشنهاد شده اند (کالپ، ۱۹۹۱). متانول (CH_3OH) به صورت کاتالیزوری با بخار در حدود $200^{\circ}C$ ، می تواند تغییر شکل دهد تا مخلوط هیدروژن (۷۵٪ حجمی) و دی اکسید کربن را به دست دهد. این گاز می تواند به آند یک سلول سوختی و هوا به کاتد آن وارد شود. این سلول سوختی می تواند اسید فسفریک آبدار یا محلول هیدرواکسید پتاسیم را به عنوان الکترولیت استفاده کند. الکترودهای نقره ای یک کاتالیزور الکتروشیمیایی پلادیوم / پلاتینیوم به دقت جدا شده را برای آند (الکتروک سوخت) و نقره برای کاتد (الکتروک هوا) فراهم آورد. گاز آمونیاک در یک سلول سوختی اکسیژن- آمونیاک (هوا) به دست آمده از مایع ذخیره شده به صورت کاتالیزوری به هیدروژن و نیتروژن تجزیه می شود. قسمتی از این هیدروژن در هوا سوزانده می شود تا گرمای لازم برای تجزیه را فراهم آورد. سپس کل هیدروژن به الکتروک منفی یک سلول سوختی هیدروژن- هوا وارد می شود. محلول هیدرواکسید پتاسیم (KOH) مناسبترین الکترولیت است.

یک سلول سوختی فشرده، برای منبع قدرت متحرک از مایعات هیدروژین (N_2H_4) و پراکسید هیدروژن (H_2O_2) یا هوا به عنوان منبع انرژی استفاده می کند. هیدروژین به اندازه لازم در الکترولیت (KOH) تزریق می شود تا ماده فعال در الکتروک منفی را فراهم آورد. اکسیژن لازم برای الکتروک مثبت یا از تجزیه کاتالیزوری پراکسید هیدروژن و یا از هوای محیط به دست می آید. الکترودها از یک قالب نیکیلی با کاتالیزور الکتروشیمیایی نیکل (آند) و نقره (کاتد) ساخته می شوند. واکنش کلی سلول، اکسیداسیون هیدرازین به آب و نیتروژن است؛ ولی emf تخلیه مشابه سلول هیدروژن- اکسیژن می باشد.

الکترودهای سرامیکی و الکترولیت‌ها برای SOFC

الکترودها از مواد سرامیکی متخلخل با قابلیت هدایت یونی و الکترونیکی بیش از 10 S/cm ساخته می‌شود. در حال حاضر بهترین مواد الکترود عبارت از: محلول پراوسکیت^۱ جامد (LaMnO_3 غنی شده با Sr)، به عنوان ماده کاتد، و NiYSZ (Ni/YSZ ۴۰/۶۰)، به عنوان ماده آند، است (درنکهان و دیگران، ۱۹۹۴). تخلخل الکترودها در حدود 0.4 و ضریب انبساط حرارتی تقریباً برابر با این ضریب برای الکترود- یعنی در حدود $10.1 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ - می‌باشد. زیمنس این مواد را با بهبود بخشیدن در ساختار بسیار ریز، غنی سازی Sr و Co، تخلخل، تماس سه فاز و سطوح تماس بین الکترولیت و الکترودها، بهینه کرد. این کار افزایش دانسیته جریان تا 1000 mA/cm^2 و خروجی سلول به 0.7 W/cm^2 در ولتاژ 0.7 V سلول را ممکن ساخت (درنکهان و دیگران، ۱۹۹۴).

الکترولیت اکسید جامد باید به مقدار زیادی مقاوم باشد تا محیط خوردگی در کاتد (محیط اکسیدکننده) و در آند (محیط کاهش دهنده) را فعال کند. در حال حاضر اکسید زیرکونیوم پایدار شده با یتریا^۲ (YSZ) با ساختار کریستالی مکعب به عنوان دیواره الکترولیت SOFC استفاده می‌شود. قابلیت هدایت یونی 0.16 S/cm - 0.1 S/cm در دماهای عمل $900-1000^\circ\text{C}$ در حدود 10 بار کمتر از آن در حالت الکترولیت مایع است (درنکهان و دیگران، ۱۹۹۴). ضخامت الکترولیت به خاطر کاهش اتلافات مقاومتی باید از 200 mm کمتر باشد.

SOFC دما بالای زیمنس در سال ۱۹۹۴ رکوردی برای قدرت خروجی با استفاده از سوخت هیدروژن و اکسیژن به جا می‌گذارد. این نوع قدرت خروجی 1.8 kW را به دست آورد در حالی که رکورد قبلی 1.3 kW بود. این سلول سوختی دانسیته قدرت 0.6 W/cm^2 را کسب کرد. پیش بینی می‌شود که یک SOFC با ظرفیت 5 kW با پایداری درازمدت بهبود یافته به زودی توسعه یابد و یک واحد صنعتی تولید همزمانی 100 kW قرار است توسط زیمنس طراحی شود (مون، ۱۹۹۵)؛ درنکهان و دیگران، ۱۹۹۴).

نیروگاه‌های بر مبنای سلول سوختی

امتیازات و محدودیتهای سلولهای سوختی

سلولهای سوختی هیدروژنی امتیازهای زیر را داراست (هیرشنهوفر و دیگران، ۱۹۹۴):
 ۱- راندمان بالا (بالای ۵۰٪) در هر دو حالت عملکردی نیمه بار و بار کامل؛ ۲- عملاً بدون نشر آلودگی است؛ زیرا حاصل واکنش آب می‌باشد. این امتیازها با محدودیتهای به خصوص از قبیل

مخارج بالا و عمر کوتاه سرویس دهی موازنه می شود.

سلولهای سوختی را می توان به عنوان یک منبع ایده آل الکتریسیته در نظر گرفت. آنها راندمان الکتریسیته حداقل ۵۰٪ در نیروگاهها و راندمان کلی بیش از ۸۰٪ در نیروگاههای با تولید همزمان را دارند. با تکنولوژی سلول سوختی، ۶۰-۴۰٪ صرفه جویی انرژی می توان کسب کرد. نشر NO نیروگاههای بر مبنای سلول سوختی در مقایسه با نیروگاههای معمولی ۵۰-۹۰٪ کمتر است. نشر CO_2 را بدین ترتیب می توان تا ۵۰٪ کاهش داد.

سلولهای سوختی غالباً به عنوان باتریها یا موتورهای الکتروشیمیایی با عمل دائمی تشریح می شوند. با واکنش هیدروژن با آب، آنها قدرت الکتریکی تولید می کنند که بدون استفاده از ماشینهای احتراقی یا گریز از مرکز است. برخلاف باتریها، سلولهای سوختی را می توان به صورت مداوم با استفاده از گاز طبیعی، گاز زغال سنگ، یا گازهای دیگر سوختی برای تولید الکتریسیته به کار گرفت. ظرفیت کلی نیروگاههای سلول سوختی دنیا در ۱۹۹۴ فقط ۵۰ MW بود (بیش از ۴۰ MW نیروگاههای PAFC و بیشتر در محدوده ۵۰ تا ۲۰۰ kW) (اسوان کمپ، ۱۹۹۵؛ می فیلد و دیگران، ۱۹۸۹).

سلولهای سوختی به خاطر راندمان بالا، قابلیت انشعاب، عملکرد بدون صدا، اثرات زیست محیطی کم، ظرفیت کوچک و زمان سرب کوتاه، می تواند تکنولوژی ایده آلی برای تولید قدرت توزیعی و محلی باشد. سلولهای سوختی دما بالا به دلیل تولید قابل ملاحظه ای از گرمای اتلافی، کاملاً برای استفاده در نیروگاههای با تولید همزمان مناسب است. بستگی به اندازه سیستم و دمای عمل، گرمای اتلافی سلولهای سوختی را می توان برای تولید بخار یا آب گرم برای بارهای حرارتی؛ یا برای تولید الکتریسیته اضافی در توربینهای گازی و بخار به کار گرفت. مزایای تولید انرژی توزیعی را می توان تا بیش از ۱۰۰\$/kW تخمین زد (اسوان کمپ، ۱۹۹۵).

اگر قابلیت اعتماد سلول سوختی افزایش یابد، سلولهای سوختی می توانند هدف نیروگاههای بدون کارگر را برآورده نمایند. شرکتهای سلول سوختی برای آماده سازی تکنولوژی خویش به سختی کار می کنند. دهها سلول سوختی ۱۰۰ kW اکنون در ایالات متحده در حال کار است. در زمینه جهانی، اخیراً حدود ۱۴ سلول سوختی در سرتاسر اروپا و بیش از ۸۰ واحد آن در ژاپن در حال تولید انرژی الکتریکی هستند.

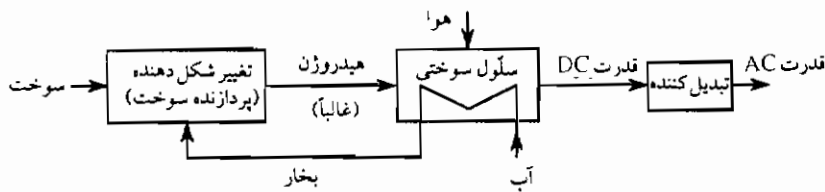
نیروگاههای با تولید همزمان بر مبنای سلول سوختی

نیروگاه بر مبنای سلول سوختی (بنگرید به شکل ۶-۸) باید اجزای اصلی زیر را داشته باشد:

- فرآیند دهنده سوخت شامل یک سیستم گازی کردن، تغییر شکل دهنده، و واحد تمیزکننده

گاز برای تبدیل سوخت فسیلی از قبیل زغال سنگ، گاز طبیعی، نفت، یا نفت به گاز با هیدروژن غنی

- قسمت قدرت، شامل: یک تولیدکننده بسته سلول سوختی dc (جریان مستقیم)
- تبدیل کننده برای تغییر dc به جریان متغیر (ac)



شکل ۸-۶. نمودار جریانی یک نیروگاه سلول سوختی با پردازنده سوخت

سلولهای سوختی دما بالا در حال حاضر، به خصوص برای کاربرد در نیروگاهها، در دست توسعه است. مشخصه آنها داشتن اثرات فوق العاده کم زیست محیطی و راندمان بالاست. در حالت تولید قدرت، راندمانهای تا ۶۰٪ را می توان کسب کرد. متأسفانه تولید الکتریسیته مستقیم در نیروگاههای سلول سوختی با دمای بالا تاکنون از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نبوده است. با استفاده گرمای اتلافی و انرژی اتصال شیمیایی گاز دودکش عملکرد کلی نیروگاههای سلول سوختی را افزایش می دهد. اگر هیدروژن در گاز خروجی وجود داشته باشد، باید به صورت الکتروشیمیایی از گاز دودکش جدا گردد و به سلول سوختی برگشت داده شود. گرمای اتلافی با دمای بالا را می توان فقط برای تولید قدرت، یا برای تولید همزمان گرمای مفید و قدرت به کار برد.

پروژه نمایشی سانتاکلارا^۱ (SCDP) در ایالات متحده، اولین نمایش جهانی از تکنولوژی MCFC با سوخت گاز طبیعی در یک اندازه منسجم مناسب برای طراحی واحدهای صنعتی و تولید قدرت توزیعی است. (اسوان کمپ، ۱۹۹۵؛ اوشی و دیگران، ۱۹۹۴). هدف اصلی این پروژه، نمایش تکنولوژی سلول سوختی کرنات مذاب در مقیاس کامل است. همچنین باید امتیازات ویژه نیروگاههای استفاده کننده از تکنولوژی کرنات، شامل: برتری راندمان، نشر پایین، قابلیت اعتماد و کاردهی بالا، و قابلیت کار بدون دخالت بشر را نمایش دهد. این واحد صنعتی شامل: یک سیستم قدرت dc دارای شانزده بسته سلول سوختی ۱۲ kW، سیستمهای فرآیندی لازم برای انجام کارهای مربوط به سوخت، بخار، اکسیدکننده، و جریانههای گاز خروجی، و سیستمهای الکتریکی لازم برای

تبدیل قدرت dc به ac و ارتباط با شبکه محلی است. در جدول (۵-۸) مشخصات طراحی SCDP، به طور خلاصه نشان داده می شود (اوشی و دیگران، ۱۹۹۴).

جدول ۵-۸. اطلاعات عملکرد طراحی پروژه نمایشی سانتاکلارا

اطلاعات	پارامتر نیروگاه
۲	ظرفیت اسمی، MW
۱/۸	نرخ خالص واحد صنعتی (ac)، MW
۷۲۳۰	نرخ گرما (LHV) در این قدرت، kJ/kWh
۹۰	قابلیت کاردهی تخمینی، %
۴۰	زمان انتظار راه اندازی (از حالت سرد به حالت قدرت کامل)، ساعت
۱۰۰۰۰	عمر بسته سلول سوختی (در دمای عمل بالاتر از ۵۴۰ °C)، ساعت
	ماکزیمم نشر در قدرت کامل Ib/MWh (g/MWh)
۰/۰۰۰۳ (۰/۱۴)	SO _x
۰/۰۰۰۴ (۰/۱۸)	NO _x
۵ (۲۲۶۰)	CO ₂

منبع: اوش و لیو (۱۹۹۴)

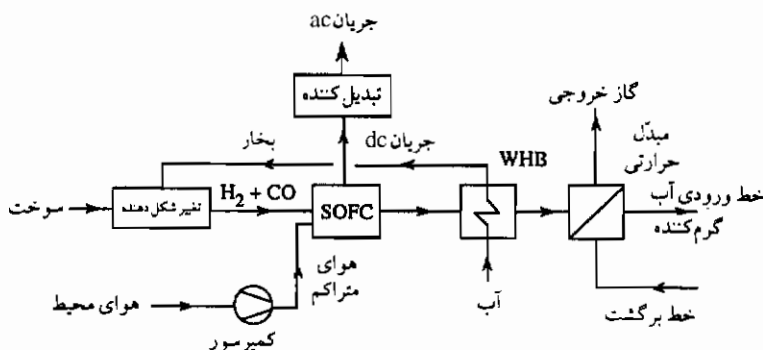
مثال دیگر نیروگاه PC25 با تولید همزمان با سلول سوختی ۲۰۰ kWe است که گرما و الکتریسیته را از ژوئن ۱۹۹۳ با راندمان کلی بالاتر از ۸۰٪ در بونا پارک^۱ کالیفرنیا تهیه می کند. این PC25 به اندازه ۲۰۰ kWe انرژی الکتریکی و همچنین 800 MJ/h (222 kWth) انرژی حرارتی تولید می کند و قابلیت اعتماد بسیار بالایی دارد (ویتاکر و لوکل، ۱۹۹۴). این واحد صنعتی دارای نشر آلودگی قابل چشم پوشی بوده و آن را تمیزترین نیروگاه تولید الکتریسیته با سوخت فسیلی می کند.

تکنولوژی معروف به سلول سوختی مستقیم استفاده کننده از MCFC، تغییر شکل داخلی سوختهای هیدروکربن در داخل سلولهای سوختی را فراهم می آورد؛ بنابراین هر تغییر شکل دهنده خارجی را حذف می کند و وضعیت این واحد صنعتی را ساده می سازد. گرمای لازم برای تغییر شکل دادن، مستقیماً از واکنشهای گرمایی سلول سوختی تهیه می شود. این کار ملزومات پس دادن گرما و مقدار گرمای اتلافی را به مقدار قابل توجهی کاهش می دهد. چنین نیروگاههایی بیشتر با سوختهای هیدروکربنی کار می کند؛ بنابراین افزایش قابلیت انعطاف در سوخت را فراهم می آورد.

در شکل (۷-۸) نمودار شمایی یک نیروگاه برمبنای سلول سوختی با یک تغییر شکل دهنده برای تولید هیدروژن، یک SOFC، یک WHB برای تولید بخار برای فرآیند تغییر شکل دادن، و یک مبدل حرارتی، برای مصرف گرمای خروجی، نشان داده می‌شود. یک نیروگاه برمبنای MCFC هم اکنون توسط MTU فردریکشاگن^۱ و RWE AG در آلمان در حال توسعه است. این نیروگاه برای کار تجاری در سال ۲۰۱۰ برنامه ریزی شده است. این طرح (پروژه) شامل اجزای زیر است:

- گازی کننده با دمای بالا
- تولیدکننده بخار با استفاده از گرمای گاز خام
- واحد تمیزکننده و آماده سازی گاز زغال سنگ
- توربین گاز
- بسته های MCFC
- مبدل حرارتی گرمای اتلافی برای به کارگیری گرمای پس داده شده توسط آند
- واحدهای پیش گرم کننده گاز سوختی و هوا یا اکسیژن که به ترتیب وارد آند و کاتد می شوند
- مبدل حرارتی گرمای اتلافی برای تولید آب گرم

این نیروگاه با سلول سوختی در مقایسه با نیروگاه‌های معمولی امتیازات مهمی، از قبیل: نشر خیلی پایین و تولید قدرت در بالاترین راندمان (تا ۶۵٪) را دربر دارد. به خاطر فرآیند پیچیده و مؤثر تمیز کردن و آماده سازی گاز زغال سنگ لازم برای عمل سلول سوختی، نشر متوجه بسیار پایین است.



شکل ۷-۸ نمودار جریان یک نیروگاه با تولید همزمان برمبنای SOFC. دیگ گرمای اتلافی WHB

مفاهیم توسعه نیروگاه بر مبنای تکنولوژیهای سلول سوختی با دمای متوسط و بالا (MCFC و SOFC) در حال انجام می باشد. کاربردهای تجاری گسترده از این سلولهای سوختی، اصولاً به دلیل مخارج بالای آن در حال حاضر ممنوع است؛ ولی نیروگاههای بر مبنای MCFC و SOFC به خاطر راندمان بالا و نشر آلودگی پایین آنها از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه خواهند بود. وقتی که مخارج آنها به حدود 1500/kW دلار آمریکا از ظرفیت نصب کاهش یابد. اگر ظرفیت کلی نیروگاههای با سلول سوختی ۲۰۰-۳۰۰ MW به صورت سالیانه نصب شوند، این مخارج کسب خواهد شد. ژاپن برنامه ریزی کرده است تا نیروگاههای سلول سوختی با ظرفیت کلی ۲ GWe را تا سال ۲۰۰۰ برای کار تجاری عرضه کند. در آینده نیروگاههای با سلول سوختی انتخاب مناسبی، به جای نیروگاههای حرارتی معمولی خواهند بود.

تولید و مصرف هیدروژن

روشهای معمول برای تولید هیدروژن

در حال حاضر هیدروژن از گاز طبیعی، روغن معدنی (نفت)، یا زغال سنگ تولید می شود. بدین وسیله یک محصول گازی با هیدروژن غنی توسط تغییر شکل دادن بخار گاز طبیعی یا نفتا (تقریباً در ۹۰۰ °C) یا توسط گازی سازی زغال سنگ (اکسیداسیون جزئی با اکسیژن حدوداً در ۱۴۰۰ °C) از این سوختها تولید می شود. وقتی گاز طبیعی یا نفت، به عنوان سوخت اولیه به کار می رود، گاز حاصله ترکیبات زیر را دارد (بر حسب % حجمی): H_2 (۶۸٪)، CO (۱۰٪)، CH_4 (۱۰٪)، CO_2 (۱۰٪)، و N_2 (۲-۳٪). گاز زغال سنگ بر حسب % حجمی دارای، H_2 (۳۰-۴۰٪)، CO (۵۵-۵۰٪)، CH_4 (۱-۳٪)، CO_2 (۳-۱۲٪)، و N_2 (۱-۲٪) است. در یک فرآیند تبدیل کاتالیزوری دو مرحله ای در ۳۰۰-۵۰۰ °C (مرحله اول) و ۲۰۰ °C (مرحله دوم)، CO در گاز خام حاصله به CO_2 تبدیل می شود که در یک تمیزکننده در پایین دست برداشته می شود و بدین ترتیب محصول گازی متتجه هیدروژن است.

فرآیند تولید هیدروژن از گاز طبیعی یا روغن معدنی به عنوان سوخت را، می توان به ترتیب زیر تشریح کرد. تولید هیدروژن توسط تغییر شکل دادن بخاری هیدروکربنها و به این صورت نوشته می شود:



تغییر شکل دادن بخاری منواکسید کربن می شود:



به طور مشابه تغییر شکل دادن بخاری متان (واکنشهای کاتالیزوری) می شود :



وقتی گاز طبیعی استفاده می شود، مقدار انرژی محصول گازی هیدروژن حدود ۸۰-۷۵٪ انرژی سوخت می باشد و این انرژی وقتی از زغال سنگ استفاده شود فقط ۶۰-۵۵٪ است. مخارج تولید هیدروژن بستگی به سوخت و فرآیند تولید به خدمت گرفته شده دارد. چند نمونه از مخارج تولید هیدروژن معمول در ارتباط با ۱ GJ انرژی محصول گازی در جدول (۸-۶) داده می شود. این مخارج را می توان به صورت مطلوب با قیمت تقریبی الکتریسته 20/GJ دلار در آمریکا مقایسه کرد.

جدول ۸-۶. مخارج تولید هیدروژن معمول در ارتباط با سوخت مصرفی

سوخت	مخارج، دلار آمریکا /GJ
گاز طبیعی	۱۶
لینیت (زغال سنگ قهوه ای)	۱۷
زغال سنگ سخت	۲۰

الکترولیز

فرآیندهای تجزیه آب به هیدروژن و اکسیژن توسط الکترولیز، فوتولیز یا فوتولیز دوتایی، روشهای دیگری برای تولید هیدروژن است. هیدروژن مستقیماً از الکترولیز آب تولید می شود :



انتالپی واکنش ΔH حدوداً m^3 هیدروژن/۵-۳ kWh است.

راندمان الکترولیز به صورت نسبت انرژی لازم تئوری به عملی، که تقریباً ۸۰٪ است، تعریف می شود. با کاهش اتلافهای انرژی، راندمان الکترولیز می تواند تا حدود ۹۰٪ افزایش یابد. آنها را می توان با سلولهای سوختی همراه کرد. انواع مختلف الکترولیزکننده از قبیل: قلیایی، دیواره ای، و الکترولیزکننده بخار با دمای بالا وجود دارند.

استفاده از هیدروژن برای تولید قدرت و گرما

در تکنولوژیهای مرتبط با انرژی، هیدروژن به منظورهایی زیر استفاده می شود :

- تولید گرما توسط : ۱- احتراق با دمای بالا با اکسیژن یا هوا؛ ۲- احتراق کاتالیزوری دما پایین بدون شعله (عملاً بدون آلودگی)
- تولید قدرت در سیستمهای برمبنای : ۱- سلولهای سوختی دما بالا و سلولهای سوختی دیواره ای؛ ۲- معروف به فرآیند تولید بخار مستقیم
- تولید همزمان قدرت و گرما در نیروگاههای ترکیبی برمبنای موتورهای گازی/ دیزلی یا توربینهای گاز و بخار
- ذخیره انرژی در هیدراتهای فلزی و ذخیره همراه با فشار H_2
- اتومبیلهای بدون آلودگی

احتراق معمولی و کاتالیزوری هیدروژن

هیدروژن را می توان در محفظه های احتراق دما بالای معمولی و همچنین در محفظه های کاتالیزوری بدون شعله دما پایین سوزانید. هیدروژن به عنوان سوخت، برخلاف گاز طبیعی دارای سرعت بسیار بالای احتراقی و دمای شعله بالاست. ناپایداریهای احتراقی به دلیل سرعت بالای انتشار شعله برای هیدروژن (2.37 m/s) در مقایسه با 0.42 m/s برای گاز طبیعی) می تواند اتفاق افتد. دماهای بالای شعله، منتهی به نشر بیشتر NO_x می شود.

احتراق کاتالیزوری بدون شعله دما پایین هیدروژن، می تواند در دماهای پایین 500°C انجام پذیرد. مشعلهای کاتالیزوری عملاً بدون آلودگی و با راندمان بالایی کار می کنند. چنین مشعلهایی با ظرفیت تا 50 kW را می توان عملاً در واحدهای خنک کننده گرمایشی و جذبی به کار برد. از طریق ترکیب احتراق با شعله دما بالا و احتراق کاتالیزوری بدون شعله دما پایین در محدوده دمای بین 800°C و 1500°C ، ظرفیتهای بالایی در محدوده MW با نشر پایین NO_x را می توان کسب کرد.

نیروگاههای با تولید همزمان برمبنای توربین گاز و موتور دیزلی

نیروگاههای با چرخه مرکب استفاده کننده از توربینهای گاز یا موتورهای دیزلی را، می توان برای تولید همزمان قدرت و گرما به کار گرفت. در حال حاضر نیروگاههای با چرخه مرکب برمبنای توربینهای احتراقی با آتش زایی گاز طبیعی و موتورهای دیزلی، پایستترین مخارج و همزمان بالاترین راندمان (تا 58% ، HHV) را در بین انواع نیروگاههای با محدوده ظرفیت تا 500 MW را دارا هستند. این نیروگاههای با چرخه مرکب را بدون هیچ تعدیل فنی لازم می توان به آتش زایی با هیدروژن تبدیل کرد. هزینه های سرمایه گذاری (ثابت) و عملکردی (جاری) تخمینی و راندمانهای نیروگاههای

با چرخه مرکب برمبنای توربین گاز و دیزلی در جدول (۷-۸) ارائه می گردد. عمر سرویس دهی این نیروگاهها با کار ۸۰۰۰ ساعت در سال، ۳۰ سال تخمین زده می شود. زمان لازم برای توسعه بیشتر این تکنولوژی به سطح یک واحد صنعتی تجاری ۱۰-۵ سال تخمین زده می شود.

جدول ۷-۸. هزینه های تخمینی و راندمان کلی نیروگاه با چرخه مرکب برمبنای توربین گاز با آتش زایی هیدروژن (GT)، و فاکتور بهره گیری انرژی (EUF) یک واحد تولید همزمان برمبنای موتور دیزلی (DE)

پارامتر	نیروگاه با چرخه مرکب GT	واحد تولید همزمان DE
قدرت خروجی، MW	۴۰۰	۳/۱
هزینه سرمایه گذاری نیروگاه، \$/kW آمریکا	۵۷۰	۵۷۰
هزینه عملکردی سالانه، \$/kW آمریکا	۱۸	۳۵
راندمان کلی (EUF)، %	۵۲	(الکتریکی ۲۵، حرارتی ۵۹) ۸۴

تولید مستقیم بخار

یک مولد بخاری برمبنای اکسیداسیون مستقیم هیدروژن با اکسیژن را می توان برای تهیه بخار در یک توربین بخاری با فشار و دمای بالا به کار برد. این فرآیند به شرط دارا بودن حداقل راندمان، ۵۰٪، می تواند جانشین مناسبی برای نیروگاههای با چرخه مرکب با توربین بخار و گاز باشد.

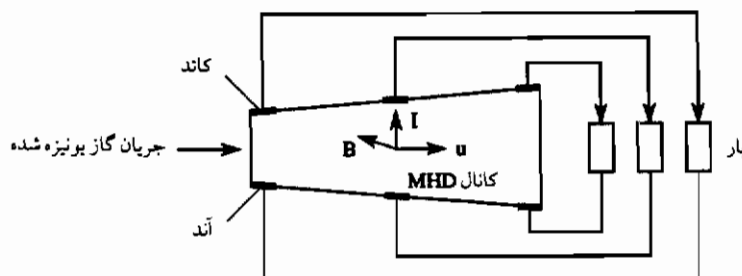
یک روش مؤثر به نام "HYDROSS" برای تولید مستقیم بخار از هیدروژن و اکسیژن در حال حاضر در دست توسعه است. اصول این روش ساده است: مقادیر استوکیومتری هیدروژن و اکسیژن توسط یک دستگاه تغذیه به داخل یک محفظه احتراقی معرفی می شود؛ آب در ابتدا برای خنک کردن دیواره محفظه احتراق استفاده می شود و سپس از طریق تعدادی جت به داخل محفظه احتراق وارد می شود. محصولات داغ احتراقی از دمای اولیه بالای ۳۰۰۰°C تا دمای ۵۰۰-۱۰۰۰°C که لازم برای تولید بخار است خنک می گردند. حداقل راندمان ۵۰٪ در محدوده نیمه بار و تا نزدیک ۱۰۰٪ با بار کامل به دست می آید. این روش باید در نیروگاههای مقرون به صرفه از لحاظ اقتصادی به کار گرفته شود. مفاهیم مولد بخار با ظرفیت ۱۰۰-۳۰۰ MW در حال توسعه است. چنین مولد های بخار با زمان راه اندازی کوتاه استثنایی آنها، می توانند به عنوان نیروگاههای رزرو فوری استفاده شود. باید تأکید کرد که در زمینه تکنولوژی هیدروژن هنوز احتیاج مبرمی به تحقیق و توسعه وجود دارد.

تبدیل هیدروپنایک مغناطیسی انرژی

اصول کلی

تولید قدرت MHD بر مبنای اثر فارادی است که توسط آن یک جریان الکتریکی در یک هدایت کننده در حال حرکت در یک میدان مغناطیسی القا می شود. یک مولد MHD دستگاهی برای تبدیل مستقیم گرما به انرژی الکتریکی، بدون یک مولد الکتریکی معمولی، است. اصول یک مولد MHD در شکل (۸-۸) نشان داده می شود. مولد MHD مثل دیگر موتورهای حرارتی قسمتی از گرمای فراهم شده توسط سوزانیدن سوخت در یک دمای بالا را به قدرت الکتریکی تبدیل می کند و باقی مانده آن را به محیط پس می دهد؛ بنابراین راندمان حرارتی یک مولد MHD توسط افزایش دمای گرمای ورودی و با کاهش دمای گرمای پس داده شونده افزایش می یابد.

از لحاظ اصولی یک گاز یونیزه شده یا فلز مایع می تواند به عنوان سیال عامل در یک مولد MHD به کار گرفته شود. این دو نوع مولدهای MHD، دارای امتیازات و محدودیتهایی هستند؛ بنابراین مولد MHD با فلز مایع می تواند به سادگی و مستقیماً قدرت ac تولید نماید. دانسته توانی سیستم فلز مایع، حدوداً از نظر بزرگی یک مرتبه از دانسته توانی یک مولد با گاز یونیزه شده، بالاتر است؛ ولی این مولد MHD با گاز یونیزه شده، به سادگی با استفاده از یک جت می تواند سرعت گاز بالایی کسب کند، ولتاژهای dc نسبتاً بالایی تولید نماید؛ و می تواند از سیستم فلز مایع راندمان تبدیل بالاتری داشته باشد. در نتیجه در طرحهای مولد MHD موجود، از گاز یونیزه شده استفاده می شود.



شکل ۸-۸ اصول مولد MHD. B شدت میدان مغناطیسی، T جریان خروجی، u سرعت سیال است

بر اساس اصل کارنو، یک مولد MHD، به دلیل کارکرد در دمای خیلی بالا - یعنی حدود 2700°C - 2550°C - ذاتاً دارای راندمان بالاتری است. نیروگاههای بخار / MHD با آتش زایی زغال سنگ می تواند قدرت تا ۵۰٪ راندمان تولید کند، که از نیروگاهها معمولی زغال سنگ سوز بسیار بالاتر است.

عملکرد مولد MHD بر مبنای اثر فارادی است. اگر یک سیال هدایت کننده الکتریکی (یک گاز یونیزه شده یا فلز مایع) وادار به عبور از یک میدان عمودی مغناطیسی در سرعت بالا - مطابق شکل (۸-۸) - شود، یک جریان الکتریکی در این سیال القا می گردد. این سیال با سرعت بالایی جریان دارد (صوتی یا مافوق صوت) و دمای بسیار بالایی نیز دارد. انرژی حرارتی این سیال و همچنین انرژی جنبشی آن، به صورت جزئی، به شکل یک جریان dc تبدیل به انرژی الکتریکی می شود؛ بنابراین می توان در پایانه های یک MHD قدرت الکتریکی برداشت کرد.

ولتاژ تولیدی در کانال MHD بستگی به سرعت سیال، شدت میدان مغناطیسی، و فاصله بین الکترودها دارد (ساتن، ۱۹۶۶؛ کالپ، ۱۹۹۱؛ اسپرینگ، ۱۹۶۵)؛ بنابراین به صورت زیر داده می شود:

$$U_g = uBd \quad \text{V} \quad (۸-۳۱)$$

که در آن d فاصله بین الکترودها بر حسب m، u سرعت سیال بر حسب m/s، و B شدت میدان مغناطیسی بر حسب Wb/m^2 است. معادله (۸-۳۱)، وقتی که مقادیر u و B در این فاصله الکترودی ثابت باشند، معتبر است.

دانسیته جریان اتصال کوتاه می شود:

$$J_{sc} = uB/\rho = uB\sigma \quad \text{A/m}^2 \quad (۸-۳۲)$$

که در آن ρ مقاومت الکتریکی متوسط سیال MHD بر حسب $\Omega \cdot \text{m}$ و σ متوسط قابلیت هدایت سیال MHD بر حسب $1/(\Omega \cdot \text{m})$ است.

افت ولتاژ داخلی در یک مولد MHD می شود:

$$\Delta U_g = iR_g = ipd/A = Jpd \quad \text{V} \quad (۸-۳۳)$$

که در آن i جریان بر حسب A، $R_g = \rho d/A$ مقاومت داخلی مولد MHD بر حسب Ω ، و A مساحت الکترود بر حسب m^2 است.

افت ولتاژ خارجی بر روی بار می تواند به صورت زیر داده شود:

$$U_L = U_g - Jpd \quad \text{V} \quad (۸-۳۴)$$

که در آن J دانسیته جریان بر حسب A/m^2 است.

فاکتور بارگذاری K واحد، نسبت ولتاژ بار خارجی به ولتاژ تولید شده است (کالپ، ۱۹۹۱):

$$K = U_L/U_g = U_L/uBd \quad (۸-۳۵)$$

دانسیته جریان مولد به صورت زیر تعریف می شود :

$$J = i/A = (U_g - U_L)/\rho d = uB(1 - K)/\rho \quad A/m^2 \quad (8-36)$$

جریان خروجی می شود :

$$i = AJ \quad A \quad (8-37)$$

قدرت الکتریکی خروجی مولد MHD می شود :

$$P = iU_L \quad W \quad (8-38)$$

قدرت الکتریکی خروجی یک مولد MHD در واحد حجم برابر با دانسیته قدرت خروجی است :

$$P/u = U_L i / Ad = KU_g J / d = KuBJ = Ku^2 B^2 (1 - K) / \rho \quad W/m^3 \quad (8-39)$$

دانسیته توانی بیشینه یک تبدیل کننده MHD تابعی از فاکتور بارگذاری است که مربوط به یک مقدار بهینه $K_{opt} = 1/2$ می باشد، و از $d(P/u)/dK = 0$ یافت می شود. با جایگذاری $K_{opt} = 1/2$ در معادله (8-39)، مقدار دانسیته توانی بیشینه یک تبدیل کننده MHD به صورت زیر داده می شود :

$$(P/u)_{max} = u^2 B^2 / 4\rho \quad W/m^3 \quad (8-40)$$

اتلافهای قدرت متعددی در یک مولد MHD وجود دارد؛ برای مثال، اتلاف قدرت گرمایش ژول بر واحد حجم مولد MHD به صورت زیر داده می شود (کالپ، ۱۹۹۱) :

$$Q_J/u = i^2 R_g / Ad = J^2 A^2 (d\rho/A) / Ad = J^2 \rho = u^2 B^2 (1 - K)^2 / \rho \quad W/m^3 \quad (8-41)$$

با صرف نظر کردن از اتلافات دیگر انرژی، راندمان تبدیل دانسیته قدرت بیشینه می شود (کالپ، ۱۹۹۱) :

$$\eta_{max} = P/(P + Q_J) = 1/(1 + Q_J/P) = K_{max} = 1/2 \quad (8-42)$$

بنابراین راندمان تبدیل بیشینه ممکن یک مولد MHD برابر با ۰/۵ است.

علاوه بر افت قدرت گرمایش ژول، یک مولد MHD اتلافات قدرت زیر را داراست : افت اثر هال^۱، افت انتهایی، اتلافهای اصطکاکی و انتقال حرارت. افت اثر هال توسط اثر نیروی لورنتس^۲ بر روی الکترونها، در فاصله الکترونها به وجود می آید. نیرویی به نام نیروی لورنتس بر روی هر ذره باردار عبورکننده از داخل یک میدان مغناطیسی عمودی عمل می کند. این نیرو برای یک الکترون

به صورت زیر داده می شود (ساتن، ۱۹۶۶؛ کالپ، ۱۹۹۱):

$$F_L = e u B \quad (۸-۴۳)$$

این نیرو الکترون را مجبور به گردش در یک مسیر دایره ای می کند و بدین ترتیب تمام الکترونها سعی در انتقال به یک انتهای الکتروود جمع کننده می کنند. این عمل جریانهای بسیار بزرگی در الکتروود جمع کننده تولید می کند که با اتلاف مقاومت همراه است. استفاده از یک الکتروود عایق به صورت قسمتی جمع کننده - از قبیل الکتروود نشان داده شده در شکل (۸-۸) - به حل این مسأله کمک می کند. جریان می تواند با افزایش ضریب ظرافت کانال MHD، یعنی نسبت طول به فاصله بین الکتروودها، و با اجازه دادن این که قطبهای میدان مغناطیسی فراتر از انتهای الکتروودها گسترش یابد؛ و یا با استفاده از پرّه های عایق در مجرای سیال در ورودی و خروجی مولّد کاهش یابد.

اتلاف انتهایی در یک مولّد MHD همراه با جریان معکوس (اتصال کوتاه) الکترونها از داخل سیال هدایت کننده، در اطراف انتهای میدان مغناطیسی است. این می تواند با افزایش نسبت ظرافت (L/d) مولّد و با اجازه دادن این که قطبهای میدان مغناطیسی فراتر از انتهای الکتروودها گسترش یابد، و یا با استفاده از پرّه های عایق در مجرای سیال در ورودی و خروجی مولّد کاهش یابد.

در سیستم MHD اتلافهای بالای اصطکاکی و انتقال حرارت اتفاق می افتد. سیال با اغتشاش زیاد نیز نرخ انتقال حرارت جابه جایی از گاز یا فلز مایع به دیواره های دربرگیرنده را افزایش می دهد.

اتلاف الکتروود یک اتلاف دیگر است که می تواند در یک مولّد MHD قابل توجه باشد.

قدرت خروجی ویژه در واحد یک مولّد MHD با افزایش موارد زیر افزایش می یابد:

- با قابلیت هدایت الکتریکی سیال عامل
- با شدّت میدان مغناطیسی
- با سرعت جریان سیال

به دلیل قابلیت هدایت نسبتاً پایین سیال عامل، مولدهای MHD عملاً با سرعتهای جریان بالا و شدتهای میدان مغناطیسی بالا کار می کنند.

قدرت خروجی تئوری یک مولّد MHD متناسب با مربع شدّت میدان مغناطیسی است؛ بنابراین یک میدان مغناطیسی قوی از مغناطیسهای جدید با قابلیت هدایت عالی مورد نیاز است. راندمان مولّد MHD تقریباً می تواند به صورت زیر تخمین زده شود:

$$\eta = R_e / (R_e + R_i) \quad (۸-۴۴)$$

که در آن R_e و R_i به ترتیب مقاومت خارجی و داخلی گاز یونیزه شده (پلازما) است. ثابت شده است که راندمان تبدیل ۵۰٪ و بیشتر در سیستمهای MHD پیشرفته که در حال توسعه اند، می توان کسب شود.

چرخه مرکب بر مبنای MHD

تبدیل کننده MHD می تواند به عنوان یک سیستم بالایی برای یک واحد صنعتی توربین بخار یا گاز معمولی، که به عنوان یک واحد پایینی خدمت می کند، مورد استفاده قرار گیرد. بدین ترتیب یک سیستم تبدیل با چرخه مرکب با راندمان حرارتی کلی بالا تشکیل خواهد شد. راندمان تبدیل کلی چنین سیستمی مشابه چرخه مرکب توربین گاز و بخار به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_o = \eta_{\text{بخار}} \eta_{\text{MHD}} - \eta_{\text{بخار}} + \eta_{\text{MHD}} \quad (4-7)$$

که در آن η_{MHD} و $\eta_{\text{بخار}}$ به ترتیب راندمانهای تبدیل مولد MHD و واحد قدرت بخار است. سیال عامل در یک مولد MHD، معمولاً شامل یک حمل کننده گاز، مثل گاز احتراقی، است. این گاز حمل کننده با تزریق یک ماده بذری جامد، از قبیل کربنات پتاسیم (در حدود ۱٪ نرخ جریان کلی) یا یک فلز قلیایی از قبیل، سیسیوم به داخل گاز حمل کننده در حال جریان از لحاظ الکتریکی قابل هدایت می شود. این ماده تخمی با گرم شدن تا دمای بالا یونیزه می گردد و الکترون از اتمهای آنها جدا می شود و بدین ترتیب گاز حمل کننده را از لحاظ الکتریکی قابل هدایت می کنند. دماهای لازم در این مولد MHD در حدود ۳۰۰۰ K است. در چنین دمای گاز بالا - که از احتراق سوخت فسیلی با اکسیژن یا هوای کاملاً پیش گرم شده نتیجه می شود - راندمانهای حرارتی بالایی را ممکن می سازد. برای مثال با استفاده از یک مولد MHD به عنوان یک واحد بالایی در یک واحد صنعتی با چرخه مرکب با یک توربین بخار به عنوان واحد پایینی، راندمان کلی در حدود ۶۰٪ انتظار می رود (روزا، ۱۹۸۷).

مثال ۲-۸

یک کانال 12-m^3 مولد MHD با الکترودهای قسمت شده، دارای دانسیته جریان اتصال کوتاه 11000 A/m^2 و مقاومت الکتریکی گاز یونیزه شده $0.32 \text{ m}\Omega$ است. اگر فاکتور بار K برابر با ۰/۶ باشد، قدرت خروجی چقدر است؟ دانسیته جریان واقعی در این کانال MHD چقدر است؟

حل

تحت شرایط اتصال کوتاه، فاکتور بار برابر با صفر است. از دانسیته جریان اتصال کوتاه $J_w = 11000 \text{ A/m}^2$ ، حاصل ضرب سرعت گاز و شدت میدان مغناطیسی را به صورت زیر

به دست می‌آوریم :

$$uB = J_{sc}\rho = 11,000 \times 0.032 = 352 \text{ V/m}$$

قدرت خروجی :

$$P = (uB)^2 K(1 - K)V/\rho = (352 \text{ V/m})^2 0.6(1 - 0.6)12 \text{ m}^3/0.032 \Omega \text{ m} = 11.15 \text{ MW}$$

دانسیته جریان کانال :

$$J = (1 - K)uB/\rho = (1 - 0.6)352 \text{ V/m}/0.032 \Omega \text{ m} = 4400 \text{ A/m}^2$$

مثال ۳-۸

برای یک مولد MHD فارادی، قدرت خروجی و راندمان تبدیل را پیدا کنید، اگر که قابلیت مقاومت ویژه ρ برابر با $0.07 \Omega \text{ m}$ ، شدت میدان مغناطیسی B برابر با 3.7 T ، و سرعت پلازما برابر با 1000 m/s باشد. فرض کنید که مساحت الکتروود A برابر با 1.4 m^2 و فاصله بین الکتروودها در کانال برابر با 0.9 m است.

حل

ولتاژ مدار باز :

$$U_{oc} = uBs = 1000 \text{ m/s} \times 3.7 \text{ T} \times 0.9 \text{ m} = 3330 \text{ V}$$

جریان اتصال کوتاه :

$$I_{sc} = A|uB|/\rho = 1.4 \text{ m}^2 \times 1000 \text{ m/s} \times 3.7 \text{ T}/0.07 \Omega \text{ m} = 74,000 \text{ A}$$

جریان مربوط به قدرت بیشینه :

$$I_m = uBA/(2\rho) = 1000 \text{ m/s} \times 3.7 \text{ T} \times 1.4 \text{ m}^2/(2 \times 0.07 \Omega \text{ m}) = 37,000 \text{ A}$$

ولتاژ مربوط به قدرت بیشینه :

$$\begin{aligned} U_m &= uBs - I_m \rho s/A \\ &= 1000 \text{ m/s} \times 3.7 \text{ T} \times 0.9 \text{ m} - 37,000 \text{ A} \times 0.07 \Omega \text{ m} \times 0.9 \text{ m}/1.4 \text{ m}^2 = 1665 \text{ V} \end{aligned}$$

قدرت بیشینه :

$$P_m = U_m I_m = 1665 \text{ V} \times 37,000 \text{ A} = 61.6 \text{ MW}$$

راندمان تبدیل :

$$\eta_{MHD} = U_m / (uB) = 1665 \text{ V} / (1000 \text{ m/s} \times 3.7 \text{ T}) = 0.45$$

مثال ۲-۸

راندمان کلی یک واحد صنعتی با چرخه مرکب شامل یک مولد MHD با راندمان ۰/۴۵ و واحد توربین بخار با راندمان ۰/۳ بدون آتش زایی تکمیلی را محاسبه کنید.

حل

راندمان کلی واحد صنعتی با چرخه مرکب :

$$\eta_o = \eta_{MHD} + \eta_{ST} - \eta_{MHD}\eta_{ST} = 0.45 + 0.3 - 0.45 \times 0.3 = 0.615$$

سیستمهای MHD با چرخه باز

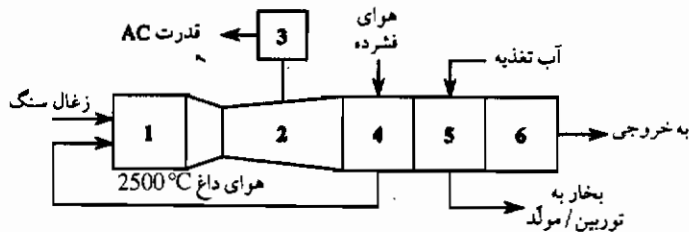
تشریح

سیستمهای تبدیل انرژی MHD می توانند با چرخه های باز یا بسته کار کنند. در سیستمهای با چرخه باز، سیال عامل، مثل گاز احتراقی بذری، از مولد MHD به محیط تخلیه می شود. در سیستمهای با چرخه بسته، گرما از گاز احتراقی توسط یک مبدل حرارتی به سیال عامل انتقال می یابد.

یک سیستم MHD با چرخه باز در شکل (۸-۹) به صورت شمایی نشان داده می شود. این سیستم شامل یک مولد MHD، یک کمپرسور هوا، و یک گرم کننده هوا بادمای بالا (HTAH) است. گاز حمل کننده از سوزاندن یک سوخت فسیلی مثل زغال سنگ در یک محفظه احتراقی مناسب حاصل می شود. ماده بذری، که معمولاً کربنات پتاسیم K_2CO_3 است، به محفظه احتراقی تزریق می شود و پتاسیم در آن توسط گازهای احتراقی داغ در دماهای در حدود ۲۷۰۰-۳۰۰۰ K یونیزه می گردد (تامسون و دیگران، ۱۹۹۳).

MHD در کاربرد تولید قدرت تأسیسات الکتریکی با تولید قدرت بخار در یک چرخه مبنایی ترکیب می شود. مولد MHD، به عنوان یک واحد بالایی برای یک واحد پایینی بخار مطابق شکل (۸-۹) مورد استفاده قرار می گیرد. با شروع از محصولات احتراقی در فشار ۱۰-۵ بار و دمای به اندازه کافی بالا (در حدود 2550°C) برای تولید یک سیال عامل یا قابلیت هدایت الکتریکی کافی

وقتی که با یک نمک به سادگی قابل یونیزه شدن از قبیل کربنات پتاسیم بذری می شود، گازهای یونیزه شده داغ در داخل مولد MHD با سرعت تقریباً صوتی جریان می یابد. مجرا یا کانال مولد MHD انرژی از این گاز اخذ کرده و جریان منبسط می شود تا بتواند سرعتش را در مقابل نیروهای با شتاب کم شونده حاصل از عمل متقابل با میدان مغناطیسی حفظ کند. در آینده توسعه و استفاده از مبدل‌های حرارتی نسوز دما بالا، در نیروگاه‌های MHD پیشرفته، تشخیص پتانسیل راندمان کامل MHD و مصرف سوخت بهبود یافته مربوطه و حتی مخارج انرژی پایتیر را ممکن خواهد ساخت.



۱- محفظه احتراقی با جت

۲- مولد MHD

۳- تبدیل کننده

۴- گرم کننده دما بالای هوا

۵- مولد بخار

۶- تمیز کردن گاز دودکش و بازیافت ماده بذری

شکل ۹-۸. وضعیت چرخه مرکب واحد بخار/ MHD پیشرفته با آتش زایی زغال سنگ با یک گرم کننده

چرخه های قدرت MHD پیشرفته نیز پیشنهاد شده اند که در آن انرژی گرمایی گاز خروجی ژنراتور MHD در یک واحد توربین گاز پایینی به کار گرفته می شود. سیال عامل توربین گاز در چنین واحد صنعتی، هوای تمیز گرم شده توسط گاز خروجی ژنراتور MHD است. چنین چرخه های قدرت MHD احتیاجی به آب خنک کننده برای تقطیر بخار و پس دادن گرما ندارند. به علاوه هر امتیازی در بازده عرضه شده با استفاده از یک توربین گاز (هوا) با دمای بالا به جای یک توربین بخار در واحد پایینی، به همان نسبت چرخه قدرت کلی MHD را بهبود می بخشد.

اجزای چرخه بالای MHD عبارتند از مغناطیس، محفظه احتراق زغال سنگ، جت، کانال MHD، وسایل حالت دهنده مربوطه قدرت، و پخش کننده. میدان مغناطیسی لازم در یک واحد تجاری معمولاً ۴/۵-۶ T است؛ بنابراین فقط مغناطیسهای با قابلیت هدایت عالی می توانند به کار گرفته شوند.

نشر SO_x و NO_x ، و ذرات زیر استاندارد های کنونی NSPS در نیروگاههای تجاری MHD پیش بینی می شود.

برای سوزاندن سوخت، هوای فشرده، هوای با اکسیژن غنی، یا اکسیژن خالص می تواند استفاده شود. برای به دست آوردن دمای گاز احتراقی در حدود 3000 K ، هوا باید تا حداقل 1400 K پیش گرم شود. این هوای با اکسیژن غنی، پیش گرم کردن کمتری لازم دارد و اکسیژن خالص عملاً به پیش گرم کردن نیازی ندارد.

گاز دما بالای فشرده از طریق یک شیبوره لاول^۱ از محفظه احتراق عبور می کند و در سرعت جریانی مافوق صوت وارد کانال واگرای ژنراتور MHD می شود. این کانال MHD از یک آلیاژ مقاوم در برابر گرما ساخته شده و با آب خنک می شود. در سیال با قابلیت هدایت الکتریکی جاری در میدان مغناطیسی، dc تولید می شود که می تواند توسط یک تبدیل کننده به ac تبدیل شود. برای هدایت dc به یک بار خارجی، الکترودها روی دیواره های مقابل کانال قرار می گیرند. اثر معروف به «هال» سبب اتلافات انرژی حاصل از جریان هال، به دلیل اثر متقابل میدان مغناطیسی بر روی جریان تولیدی (فارادی)، می شود که ولتاژی در جهت جریان سیال تولید می کند. از ارتباطات مختلف الکترودی می توان استفاده کرد تا جریان فارادی به مصرف برسد و اتلافات انرژی حاصله از اثر هال را کمینه کرد. در روش دیگر، می توان جریان هال را فقط با اتصال کوتاه کردن هر جفت الکتروود در خارج از ژنراتور و ارتباط بار بین الکتروودها در دو انتهای ژنراتور MHD، به کار گرفت (روزا، ۱۹۸۷).

ضمن عبور گاز عامل در طول کانال MHD و تبدیل گرما به الکتریسته، دمای گاز پایین می آید؛ ولی حد پایینی دمای عمل سیستم MHD در حدود 2200 K تا 2170 K است (روزا، ۱۹۸۷). در دماهای پایین، مقدار یونیزاسیون برای دارا بودن قابلیت هدایت الکتریکی مناسب، ناکافی است.

راندمان حرارتی ژنراتور MHD معمولاً در حدود ۳۰٪ است. گاز عامل، کانال MHD را در دمای حدود 1900°C ترک می کند. گرمای آن در ادامه به مصرف پیش گرم کردن هوای احتراقی در یک HTAH می رسد و تهیه بخار در یک ژنراتور بخار با بازیافت گرما (HRSG) صورت می گیرد تا قدرت اضافی در واحد توربین بخار تولید کند؛ بنابراین سیستم MHD به یک واحد قدرت با چرخه مرکب تبدیل می شود. راندمان کلی تا ۶۰٪ را می توان در نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای MHD پیشرفته کسب کرد (روزا، ۱۹۸۷). در سیستمهای MHD با سوخت زغال سنگ، خاکستر پراکنده از گاز دودکش ترک کننده HRSG گرفته می شود و مواد بذری از این خاکستر بازیافت می گردد.

امکان علمی تولید MHD در چند سیستم تبدیل MHD تجربی به نمایش گذاشته شده است.

تعدادی مسائل فنی اثر گذارنده بر راندها حاصل شد و مسأله عمر این وسیله برای به دست آوردن شرایط مقرون به صرفه اقتصادی سیستمهای MHD با چرخه ساده و مرکب هنوز باید حل شود. یکی از مسائل اصلی عمر کوتاه این دستگاه به دلیل خوردگی و فرسایش است. فضای با خاصیت خوردندگی بالای گازهای احتراقی در دماهای بالا همراه با باقی مانده خاکستر (یا تغال) از سوزاندن زغال سنگ، استفاده از مواد مقاوم در برابر خوردگی برای محافظه احتراقی، کانال MHD، الکترودها، و پیش گرم کننده هوا را ایجاب می کند. در نیروگاههای MHD با آتش زایی زغال سنگ، جدایی مواد بذری از خاکستر پراکنده و تبدیل آن به شکل کربنات، مسأله دیگری است. یک راه علاج ممکن برای این مسائل، استفاده از یک گاز سوختی بدون خاکستر و بدون گوگرد به دست آمده از زغال سنگ به جای خود زغال سنگ در محافظه احتراقی است. با سوزاندن گاز سوخت در هوای پیش گرم شده دماهای کارکردی کافی فراهم خواهد آورد.

موضوع پیشرفته دیگر، استفاده از گاز هیدروژن حاصله از زغال سنگ است. با سوزاندن گاز هیدروژن در اکسیژن فشار بالا، تولید بخار با دمای بالا می کند. با وجود بذری بودن، این بخار می تواند به عنوان یک سیال عامل در ژنراتور MHD و پس از برطرف شدن ماده بذری، به عنوان سیال عامل در توربین بخار استفاده شود.

نشر NO_x و SO_x

بذر اصلی کربنات پتاسیم در کانال MHD تبدیل به سولفات پتاسیم K_2SO_4 می شود و باید از خاکستر بازیافت شود و مجدداً به کربنات پتاسیم تبدیل گردد و به عنوان بذر مورد استفاده بیشتر قرار گیرد؛ مگر این که گوگرد از زغال سنگ گرفته شده باشد. گرفتن سولفات پتاسیم، گوگردزدایی گاز دودکش را غیر لازم می کند. وقتی احتراق سوخت فقط با اکسیژن انجام می گیرد، هیچ گونه NO حرارتی تشکیل نمی شود؛ ولی در دماهای کارکردی بالا مقدار زیادی NO حرارتی از نیتروژن هوا در محافظه احتراق تشکیل می شود، مگر این که روشهای کنترل نشر NO_x ، از قبیل احتراق مرحله ای به کار گرفته شود. با این روش هوای احتراق به دو قسمت تقسیم می شود. هوای اولیه ورودی به محافظه احتراق برای سوزاندن کامل سوخت کافی نیست و هوای ثانویه به داخل جریان گاز پایین دست ژنراتور MHD تزریق می شود تا احتراق اجزای نسوخته در گاز سوختی را کامل نماید. به دلیل دمای پایینتر احتراق و کمبود اکسیژن، تمرکز اکسید نیتروژن در گاز دودکش کاهش می یابد.

سیستمهای MHD با چرخه بسته

وجود دو نوع ژنراتور MHD با چرخه بسته ممکن است؛ نوع اول با قابلیت هدایت الکتریکی

سیال عامل حاصله از یونیزاسیون یک ماده بذری، و نوع دوم با فلز مایع است. حمل کننده - که معمولاً یک گاز خنثی شیمیایی است - در یک حلقه بسته گردش می کند و به وسیله گازهای احتراقی با استفاده از یک مبدل حرارتی گرم می شود.

واحد با چرخه بسته، براساس چرخه ژول کار می کند (فصل ۵ را ببینید). گاز متراکم می شود و توسط یک منبع خارجی در یک مبدل حرارتی گرم و در ژنراتور MHD منبسط می گردد، ضمن این که فشار و دمای آن افت می کند. پس از ترك ژنراتور گرمای گاز توسط یک خنک کننده گرفته می شود و گاز دوباره متراکم و برای گرم شدن مجدد برگشت داده می گردد.

در یک تبدیل کننده یونیزه کننده MHD نامتعادل، گاز تک اتمی حمل کننده، از قبیل آرگون یا هلیوم، توسط گازهای احتراقی در یک مبدل حرارتی متراکم و گرم می شود و بذری (فلز سزیم) به داخل گاز داغ تزریق می گردد. یونیزه شدن نامتعادل در یک گاز حمل کننده با بذری سزیم در دمای نسبتاً پایینی اتفاق می افتد. بدین ترتیب قابلیت هدایت الکتریکی لازم برای ژنراتور MHD می تواند در دمای پایتتر از 2000°C به دست آید. این سیال عامل یونیزه شده در سرعت بالا به داخل ژنراتور تزریق می شود. سیال داغ پس از ترك ژنراتور MHD وارد یک HRSG - که بخار برای ژنراتور توربین تهیه می کند - می گردد. ضمن خنک شدن سیال عامل، بذری، برای استفاده مجدد تقطیر و جدا و گاز مجدداً متراکم و در مبدل حرارتی بازگرم می شود. گازهای دودکش برای پیش گرم کردن هوای احتراقی ورودی استفاده، و سپس برای برطرف کردن آلودگیها قبل از تخلیه از طریق خروجی به آتمسفر تمیز می گردد. ژنراتور MHD با چرخه بسته به دلیل دماهای عمل پایتتر اجازه انتخاب وسیعتری از مواد را می دهد؛ ولی از یک سیستم با چرخه باز راندمان حرارتی پایتتری را دارد.

گرم کننده هوا با دمای بالا

ترکیب اخذ انرژی و انبساط جریان، باعث افت دمای گاز می شود. اگر دمای گاز خیلی پایین بیاید (در حدود 2050°C)، اخذ انرژی متوقف می گردد. گازهای خروجی از ژنراتور دارای انرژی حرارتی قابل توجهی است. این انرژی را می توان در ادامه، در یک واحد پایینی، برای تهیه بخار استفاده کرد تا یک توربین بخار را رانده و قدرت بیشتری تولید کند؛ همچنین هوای احتراقی را تا دمای $1650-1375^{\circ}\text{C}$ در یک مبدل حرارتی باز یافتی سرامیکی، پیش گرم کند. دمای بالای لازم احتراقی نیز به دست می آید، اگر هوای احتراقی؛ اکسیژن غنی تا یک دمای پایتتر در یک مبدل حرارتی لوله ای فلزی پیش گرم شود.

یک HTAH، به عنوان پیش نیازی برای نیروگاههای MHD با بالاترین راندمان تشخیص داده شده است تا دمای عمل بالایی را به دست آورد (تامپسون و دیگران، ۱۹۹۳). مواد مرکب سرامیکی

استفاده از گرم کننده های هوای بهبود بخشنده، برای گرم کردن هوا تا دماهای کاملاً بالاتر از آن با بهبود بخشنده های لوله فلزی را مقدور می سازد. کاربرد مستقیم توربینهای گاز با چرخه باز با آتش زایی زغال سنگ، در نیروگاههای با چرخه مرکب به دلیل مشکلاتی در تمیز کردن گاز لازم برای عمل قابل اعتماد توربین عملی نمی شود. استفاده از HTAH، احتیاج تمیز کردن گاز داغ را حذف می کند؛ بنابراین نیروگاههای توربین هوا با چرخه بسته را بیشتر ممکن می سازد.

یک چرخه مرکب شامل: یک واحد بالایی ژنراتور MHD و یک واحد پایینی توربین بخار را در نظر بگیرید. اولین پیش نیاز برای رسیدن به راندمان کلی بالا برای یک نیروگاه با چرخه مرکب، افزایش راندمان واحد بالایی است. تولید قدرت مؤثر در یک ژنراتور MHD با چرخه باز با دمای شعله، در محفظه احتراق با آتش زایی زغال سنگ در حدود $2700-3000\text{ K}$ ممکن می شود که برای یونیزه کردن کافی سیال عامل لازم است. این دما با سوزاندن زغال سنگ در هوای غنی از اکسیژن و با پیش گرم کردن هوا تا دمای بالای حدود 1400°C ، با استفاده از گرمای اتلافی ژنراتور MHD کسب می شود.

برای به دست آوردن راندمان تبدیل بالا، نیروگاه با چرخه مرکب بخار/MHD پیشرفته به یک گرم کن هوا با آتش زایی زغال سنگ احتیاج دارد؛ تا هوا را تا حدود 1400°C گرم کند. گرچه مفاهیم قبلی MHD بر مبنای یک گرم کن هوای بازیافتی با مسائل مواد آن و مخارج کلی بالا بودند، سیستمهای MHD اخیر، شامل استفاده از احتراق مستقیم سوخت تمیز به دست آمده از زغال سنگ در هوای با اکسیژن غنی است.

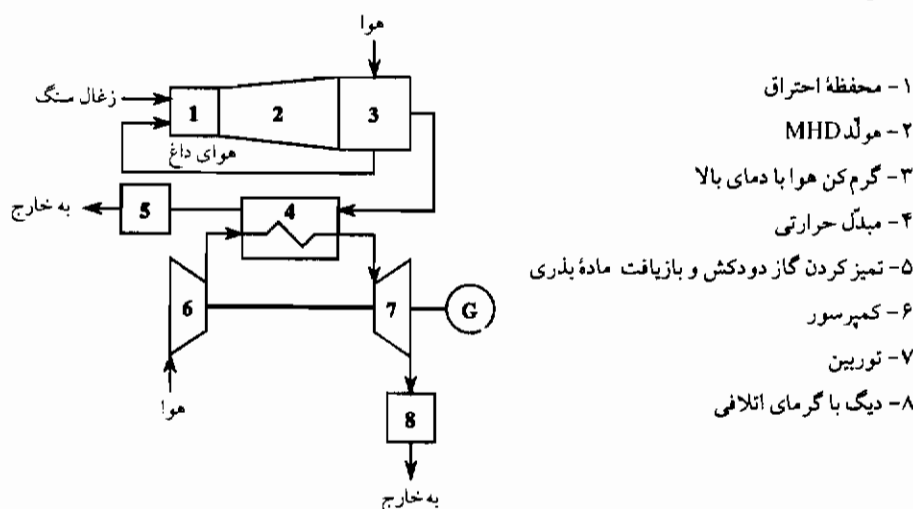
اقتصادی ترین طراحی سیستم در محدوده قدرت خروجی 1000 MWe می تواند راندمان کلی حدود ۴۵٪ را فراهم آورد (نرخ گرمای 8000 KJ/kWh).

پتانسیل راندمان تبدیل کامل نیروگاه بخار/MHD ایجاب می کند که یک HTAH مستقیماً توسط محصولات احتراقی زغال سنگ موجود در ژنراتور MHD آتش شود. مفهوم این وضعیت در شکل (۱۰-۸) نشان داده می شود.

بهبود عملکرد، که در راندمان واحد صنعتی مشخص می گردد، بستگی به دمای هوای کسب شده دارد؛ ولی برای سیستمهای تکنولوژی متوسط می تواند به ۵۰٪ (نرخ گرمای 7200 KJ/kWh) نزدیک شود و تا محدوده وسط ۵۰٪ برای سیستمهای تکنولوژی پیشرفته، از قبیل: چرخه های بخار در فشار و دماهای بالا و شدت میدان مغناطیسی بالاتر برسد.

از نقطه نظر ترمودینامیکی، واضح است که استفاده از گازهای خروجی پخش کننده MHD در حدود 2050°C و گرم کردن هوا تا حدود 1400°C ، به اندازه زیادی راندمان قانون دوم را بهبود

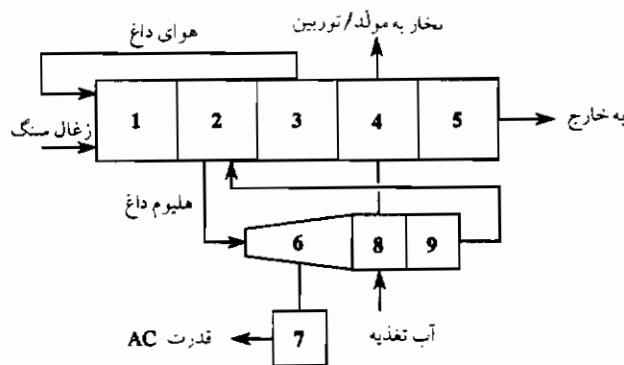
می بخشد. ژنراتور MHD نامتعادل با چرخه بسته یک سیستم تولید قدرت MHD مجذوب کننده است. این سیستم، هلیوم را به عنوان سیال عامل در ژنراتور MHD به کار می گیرد. هلیوم می تواند در دمای حدود 2000°C در حالت یونیزه نگهداری شود. یک مبدل حرارتی دما بالا برای انتقال حرارت از محصولات احتراقی زغال سنگ به هلیوم لازم است. تأسیسات، آزمایش مورد نظر اخیر در انستیتی تکنولوژی تولید یک مبدل حرارتی بازیافتی با بستر ریگی را مورد استفاده قرار می دهد (تامپسون و دیگران، ۱۹۹۳).



شکل ۸-۱۰. وضعیت چرخه مرکب توربین گاز/MHD با آتش زایی زغال سنگ پیشرفته با گرم کن هوا با دمای بالا

چرخه مرکب با آتش زایی خارجی

وضعیت مولد MHD (EFCC) با چرخه مرکب با آتش زایی خارجی نشان داده شده در شکل (۸-۱۱)، شامل یک محفظه احتراق زغال سنگ است که زغال سنگ را با هوای گرم شده در یک HTAH، که در پایین دست یک گرم کن دما بالای هلیوم و بالادست یک مولد بخار بازیافتی گرما (HRS) قرار گرفته، می سوزاند و یک واحد تمیز کننده گاز دودکش و بازیافت ماده بذری که به دنبال آن است. گاز هلیوم با یک کمپرسور فشرده شده و تا دمای بالا در گرم کن هلیوم گرم و توسط یک شیپوره به داخل مولد MHD وارد می گردد، که در آنجا به عنوان یک سیال عامل به کار گرفته می شود. جریان گاز هلیوم خروجی از کانال MHD سپس با عبور از پیش گرم کننده HRS خنک می شود.



- ۱- محفظه احتراق زغال سنگ
- ۲- گرم کن دما بالای هلیوم
- ۳- گرم کن دما متوسط هوا
- ۴- مولد بخار
- ۵- تمیز کردن گاز دودکش و بازیافت ماده بذری
- ۶- مولد MHD
- ۷- تبدیل کننده
- ۸- صرفه جو
- ۹- کمپرسور

شکل ۸-۱۱. وضعیت مولد MHD با چرخه مرکب با آتش زایی خارجی

مفهوم طراحی یک واحد پیشرفته بخار / MHD با آتش زایی مستقیم زغال سنگ پودر شده، با قدرت خروجی خالص ۹۶۰ MWe و راندمان خالص ۵۸/۵٪ توسعه داده شده است. این واحد صنعتی شامل یک گرم کن نسوز بازیافتی با آتش زایی مستقیم برای گرم کردن هوا تا 1700°C است (تامپسون و دیگران، ۱۹۹۳)؛ بنابراین راندمان حرارتی نیروگاه MHD به مقدار زیادی توسط دما کمینه T_{\min} - که در آن به اندازه کافی گاز یونیزه شده هنوز باقی می ماند - محدود می شود.

نیروگاه‌های تولید بخار / MHD پیشرفته با سوخت زغال سنگ، می توانند راندمانهای تا ۶۰٪ با اثرات زیست محیطی کمتر از نیروگاه‌های بخار با سوخت زغال سنگ معمولی را کسب کنند. در مقایسه با تکنولوژیهای دیگر تولید قدرت با سوخت زغال مستقیم، تکنولوژی MHD پتانسیل، دارای امتیازهای زیر است:

- راندمان بالاتر
- مصرف سوخت پایتتر
- مخارج تولیدی پایتتر
- دخالت زیست محیطی کمتر

استفاده از مولدهای MHD به اندازه قابل توجهی نشر هیدرواکسید کربن، پس دادن گرما، و تولید مواد زائد جامد را کاهش خواهند داد.

مؤخره

دو تکنولوژی سلول سوختی و MHD تشریح شده در این فصل، پتانسیل کسب راندمانهایی بالاتر از ۶۰٪ در نیروگاههای با چرخه ترکیبی را دارند. سلولهای سوختی فایده اضافی پایین بودن اثرات زیست محیطی را نیز دارا هستند. سلولهای سوختی با دمای بالا - MCFC و SOFC - بهبود قابل توجهی در پایداری مواد و کاهش ضروری در مخارج، برای مناسب سازی اقتصادی نیروگاههای با چرخه مرکب مؤثر، بر مبنای سلولهای سوختی را طلب می کند. تکنولوژی هنرمندانه MHD در این فصل همراه با مفاهیم جدید آن تشریح می شود.

اشکالات اصلی در توسعه نیروگاههای با چرخه مرکب بر مبنای MHD، دارای پتانسیل راندمان بالاتر از ۶۰٪، توسط دماهای بالاتر از ۲۷۰۰ K لازم در کانال MHD به وجود می آیند. برای تشخیص پروژه های نیروگاه با چرخه مرکب بر مبنای MHD، مواد پیچیده و مسائل طراحی آن باید حل شوند. پیشرفت قابل ملاحظه ای در اوّلین دهه قرن بیست و یکم پیش بینی می گردد.

مسائل

۸-۱ ولتاژ بیشینه سلول، کار بیشینه، و راندمان تبدیل تئوری (بیشینه) برای یک سلول سوختی هیدروژن - اکسیژن در شرایط استاندارد مرجع ۱ اتمسفر و ۲۵°C را تعیین کنید. دو مورد یعنی: وقتی که آب حاصل به فرم مایع و فاز گاز هستند را در نظر بگیرید.

۸-۲ یک بسته سلول سوختی کربنات مذاب (MCFC) در دمای ۶۵۰°C عمل می کند و ۲۵ kg در ساعت هیدروژن مصرف می کند. مقادیر بیشینه ولتاژ، راندمان، و قدرت خروجی این سلول - وقتی که محصول بخار آب است - را محاسبه کنید.

۸-۳ ولتاژ خروجی و راندمان تبدیل یک سلول سوختی (SOFC) اکسید - جامد اکسیژن - هیدروژن با کارکرد در ۹۵۰°C را پیدا کنید. فرض کنید که هیدروژن در ۱/۰۸ اتمسفر و اکسیژن از هوا

- در ۱/۱۲ اتمسفر وارد می شود و فرض کنید که بخار آب محصول در ۱ اتمسفر است .
- ۴-۸ یک کانال 8 m^3 مولد MHD با الکترودهای قسمت شده دانسته جریان اتصال کوتاه $1/2 \text{ A/cm}^2$ را دارد . قابلیت مقاومت الکتریکی گاز یونیزه شده $0.48 \text{ m} \Omega$ است . دانسته جریان واقعی در کانال MHD و قدرت خروجی آن ، اگر که عامل بار k برابر با 0.55 باشد ، چقدر است ؟
- ۵-۸ برای یک مولد MHD فارادی ، شدت میدان مغناطیسی 4 T ، قابلیت مقاومت ویژه گاز یونیزه شده $0.9 \text{ m} \Omega$ و سرعت گاز یونیزه شده 970 m/s است . با فرض مساحت الکتروده برابر با $1/2 \text{ m}^2$ و فاصله الکترودهی در کانال برابر با 0.8 m : الف - جریان اتصال کوتاه بر حسب A ؛ ب - ولتاژ مدار باز بر حسب V ؛ ج - قدرت خروجی بیشینه بر حسب W ؛ د - راندمان تبدیل مربوط به قدرت خروجی بیشینه را محاسبه کنید .
- ۶-۸ راندمان کلی و نرخ گرمای یک واحد با چرخه مرکب ، شامل مولد MHD با راندمان 0.48 و واحد توربین بخار با راندمان 0.32 بدون آتش زایی تکمیلی را محاسبه کنید .

مراجع

- Anon. 1994a. SOFC sets performance record. *Power Eng.* 98(10):5.
- Anon. 1994b. Fuel cell power plant sets reliability record. *Power Eng.* 98(10):8.
- Appleby, A. J. 1987. Phosphoric acid fuel cells. In *Fuel cell trends in research and applications*, ed. A. J. Appleby. Washington, D.C.: Hemisphere.
- Bates, J. L. 1989. Solid oxide fuel cells: A materials challenge. In *Proceedings of the Sixteenth Energy Technology Conference*, pp. 205-219. Government Institutes, Inc.
- Culp, A. W. 1991. *Principles of energy conversion*. New York: McGraw-Hill.
- Drenckhahn, W., Greiner, H., and Ivers-Tiffée, E. 1994. Materials for solid-oxide high-temperature fuel cells. *Siemens Power J.* 4:36-38.
- Gillis, E. 1989. Fuel cells. *EPRI J.* (September):34-36.
- Hirschenhofer, J. H., Stauffer, D. B., and Engleman, R. R. 1994. *Fuel cells: A handbook*, rev. 3. Reading, Mass.: Gilbert/Commonwealth Inc.
- Homma, T., Mori, S., and Nakaoka, A. 1994. Current status of fuel cells in Japan. Presented at the Fuel Cell Seminar, San Diego, Calif., November 1994.
- Ketelaar, J. A. 1987. Molten carbonate fuel cells. In *Fuel cell trends in research and applications*, ed. A. J. Appleby. Washington, D.C.: Hemisphere.
- Mayfield, M. J., Beyma, E. E., and Nelkin, G. A. 1989. Update on U.S. Department of Energy's Phosphoric Acid Fuel Cell Program. In *Proceedings of the Sixteenth Energy Technology Conference*, pp. 184-196. Government Institutes, Inc.
- Monn, M. 1995. Project brings fuel cells closer to utility user station: Show-case study. *Power.* 139(4):76-78.
- Myles, K. M., and Krumpelt, M. 1989. Status of molten carbonate fuel cell technology. In *Proceedings of the Sixteenth Energy Technology Conference*, pp. 197-204. Government Institutes, Inc.
- O'Shea, T. P., and Leo, A. J. 1994. Santa Clara Demonstration Project: The first 2-MW carbonate fuel cell power plant. Presented at the Fuel Cell Seminar, San Diego, Calif., November 1994.
- Ray, E. R. 1994. Westinghouse solid oxide fuel cell technology status update. Presented at the Fuel Cell Seminar, San Diego, Calif., November 1994.
- Rosa, R. J. 1987. *Magnetohydrodynamic energy conversion*. Washington, D.C.: Hemisphere.
- Selman, J. R. 1994. Fuel cell development and commercialization in Japan and Europe. In *American Power Conference*. South Windsor, Conn.: ONSI Corp.
- Spring, K. H., ed. 1965. *Direct generation of electricity*. London: Academic.
- Sutton, G. W., ed. 1966. *Direct energy conversion*. New York: McGraw-Hill.
- Swanekamp, R. 1995. Fuel cells inch towards mainstream power duties. *Power.* 139(6):82-90.

- Tompson, T. R., Boss, W. H., and Chapman, J. N. 1993. Application of high temperature air heaters to advanced power generation cycles. In *Proceedings, American Power Conference*, pp. 460–466.
- Whitaker, F. L., and Lueckel, W. J. 1994. The phosphoric acid PC25 fuel cell power plant—and beyond. In *American Power Conference*. South Windsor, Conn.: ONSI Corp.

تکنولوژی تولید قدرت با زغال سنگ تمیز

یکی از مهمترین مسائل در زمینه مهندسی قدرت، استفاده مؤثر از زغال سنگ، برای تولید قدرت با کاهش اثرات مخرب زیست محیطی است. این کار شامل احتراق با هدف کاستن اجزای خنثی و مضر، مثل گوگرد و خاکستر می باشد. تکنولوژیهای جدید که زغال سنگ و مواد زائد جامد را به سوختهای مایع و گازی تبدیل می کنند، در حال توسعه یا بهبود هستند.

تکنولوژی بستر افشانه ای برای احتراق و گازی سازی از زغال سنگ به کار گرفته می شود. تکنولوژی مورد استفاده اخیر، تکنولوژی احتراق با بستر افشانه ای گردشی (CFBC) است که در نیروگاههای با قدرت خروجی تا ۱۷۵ MW به کار گرفته شده است. گام بعدی در توسعه دیگهای CFBC، نیروگاههای ۳۰۰ MW است. موارد در نظرگیری هیدرودینامیک و انتقال حرارت ارائه شده در این فصل مبنایی برای طراحی دیگهای احتراقی با بستر افشانه ای خلق می کنند؛ بنابراین این موضوع با جزئیات بیشتری آورده می شود.

این فصل به عنوان تکمله ای است بر فصلهای دوم و ششم، که شامل بحث تکنولوژی گازی سازی زغال سنگ در کاربرد مجتمع نیروگاههای با چرخه مرکب با واحد گازسازی (IGCC) است. تکنولوژی IGCC یک واحد گازسازی زغال سنگ و نیروگاه با چرخه مرکب توربین بخار و توربین گاز را در یک واحد ترکیب می کند. بدین ترتیب راندمان تبدیل انرژی کلی بهبود داده می شود و از اثرات زیست محیطی می کاهد. بحرانی ترین مسأله از نظر تکنولوژی توسعه قابل اعتماد تمیز کردن گاز داغ (HGCU) است. این مسأله و مسائل دیگر تکنولوژی IGCC در این فصل مورد بررسی قرار می گیرد. امتیاز اصلی تکنولوژی بستر افشانه ای، قابلیت ذاتی کنترل پخش اکسید گوگرد و نیتروژن توسط

افزایش ماده جاذب و پایین نگه داشتن دمای احتراقی سوخت است. تأکید بر روی تکنولوژی احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار می شود که دارای امتیازاتی در مقایسه با تکنولوژی بستر افشانه ای آتمسفری (AFBT) است به این دلیل که می تواند مستقیماً برای نیروگاههای با چرخه مرکب به کار رود.

سودمند کردن، مایع کردن و گازی سازی زغال سنگ

تکنولوژی زغال سنگ تمیز شامل موارد زیر است (لونگول و دیگران، ۱۹۹۵؛ مآر، ۱۹۹۳؛ لوزا و دیگران، ۱۹۹۶):

- فرآیندهای بهسازی زغال سنگ (سودمندسازی)
- گازی سازی زغال سنگ برای تولید گاز دودکش تمیز
- مایع سازی زغال سنگ برای تولید سوختهای مایع (بنزین و گازوئیل سبک)
- سیستمهای FBC آتمسفری و تحت فشار
- مجتمع نیروگاههای با چرخه مرکب جامع با واحد گازسازی (IGCC)
- مجتمع نیروگاههای سلول سوختی با واحدهای گازسازی (IGFC)

چرخه های دیگر قدرت بر مبنای زغال سنگ پیشرفته عبارتند از (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵؛ آناند و دیگران، ۱۹۹۶): ۱- چرخه مرکب توربین گاز با احتراق خارجی (EFCC)؛ ۲- چرخه موتور دیزل زغال سنگ سوز؛ و ۳- سیستم پیوندی شامل گازی سازی جزئی (متوسط)، احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار (PFBC) و نیروگاه با چرخه مرکب.

فرآیندهای بهسازی زغال سنگ: سودمند کردن

سودمندسازی زغال سنگ، عمل کاهش محتویات مواد معدنی (خاکستر) و گوگرد در زغال سنگ به دست آمده از معدن است. زغال سنگ معمولاً دارای ۱۵-۳٪ مواد معدنی خارجی می باشد (خاکستر). گوگرد در زغال سنگ به شکلهای آلی و غیرآلی (پیریتها) وجود دارد. سودمندسازی زغال سنگ باعث کاهش بسیار زیادی در مقدار مواد زائد جامد باقی مانده در زغال سنگ، پس از سوزاندن آن، مخصوصاً باعث کاهش ۵۰-۳۰٪ در مقدار پیریت گوگرد موجود می شود.

روشهای فیزیکی بر مبنای تفاوت در دانسیته یا خواص سطحی زغال سنگ (دانسیته ۱/۲-۱/۴) و مواد خنثی (دانسیته ۵/۰-۱/۸) برای سودمندی زغال سنگ در روشهای قالب، محیط فشرده، میز متمرکز، و شنآوری کف مورد استفاده قرار می گیرد (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵). زغال سنگ در روش قالب به داخل یک شبکه سوراخ شده غرقه در آب در معرض حرکت ضربه ای آب قرار می گیرد؛

در نتیجه زغال سنگ به بالای شبکه صعود می کند و توسط جریان آب به خارج محل هدایت می شود ضمن این که مواد معدنی از پایین شبکه گرفته می شود. روش شناوری کف برای تمیز کردن زغال سنگ ریز معلق در آب مورد استفاده قرار می گیرد. هوا از داخل آب عبور داده می شود و حبابهای هوا به ذرات ریز زغال سنگ می چسبد و آنها را به سطح آب حمل می کند. زغال سنگ تمیز کف جمع آوری و مواد معدنی از پایین تخلیه می شود. در روش میز متمرکز، سطح یک میز شیاردار با شیب کم در جهت عمود بر جریان آب ارتعاش می کند. ذرات ریز زغال سنگ معلق در آب به انتهای بالایی میز تغذیه می شود. ذرات خنثی در کناره میز به دام می افتد و خارج می شود؛ در حالی که زغال سنگ در انتهای میز شسته می شود. در روشهای خشک شویی از هوا به جای آب استفاده می کنند. به دلیل غیر مغناطیسی بودن زغال سنگ و مغناطیسی بودن سولفیدهای آهن (پیریتها)، با استفاده از یک میدان مغناطیسی با گرادیان بالا می توان سولفیدهای آهن را در یک جداکننده مغناطیسی از شیر آب و زغال سنگ جدا کرد.

گوگردزایی قبل از احتراق زغال سنگ

فرآیندهای فیزیکی، شیمیایی یا بیولوژیکی به خصوص را می توان برای برطرف کردن مقداری گوگرد از زغال سنگ به کار گرفت. همان طور که قبلاً گفته شد، روشهای تمیزکننده فیزیکی می تواند ۵۰-۳۰٪ پیریت گوگرد - که فقط ۳۰-۱۰٪ گوگرد کلی در زغال سنگ است - را خارج سازد. از طریق به عمل آوردن شیمیایی و بیولوژیکی، می توان مقداری از گوگرد آلی را از زغال سنگ خارج کرد. بدین ترتیب مقدار گوگرد کلی خارج شده به ۹۰٪ می رسد (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵).

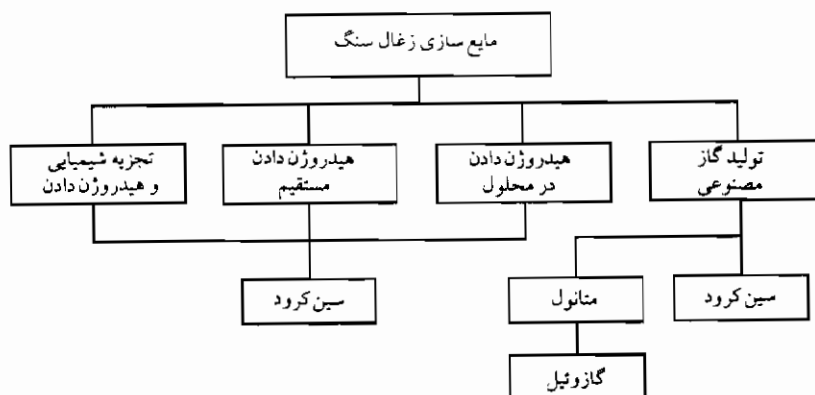
رهیافت دیگر، تبدیل زغال سنگ با گوگرد بالا به سوخت گازی با گوگرد پایین است. مناسبترین روش شیمیایی، تمیز کردن زغال سنگ شستشوی گوگرد آلی و مواد معدنی با مواد سوزآور بر مبنای سدیم یا پتاسیم می باشد. در روش بیولوژیکی این زغال سنگ در معرض باکتری یا قارچی، که خاصیت ربایش گوگرد را دارد، قرار می گیرد؛ همچنین می توان آنزیمهای هضم کننده گوگرد اضافه نمود (مینچنر و دیگران، ۱۹۹۱). ولی مؤثرترین روش به عمل آوردن قبل از احتراق زغال سنگ عبارت از گازی سازی آن است. گوگرد در زغال سنگ به H_2S ، که نسبتاً به سادگی از گاز مولد خارج می شود، تبدیل می گردد؛ ولی امکان دیگر، تبدیل زغال سنگ به مایعهای قابل احتراق است.

مایع سازی زغال سنگ

تبدیل زغال سنگ به مخلوط هیدروکربنهای مایع توسط اضافه نمودن هیدروژن، مایع سازی زغال سنگ نامیده می شود. این محصول می تواند معادل یک نفت خام مصنوعی باشد، که با داشتن

مقدار زیادی هیدروکربنهای حلقوی مثل: بنزین با نفت خام، سوختی متفاوت است. مقدار کلورین زغال سنگ معمولاً از ۰/۲٪ بالاتر نیست. برای جلوگیری از خوردگی متوسط کلوریدها، مقدار آن در زغال سنگ محدود به مقدار بیشینه ۰/۱٪ می شود. به همین دلیل زغال سنگهای با گوگرد پایین مطلوبند. کسب سوخت مایع تقریباً $0.53/44 = 0.12$ در 1000 kg است.

چهار فرآیند اساسی غیرمستقیم (فرآیند فیشر - تروپش): تجزیه شیمیایی سریع در اثر حرارت، هیدروژناسیون، و استخراج حلال برای مایع سازی زغال سنگ وجود دارد (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵). در شکل (۹-۱) طبقه بندی فرآیندهای مایع سازی زغال سنگ نشان داده می شود.



شکل ۹-۱. فرآیندهای مایع سازی زغال سنگ

مایع سازی زغال سنگ توسط فرآیند فیشر - تروپش^۱

این فرآیند شامل دو مرحله زیر است: ۱- گازی سازی کامل زغال سنگ برای تولید یک گاز مصنوعی (سین گاز)؛ ۲- تبدیل کاتالیزوری سین گاز به متانول با فرآیند فیشر - تروپش. این سین گاز مخلوطی از منواکسید کربن (CO) و هیدروژن (H_2) است. تبدیل سین گاز به متانول در فشار بالای ۱۰۰ بار و برطبق واکنش زیر اتفاق می افتد (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵):



متانول را می توان در ادامه به گازوئیل تبدیل نمود.

تجزیه شیمیایی سریع زغال سنگ در اثر دما

محصول اصلی تجزیه شیمیایی سریع زغال سنگ در اثر دما، نفت سبک با محتوای زیاد هیدروکربنهای حلقوی با چار و گاز زغال سنگ، به عنوان محصولات جانبی، است. هرچه این تجزیه شیمیایی سریعتر انجام پذیرد، مقدار بیشتری هیدروکربنهای مایع به دست می آید. چار را می توان به عنوان سوخت دیگ به کار برد. این فرآیند قابل بهبود بخشیدن توسط ترکیب تجزیه شیمیایی با هیدروژن دادن توسط یک گاز با مقدار هیدروژن غنی است. این دو فرآیند را می توان همزمان و یا در مراحل جداگانه انجام داد.

هیدروژن دادن مستقیم زغال سنگ

شیرابه ای از زغال سنگ پودر شده محتوی روغن را گرم کرده و به داخل رآکتور کاتالیزوری تزریق می شود. در آن جا با گاز هیدروژن دما بالا، در حدود ۲۰۰ بار و 450°C ، بمباران می شود تا هیدروکربنهای مایع و بعضی محصولات جانبی گازی تولید گردد. این محصولات گازی عاری از H_2S و NH_3 است و برای فروش آماده می باشد. فشارهای گاز هیدروژن بالاتر و زمان واکنش طولانی تر، روغنهای سبکتری را به دست می دهد. در فشارهای پایتتر و زمانهای کوتاهتر اجزای سنگیتر در محصول مایع غالب می شود. یک خمیر زغال سنگ - روغن در یک فرآیند مشابه استفاده می شود.

استخراج حلال

زغال سنگ در حلال مایع با هیدروژن غنی به صورت شیرابه درآورده می شود و با مقدار کمی هیدروژن تا حدود 430°C در ۷۰ بار گرم می گردد. این حلال توسط هیدروژن دادن یکی از محصولات مایع این فرآیند ساخته می شود. در فرآیند دیگر، قسمتی از زغال سنگ در یک محصول روغنی و در حضور گاز غنی از هیدروژن در دما و فشار بالا حل می گردد.

گازی سازی زغال سنگ

سیستمهای پیشرفته احتراق زغال سنگ - که مقدار گوگرد را قبل از سوزاندن کامل سوخت کاهش می دهند - شامل: سیستمهای با چرخه مرگب جامع با گازی سای (IGCC)، سیستمهای پیوندی با گازی سازی ملایم زغال سنگ، و مایع کردن زغال سنگ است. مبنای گازی سازی زغال سنگ در فصل ۲ بحث می شود.

سیستمهای IGCC شامل چهار قدم اصلی زیر است (مک آستر، ۱۹۹۱؛ ریچاردز، ۱۹۹۴؛ رابرتسون و هورازاک^۱، ۱۹۹۳؛ شلیبرگ^۲ و کوسکه^۳، ۱۹۹۲؛ اسمیت، ۱۹۹۲؛ استامبلر^۴، ۱۹۹۳؛ وروین^۵، ۱۹۹۴؛ تالت و مک دانلد، ۱۹۹۴):

- ۱- گازی سازی زغال سنگ با بخار و اکسیژن (یا هوا)
- ۲- تمیز کردن گاز، برای برطرف کردن گوگرد و فلز قلیایی
- ۳- احتراق گازهای تمیز و استفاده از گازهای خروجی داغ آن، به منظور راندن یک توربین گاز برای تولید الکتریسیته
- ۴- بازیافت باقی مانده گرما، توسط تولید بخار که جهت تولید قدرت برای گرداندن یک مولد معمولی استفاده می شود.

ضمن گازی سازی، بیشتر گوگرد تبدیل به H_2S به جای SO_2 می شود. روشهای مختلفی برای جداسازی مؤثر H_2S وجود دارند. در بعضی سیستمهای با چرخه مرکب گازی سازی، گازهای داغ از روی یک بستر فریت روی، که H_2S را جذب می کند، عبور داده می شود. گوگرد با درجه تجارتي در زمان تولید مجدد بستر فریت حاصل می گردد. در کاربردهای دیگر، تزریق سنگ آهک جاذب برای جمع آوری H_2S استفاده می شود.

ولی امتیاز اصلی سیستم IGCC آن است که کاهش آلودگی قبل از افزودن هوا و احتراق انجام می گیرد؛ بنابراین حجم گاز خیلی کمتر، و آلودگیها دارای تمرکز زیاد قابل توجهی است که بدین ترتیب ساده تر خارج می شوند.

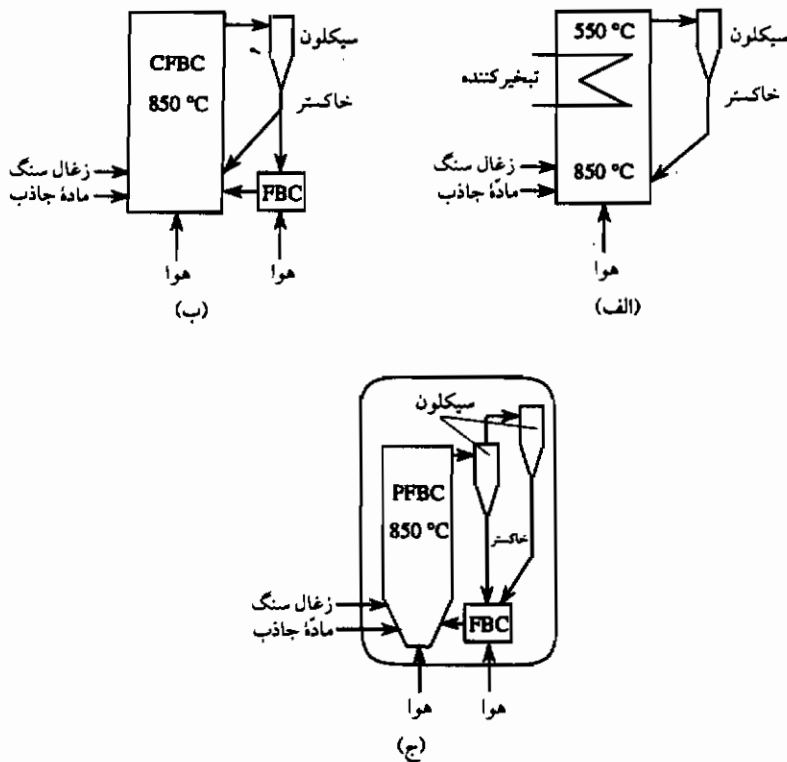
در سیستمهای پیوندی یک فرآیند گازی سازی ملایم، چار و گاز سوختی به عمل می آید. این چار در کوره یک دیگ و گاز تمیز در یک محفظه احتراق توربین گاز بالایی سوزانده می شود. در مورد جزئیات سیستمهای IGCC و پیوندی در زیر بحث می شوند.

تکنولوژی احتراق بستر افشانه ای

تکنولوژیهای بستر افشانه ای برای احتراق زغال سنگ در نیروگاهها را، می توان به صورت زیر دسته بندی کرد (آنتونی، ۱۹۹۵؛ مینچنر و دیگران، ۱۹۹۱؛ مینچنر، ۱۹۹۲؛ رابرتسون و هورازاک، ۱۹۹۳؛ شلیبرگ و کوسکه، ۱۹۹۲؛ استامبلر، ۱۹۹۳):

- احتراق بستر افشانه ای حبایی آتمسفری (AFBC)
- احتراق بستر افشانه ای گردش آتمسفری (CFBC)
- احتراق بستر افشانه ای حبایی تحت فشار (PFBC)
- احتراق بستر افشانه ای گردش تحت فشار (PCFB)

مفاهیم اصلی محفظه های احتراق بستر افشانه ای حبای آتمسفری، گردش آتمسفری، و تحت فشار، در شکل (۹-۲) نشان داده می شود.



شکل ۹-۲. مفاهیم اصلی: الف - حبایی آتمسفری؛ ب - گردش آتمسفری (CFBC)؛
ج - محفظه های احتراق بستر افشانه ای تحت فشار (PFBC)

یک AFBC، از دیگر سیستمهای با بستر افشانه ای به خاطر منطقه عمل پایدار مواد افشانه ای بایک سطح بالایی مشخص متفاوت است. به دلیل تشکیل حبابهای گاز در AFBC، این نوع بستر افشانه ای، به بستر افشانه ای حبایی معروف است. زغال سنگ خرد شده و سنگ آهک به داخل بستر افشانه ای تزریق می شود و ذرات خاکستر درشت در پایین بستر افشانه ای از آن جدا می گردد؛ در حالی که

ذرات ریز جامد به خارج از بستر افشانه ای حمل شده و در یک سایکلون جداسازی می شود. برطرف کردن گرما از این AFBC توسط سطوح انتقال حرارت غرق شده انجام می پذیرد. با افزایش سرعت گاز بالارونده در بستر افشانه ای با یک توزیع اندازه ذرات معین یک حد بالایی به خصوص از سرعت به دست می آید که پس از آن مواد تمایل به حمل شدن به خارج از محفظه احتراقی با گازهای خروجی دارند. نرخهای بالای خاک شویی مواد بستر به اتلاف کرین نسوخته و سنگ آهک مصرف نشده در سیستمهای AFBC، منتهی می شود. این کار راندمان احتراق را پایین می آورد.

در قسمت بعدی مبنای هیدرودینامیکی، انتقال حرارت در بسترهای افشانه ای حبابی و گردشی در فشارهای آتمسفری و بالاتر مورد بررسی قرار می گیرند.

هیدرودینامیک و انتقال حرارت سیستمهای بستر افشانه ای

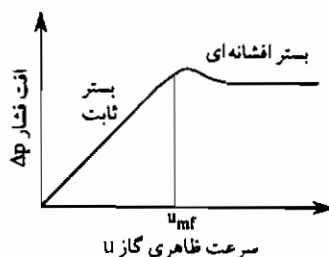
در شکل (۹-۳) افت فشار برحسب تابعی از سرعت ظاهری گاز در یک بستر ثابت و افشانه ای، نشان داده می شود. پارامترهای هیدرودینامیکی اصلی یک بستر افشانه ای عبارت است از: تخلخل بستر، افت فشار در بستر افشانه ای، سرعت کمینه گاز افشانه کننده، و سرعت گاز پایانه (حمل به خارج) است. تخلخل بستر به عنوان کسر حفره های خالی بستر به صورت زیر تعریف می شود:

$$\varepsilon = 1 - V_p/V \quad (9-2)$$

که در آن V_p حجم اشغال شده توسط ذرات جامد و V حجم کلی بستر افشانه ای است. افت فشار در بستر افشانه ای به صورت زیر داده می شود:

$$\Delta p = g H \rho_p (1 - \varepsilon) \quad \text{Pa} \quad (9-3)$$

که در آن g شتاب ثقل، H ارتفاع بستر در تخلخل بستر ε ، و ρ_p دانسیته ذره جامد است. از دانسیته گاز صرف نظر می شود.



شکل ۹-۳. افت فشار در یک بستر ثابت و بستر افشانه ای برحسب تابعی از سرعت ظاهری گاز

سرعت کمینه افشانه ای کردن، سرعت ظاهری گاز در آغاز افشانه است که به طریق زیر می تواند یافت شود :

$$u_{mf} = Re_{mf} \eta / \rho d \quad \text{m/s} \quad (9-4)$$

که در آن Re_{mf} عدد رینولدز در سرعت کمینه افشانه ای کردن، η لزجت دینامیکی گاز افشانه ای در دمای بستر افشانه ای برحسب Pa s، ρ دانسیته گاز افشانه ای در دمای بستر افشانه ای برحسب kg/m^3 ، و d قطر متوسط ذره برحسب m است.

عدد رینولدز را می توان با معادله تجربی به شکل زیر محاسبه کرد (گوگولک^۱ و گریس، ۱۹۹۵؛ وروین، ۱۹۹۴) :

$$Re_{mf} = (a^2 + b Ar)^{0.5} - a \quad (9-5)$$

که در آن $a = 33.7$ و $b = 0.0408$ برای $p = 1$ ، و $a = 28.7$ و $b = 0.0408$ برای $p > 1$ بار است. عدد ارشمیدس (Ar) به صورت زیر داده می شود :

$$Ar = g d^3 (\rho_p - \rho) \rho / \eta^2 \quad (9-6)$$

سرعت انتقال (پایانه) گاز برای $Re < 500$ و $0.4 < Re$ به صورت زیر داده می شود (گوگولک و گریس، ۱۹۹۵؛ وروین، ۱۹۹۴) :

$$u_i = Re_i \eta / \rho d \quad (9-7)$$

با

$$Re_i = (Ar/7.5)^{0.666} \quad (9-8)$$

مثالهای زیر رهیافتهای محاسبه Δp ، u_{mf} و u_i در ۱ و ۱۶ بار را نشان می دهند.

مثال ۹-۱

افت فشار در یک CFBC آتمسفری در یک تخلخل بستری متوسط $\varepsilon = 0.9$ برای ارتفاع بستر H برابر ۱۰ m را محاسبه کنید. دانسیته ذره $\rho_p = 2400 \text{ kg/m}^3$ است.

حل

افت فشار در بستر افشانه ای به صورت زیر داده می شود :

$$\Delta p = g H \rho_p (1 - \varepsilon) = 9.81 \times 10 \times 2400 \times (1 - 0.9) = 0.2355 \text{ بار}$$

مثال ۹-۲

سرعت کمینه افشانه ای کردن و سرعت انتقال (پایانه) گاز برای ذرات زغال سنگ با قطر 0.3 mm و دانسیته 2400 kg/m^3 که در یک دیگ CFBC و PCFBC افشانه می شوند و هر دو در دمای 850°C و فشار به ترتیب ۱ و ۱۶ بار کار می کنند، را محاسبه کنید. خواص هوا در 850°C می شود (جدول خواص هوا را ببینید) :

۱۶	۱	فشار، بار
۴/۹۴	۰/۳۱	دانسیته ρ ، kg/m^3
۴۶/۸۸	۴۶/۸۵	لزجت دینامیکی η ، 10^{-6} Pa s

حل

۱- عدد رینولدز و سرعت کمینه افشانه ای کردن به صورت زیر داده می شوند :

$$Re_{mf} = (Ar^2 + 0.0408 Ar)^{0.5}$$

که در آن $Ar = g d^3 (\rho_p - \rho) \rho / \eta^2$ است.

$$u_{mf} = Re_{mf} \eta / \rho d$$

بنابراین در ۱ بار داریم :

$$Ar = 9.81(0.3 \times 10^{-3})^3(2400 - 0.31)0.31/(46.85 \times 10^{-6})^2 = 89.77$$

$$Re_{mf} = (33.7^2 + 0.0408 Ar)^{0.5} - 33.7 = 0.05$$

$$u_{mf} = 0.05 \times 46.85 \times 10^{-6} / (0.31 \times 0.3 \times 10^{-3}) = 0.025 \text{ m/s}$$

به طور مشابه در ۱۶ بار داریم :

$$Ar = 9.81(0.3 \times 10^{-3})^3(2400 - 4.94)4.94/(46.88 \times 10^{-6})^2 = 1425.94$$

$$Re_{mf} = (28.7^2 + 0.0408 Ar)^{0.5} - 28.7 = 1$$

$$u_{mf} = 1 \times 46.88 \times 10^{-6} / (4.94 \times 0.3 \times 10^{-3}) = 0.032 \text{ m/s}$$

۲- سرعت انتقال (پایانه) گاز برای $500 < Re < 10^4$ می شود :

$$u_t = Re_t \eta / \rho d$$

$$Re_t = (Ar/7.5)^{0.666} \text{ با}$$

$$u_t = (Ar/7.5)^{0.666} \eta / \rho d$$

بنابراین در $p = 1$ بار داریم :

$$u_t = (89.77/7.5)^{0.666} \times 46.85 \times 10^{-6} / (0.31 \times 0.3 \times 10^{-3}) = 2.63 \text{ m/s}$$

و در $p = 16$ بار داریم :

$$u_t = (1425.94/7.5)^{0.666} \times 46.88 \times 10^{-6} / (4.94 \times 0.3 \times 10^{-3}) = 1.04 \text{ m/s}$$

انتقال حرارت بین ذرات جامد و جریان گاز در بستر افشانه ای

انتقال حرارت بین ذرات جامد و جریان گاز در یک بستر افشانه ای، به دلیل گسترش مساحت سطح ذرات به شدت صورت می گیرد. عدد ناسلت برای انتقال حرارت بین گاز (سیال) و ذرات در یک بستر افشانه ای را می توان به صورت زیر به دست آورد (گوگولک و گریس، ۱۹۹۵؛ وروین، ۱۹۹۴).

$$Nu_{fp} = 2 + (Nu_{lam}^2 + Nu_{urb}^2)^{0.5} \quad (9-9)$$

بنابراین برای جریان آرام و مغشوش یک سیال افشانه ای داریم :

$$Nu_{lam} = 0.664 Pr^{2/3} Re_s^{0.5} \quad (9-10)$$

و

$$Nu_{urb} = 0.037 Re_s^{0.8} Pr / [1 + 2.443 Re_s^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)] \quad (9-11)$$

عدد رینولدز Re_s به صورت زیر داده می شود :

$$Re_s = 18[(1 + 1/9 Ar^{0.5})^{0.5} - 1]^2 \quad (9-12)$$

سپس ضریب انتقال حرارت بین گاز (سیال) و ذرات می شود :

$$h_{fp} = Nu_{fp} k/d \quad (9-13)$$

مثال ۹-۳

ضریب انتقال حرارت بین گاز (سیال) و ذرات در CFBC در دمای 850°C و فشار ۱۶ بار را محاسبه کنید؛ اگر تخلخل بستر (کسر حفره های خالی) برابر $\varepsilon = 0.8$ و عدد اشمیدس $Ar = 1425/94$ باشد (بنگرید به مثال ۹-۲).

حل

۱- از معادلات (۹-۱۲)، (۹-۱۰)، (۹-۱۱) و (۹-۹) داریم:

$$Re_s = 18[(1 + 1/9 \times 1425.94^{0.5})^{0.5} - 1]^2 = 29.46$$

$$Nu_{lam} = 0.664 \times 0.736^{2/3} \times 29.46^{0.5} = 2.938$$

$$Nu_{turb} = 0.037 \times 29.46^{0.8} \times 0.736/[1 + 2.443 \times 29.46^{-0.1} \times (0.736^{2/3} - 1)] = 0.601$$

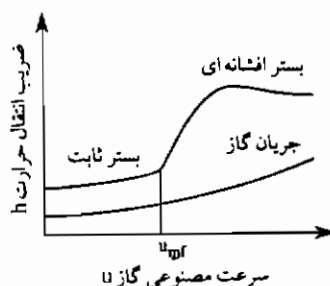
$$Nu_{fp} = 2 + (Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2)^{0.5} = 2 + (2.938^2 + 0.601^2)^{0.5} = 5$$

۲- سپس از معادله (۹-۱۳) ضریب انتقال حرارت بین گاز و ذرات در CFBC می شود:

$$h_{fp} = Nu_{fp} k/d = 5 \times 0.07414/0.0003 = 1236 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

انتقال حرارت بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت

در شکل (۹-۴) ضریب انتقال حرارت بین یک بستر ثابت، بستر افشانه ای یا جریان گاز و یک سطح انتقال حرارت بر حسب تابعی از سرعت ظاهری گاز داده می شود. برای یک سیستم گاز-جامد - یعنی یک بستر ثابت و یک بستر افشانه ای - ضریب انتقال حرارت بالاتر از مقدار آن برای جریان گاز است.



شکل ۹-۴. ضریب انتقال حرارت بین یک بستر ثابت، بستر افشانه ای، یا جریان گاز و سطح انتقال حرارت به عنوان تابعی از سرعت ظاهری گاز

در انتقال حرارت بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت، سه مکانیزم زیر درگیر است:

- انتقال حرارت توسط جابه جایی گاز (سیال)
- انتقال حرارت توسط تشعشع
- انتقال حرارت توسط جابه جایی ذرات

بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت (دیوار) به صورت زیر داده می شود:

$$h_{hw} = h_f + h_n + h_r \quad \text{W/m}^2 \text{ K} \quad (9-14)$$

که در آن h_f ضریب انتقال حرارت توسط جابه جایی گاز (سیال)، h_n ضریب انتقال حرارت توسط جابه جایی ذرات، و h_r ضریب انتقال حرارت توسط تشعشع است. اجزای معادله (۹-۱۴) در زیر داده می شود. ضریب انتقال حرارت جابه جایی گاز برای بستر افشانه ای آتمسفری می شود (گوگولک و گریس، ۱۹۹۵؛ وروین، ۱۹۹۴):

$$h_f = 0.009 \text{ Pr}^{1/3} \text{ Ar}^{1/2} k/d \quad \text{W/m}^2 \text{ K} \quad (9-15)$$

که در Pr عدد پرانتل گاز افشانه در دمای بستر افشانه ای، Ar عدد ارشمیدس، و k قابلیت هدایت حرارتی گاز افشانه در دمای بستر افشانه ای برحسب W/(m K) است.

برای پیدا کردن ضریب انتقال حرارت توسط جابه جایی ذره، تعدادی پارامترهای اضافی باید محاسبه شود (گوگولک و گریس، ۱۹۹۵؛ وروین، ۱۹۹۴). وابستگی گرمای ویژه متوسط ذرات زغال سنگ به دما می شود:

$$c_s = 690.822 + 1.423512t - 0.58615 \times 10^{-3}t^2 \quad (9-16)$$

پارامتر بدون بعد می شود:

$$Z = 1/6(\rho_n c_s/k)\{gd^3(\epsilon - \epsilon_{mf})/[5(1 - \epsilon_{mf})(1 - \epsilon)]\}^{0.5} \quad (9-17)$$

که در آن ϵ و ϵ_{mf} به ترتیب تخلخه های بستر افشانه ای در سرعت جاری گاز و در سرعت کمینه افشانه ای کردن گاز است. طول مسیر آزاد مؤثر می شود:

$$L = (2\pi TR)^{0.5} k/[p(2c_f - R)] \quad (9-18)$$

که در آن T دمای بستر افشانه ای برحسب K ، R ثابت گاز (برای هوا 287 J/(kg K))، و p فشار

برحسب Pa است. ضریب جادهی می شود:

$$\gamma = 1/[1 + \exp [0.6 - (1000/T + 1)/C_1]] \quad (9-19)$$

سپس طول مسیر آزاد تعدیل شده می شود:

$$l = 2L(2/\gamma - 1) \quad (9-20)$$

دومین پارامتر بدون بعد می شود:

$$N = 4[(1 + 2l/d) \ln (1 + d/2l) - 1]/(C_2 Z) \quad (9-21)$$

در معادله، بالا مقادیر ۲/۸ و ۲/۶ را می توان برای C_1 و C_2 فرض کرد.

در انتها، ضریب انتقال حرارت توسط جابه جایی ذره به صورت زیر داده می شود:

$$h_p = (k/d)(1 - \varepsilon)Z[1 - \exp(-N)] \quad (9-22)$$

ضریب انتقال حرارت تشعشعی به صورت تقریبی می شود:

$$h_r = 4\varepsilon_e \sigma (T_{fb}^4 - T_w^4)/(T_{fb} - T_w) \quad \text{W/(m}^2 \text{K)} \quad (9-23)$$

که در آن ε_e ضریب نشر مؤثر (عملاً می تواند ۰/۹ انتخاب شود)، $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{K}^4)$ ثابت استفان بولتزمن، T_{fb} دمای متوسط بستر افشانه ای برحسب K و T_w دمای دیوار سطح انتقال حرارت برحسب K است. قابلیت نشر مؤثر دیوار سیستم بستر افشانه ای به صورت زیر داده می شود:

$$\varepsilon_e = 1/[(1/\varepsilon_{gp}) + (1/\varepsilon_w) - 1] \quad (9-24)$$

با قابلیت نشر بستر افشانه ای به صورت:

$$\varepsilon_{fb} = 0.5(1 + \varepsilon_p) \quad (9-25)$$

قابلیت نشر مؤثر کلی سیستم گاز-ذره (بستر افشانه ای) می شود:

$$\varepsilon_{gp} = \varepsilon_{fb} + \varepsilon_p - \varepsilon_{fb}\varepsilon_p \quad (9-26)$$

مثال ۹-۲

ضریب انتقال حرارت بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت در یک دیگ CFBC تحت

شرایط زیر را محاسبه کنید:

$p = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$	فشار
$t_{\text{th}} = 850^\circ\text{C}$	دمای بستر
$t_w = 350^\circ\text{C}$	دمای سطح (دیوار) انتقال حرارت
$\varepsilon_w = 0.82$ و $\varepsilon_p = 0.9$	قابلیت نشر سطح انتقال حرارت و ذرات
$d = 0.0003 \text{ m}$	قطر ذره
$\rho_p = 2400 \text{ kg/m}^3$	دانسیته ذره
$u = 1 \text{ m/s}$	سرعت ظاهری گاز
$\varepsilon = 0.8$	تخلخل متوسط بستر (ضریب حفره های خالی)
$\varepsilon_{\text{mf}} = 0.4$	کسر حفره های بستر در کمینه افشانه ای کردن

حل

- ۱- از مثال (۹-۲)، عدد اارشمیدس در ۱ بار ۸۹/۷۷ است. عدد پرانتل هوا $Pr = 0.737$ ، گرمای ویژه سیال (هوا) $c_f = 1163 \text{ J/(kg K)}$ ، قابلیت هدایت حرارتی هوا در ۱ بار و 850°C برابر با $k = 0.07398 \text{ W/(m K)}$ ، ثابت گاز هوا $R = 287 \text{ J/(kg K)}$ و $C_f = 2.8$ می باشد.
- ۲- از معادلات (۹-۲۶) - (۹-۲۴) داریم:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\text{th}} &= 0.5(1 + \varepsilon_p) = 0.5(1 + 0.9) = 0.95 \\ \varepsilon_{\text{gp}} &= \varepsilon_{\text{th}} + \varepsilon_p - \varepsilon_{\text{th}}\varepsilon_p = 0.95 + 0.9 - 0.95 \times 0.9 = 0.995 \\ \varepsilon_e &= 1/(1/\varepsilon_{\text{th}} + 1/\varepsilon_w - 1) = 1/(1/0.995 + 1/0.82 - 1) = 0.896\end{aligned}$$

- ۳- از معادله (۹-۲۳) ضریب انتقال تشعشعی می شود:

$$h_r = 0.896 \times 5.67 \times 10^{-8} (1123^4 - 623^4) / (1123 - 623) = 146 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

- ۴- از معادله (۹-۱۵) ضریب انتقال حرارت به واسطه جابه جایی گاز (سیال) می شود:

$$\begin{aligned}h_f &= 0.009 Pr^{0.33} Ar^{0.5} k/d = 0.009 \times 0.737^{0.33} \times 89.77^{0.5} (0.07398/0.0003) \\ &= 19 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}\end{aligned}$$

- ۵- پارامترهای کمکی لازم برای یافتن ضریب انتقال حرارت به واسطه جابه جایی ذرات از معادلات (۹-۲۱) - (۹-۱۶) می شود:

(i) گرمای ویژه متوسط ذرات زغال سنگ در $t = 850^\circ\text{C}$ می شود:

$$c_s = 690.822 + 1.423512t - 0.58615 \times 10^{-3}t^2 = 1477 \text{ J/(kg K)}$$

$$\begin{aligned} \text{(ii)} \quad Z &= 1/6(\rho_p c_s/k) \{gd^3(\varepsilon - \varepsilon_{mf})/[5(1 - \varepsilon_{mf})(1 - \varepsilon)]\}^{0.5} \\ &= 1/6(2400 \times 1477/0.07398)[9.81 \times 0.0003^3(0.8 - 0.4)/[5(1 - 0.4)(1 - 0.8)]]^{0.5} \\ &= 106.12 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(iii)} \quad L &= (2\pi TR)^{0.5}k/[p(2c_f - R)] = (2\pi 1123 \times 287)^{0.5} \times 0.07398/[10^5(2 \times 1163 - 287)] \\ &= 5.16 \times 10^{-7} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{(iv)} \quad \gamma &= 1/[1 + \exp\{0.6 - (1000/T + 1)/C_1\}] \\ &= 1/[1 + \exp\{0.6 - (1000/1123 + 1)/2.8\}] = 0.52 \end{aligned}$$

$$\text{(v)} \quad l = 2L(2/\gamma - 1) = 2 \times 5.16 \times 10^{-7}(2/0.52 - 1) = 2.93 \times 10^{-6}$$

$$\begin{aligned} \text{(vi)} \quad N &= 4[(1 + 2l/d) \ln(1 + d/2l) - 1]/(C_2 Z) \\ &= 4[(1 + 2 \times 2.93 \times 10^{-6}/0.0003) \\ &\quad \times \ln(1 + 0.0003/2 \times 2.93 \times 10^{-6}) - 1]/(2.6 \times 106.12) = 0.04 \end{aligned}$$

۶- از معادله (۹-۲۲) ضریب انتقال حرارت به خاطر جابه جایی ذرات می شود :

$$\begin{aligned} h_p &= (k/d)(1 - \varepsilon)Z[1 - \exp(-N)] \\ &= (0.07398/0.0003)(1 - 0.2)106.12[1 - \exp(-0.04)] = 205 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \end{aligned}$$

۷- از معادله (۹-۱۴) ضریب انتقال حرارت کلی بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت (دیوار) می شود :

$$h_{bw} = h_f + h_p + h_r = 19 + 205 + 146 = 370 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

انتقال حرارت در PFBC کمتر از بستر افشانه ای آتمسفری مطالعه شده است؛ ولی معادلات داده شده در بالا می تواند برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در PFBC با خواص گاز مناسب در فشار و دمای بستر افشانه ای مورد استفاده قرار گیرد.

مثال ۹-۵

ضریب انتقال حرارت بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت، در یک دیگ PFBC را محاسبه کنید؛ فرض کنید فشار بستر افشانه ای $16 \times 10^5 \text{ Pa}$ و دمای آن 850°C باشد. اطلاعات دیگر مطابق مثال (۹-۴) است: دمای سطح انتقال حرارت (دیوار) $t_w = 350^\circ\text{C}$ ، قابلیت نشر مؤثر سیستم بستر افشانه ای-دیوار برابر با $\varepsilon_e = 0.896$ ، قطر ذره $d = 0.0003 \text{ m}$ ، دانسیته ذره $\rho_p = 2400 \text{ kg/m}^3$ ، سرعت ظاهری هوا $u = 1 \text{ m/s}$ ، تخلخل متوسط بستر $\varepsilon = 0.8$ ، تخلخل بستر در کمینه افشانه ای شدن $\varepsilon_{mf} = 0.4$ ، قابلیت هدایت حرارتی هوا در 16 بار و 850°C برابر با $k = 0.07414 \text{ W/(m K)}$ ، $Ar = 1425/92$ در 16 بار و 850°C می باشد (بنگرید به مثال ۹-۲).

حل

۱- ضریب انتقال حرارت تشعشعی بستگی به فشار ندارد؛ بنابراین $h_r = 146 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ است.

۲- از معادله (۹-۱۵) ضریب انتقال حرارت به خاطر جابه جایی گاز می شود:

$$h_f = 0.009 \text{ Pr}^{0.33} \text{ Ar}^{0.5} k/d = 0.009 \times 0.736^{0.33} \times 1425.94^{0.5} \times 0.07414/0.0003 \\ = 76 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

۳- از معادلات (۹-۲۱) و (۹-۱۶) پارامترهای کمکی می شود:

$$(i) c_s = 1477 \text{ J/(kg K)}$$

$$(ii) Z = 1/6(2400 \times 1477/0.07414) \\ \times [9.81 \times 0.0003^3(0.8 - 0.4)]/[5(1 - 0.4)(1 - 0.8)]^{0.5} = 105.89$$

$$(iii) L = (2\pi 1123 \times 287)0.5 \times 0.07414/[16 \times 10^5(2 \times 1163 - 287)] \\ = 3.23 \times 10^{-8}$$

$$(iv) \gamma = 0.52$$

$$(v) l = 2 \times 3.23 \times 10^{-8} (2/0.52 - 1) = 1.84 \times 10^{-7}$$

$$(vi) N = 4[(1 + 2 \times 1.84 \times 10^{-7}/0.0003) \\ \times \ln(1 + 0.0003/2 \times 1.84 \times 10^{-7}) - 1]/(2.6 \times 105.89) = 0.08$$

۴- از معادله (۹-۲۲) ضریب انتقال حرارت به واسطه جابه جایی ذرات می شود:

$$h_n = (k/d)(1 - \epsilon)Z[1 - \exp(-N)] \\ = (0.07414/0.0003)(1 - 0.8) \times 105.89[1 - \exp(-0.08)] = 402 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

۵- ضریب انتقال حرارت کلی بین بستر افشانه ای و سطح (دیوار) می شود:

$$h_{tw} = 76 + 402 + 146 = 624 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

در دیگهای بستر افشانه ای حبابی، سطوح انتقال حرارت قابل استفاده برای تولید بخار در بستر افشانه ای غرق می شوند. سرعتهای بالاتر گاز، مخصوصاً ذرات در CFBC، به شدت خوردگی سطوح انتقال حرارت غرق شده را افزایش می دهد؛ بنابراین طراحی دیواره لوله ای برای تبخیرکننده دیگهای CFBC به جای سطوح غرق شده به کار می رود.

معادله عمومی که برای مبدلهای حرارتی معتبر است، می تواند برای طراحی سطوح انتقال حرارت مولدهای بخار با بستر افشانه ای به کار برود؛ بنابراین مساحت لازم برای تبخیر یک دیگ واقع در کوره بستر افشانه ای به صورت زیر داده می شود:

$$A = Q/U\Delta t_m \quad \text{m}^2 \quad (9-27)$$

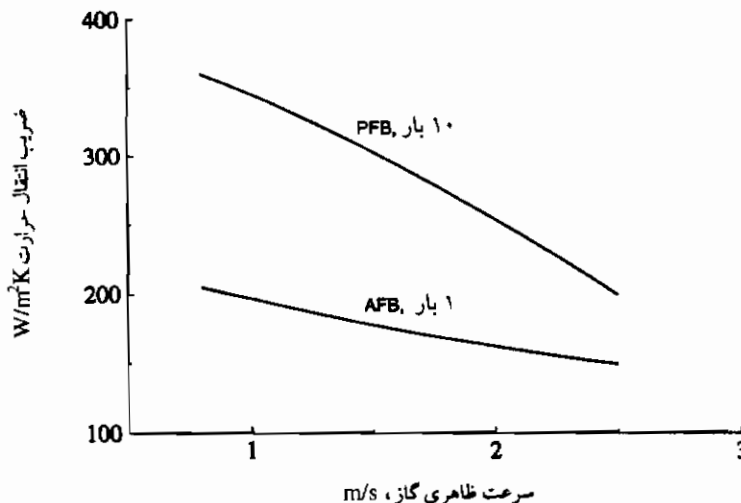
که در آن Q نرخ انتقال حرارت بر حسب W ، U ضریب کلی انتقال حرارت بین بستر افشانه‌ای و سیال انتقال حرارت بر حسب $W/(m^2 K)$ (HTF، مثلاً بخار/آب)، و Δt_m تفاوت دمای متوسط بین بستر افشانه‌ای و HTF بر حسب K است. ضریب انتقال حرارت کلی به صورت زیر داده می‌شود:

$$U = 1/[1/h_{bw} + \delta_w/k_w + 1/h_i] \quad W/(m^2 K) \quad (9-28)$$

که در آن h_{bw} ضریب انتقال حرارت از بستر افشانه‌ای به سطح خارج بر حسب $W/(m^2 K)$ ، δ_w ضخامت دیوار لوله‌ای بر حسب m ، k_w قابلیت هدایت حرارتی ماده لوله بر حسب $W/(m K)$ ، و h_i ضریب انتقال حرارت از سطح داخلی لوله به HTF بر حسب $W/(m^2 K)$ است. معمولاً از مقاومت حرارتی دیوار لوله‌ای δ_w/k_w می‌توان چشم‌پوشی کرد؛ بنابراین ضریب انتقال حرارت کلی به صورت تقریبی می‌شود:

$$U = (1/h_{bw} + 1/h_i) \quad W/(m^2 K) \quad (9-29)$$

مقایسه مقادیر محاسبه شده ضرایب انتقال حرارت بین بستر افشانه‌ای و سطح انتقال حرارت در ۱ و ۱۰ بار بر حسب تابعی از سرعت ظاهری گاز در شکل (۹-۵) داده می‌شود.



شکل ۹-۵. ضریب انتقال حرارت بین بستر افشانه‌ای آتفسری (AFB) و تحت فشار (PFB) و سطح انتقال حرارت

سیستمهای تولید قدرت CFBC

یک بستر افشانه‌ای جابجایی دارای ارتفاع متفاوتی از ماده افشانه‌ای است. این نوع می‌تواند در فشار آتمسفر و بالاتر، مثلاً ۱۶-۱۲ بار، عمل کند. زغال سنگ و سنگ آهک در بالای شبکه توزیع

گاز به داخل FBC تزریق می شود که از آن هوای احتراق وارد بستر می گردد. در یک FBC گردشی، سرعت ظاهری گاز باید به اندازه کافی بالا باشد تا ذرات جامد بتوانند توسط جریان گاز از کوره به خارج حمل شوند. مواد جامد در یک سیکلون داغ از جریان گاز جدا می گردد و به قسمت پایین کوره بازیافت می شود. مواد زائد بستر، شامل: خاکستر، سولفات کلسیم، و سنگ آهک غیر واکنشی یا تکلیس شده با نرخ مناسبی از بستر به خارج کشیده می گردد.

نسبت جرم زغال سنگ در بستر فقط ۲-۳٪ جرم کلی مواد بستر است. به خاطر مساحت زیاد ذرات در بستر افشانه ای نرخ انتقال حرارت بین جریان گاز و ذرات خیلی بالا می باشد؛ بنابراین یک دمای یکنواخت، در حدود $850-900^{\circ}\text{C}$ ، در سرتاسر بستر اندازه گیری می شود. در این دمای نسبتاً پایین، گرفتن SO_2 انجام و تشکیل NO متوقف می شود. در نتیجه مهمترین جنبه دیگهای FBC برای تولید قدرت عبارت از قابلیت گرفتن SO_2 ضمن احتراق توسط ماده جاذب تزریقی و نشر NO نسبتاً پایین است؛ به علاوه دیگهای FRC قادر به سوزاندن گستره متفاوتی از سوختها شامل: لئینیت از درجه پایین و مواد زائد جامد قابل احتراق است. در مقایسه با تکنولوژیهای دیگر احتراق زغال سنگ، واحدهای AFBC می تواند سطوح بالاتری از گازهای گلخانه ای N_2O و مقداری ترکیبات آلی آلوده کننده هوا را نشر کند (ماد، ۱۹۹۳؛ پتزل، ۱۹۹۵).

سیستمهای CFBC سرعتهای افشانه ای بالاتری نسبت به دیگهای AFBC به کار می گیرند. این باعث گردش مواد بستر می گردد که توسط گازهای احتراق از بستر به خارج حمل می شود و از گازهای واقع در یک یا چند سیکلون داغ قرار می گیرد در خروجی محفظه احتراق جدا و به پایین بستر بازیافت می گردد. زغال سنگ، سنگ آهک و ذرات خاکستر با اندازه کوچک در بستر، مساحت تماس گاز-جامد بزرگی را به وجود می آورد و نرخهای انتقال حرارت بالایی را مطمئن می سازد. همراه با گردش مواد، این رسیدن به سوزاندن کربن زیاد و گرفتن مؤثر گوگرد با نرخ بهره کلسیم بالا را مقدور می سازد.

گرما از CFBC توسط سطوح انتقال حرارت-که دیوارهای لوله ای آب کوره را تشکیل می دهند- اخذ می شود. سطوح مبدل حرارتی اضافی می تواند در دیوار سیکلون نصب شود. یک یا دو بستر افشانه ای خارجی خنک کننده خاکستر نیز استفاده می شود تا گرما کسب و بخار تهیه کند در شکل (۶-۹) طراحی معمولی و طراحی دوبایی دیگهای با بستر افشانه ای گردشی با یک بستر افشانه ای خارجی خنک کننده خاکستر، نشان داده می شود.

گردش سوخت و سنگ آهک ریز شده، نرخ بالای سوزانیده شدن کربن و گرفته شدن

گوگرد را مطمئن می سازد. برای کنترل NO_x در CFBC، علاوه بر اثر مطلوب دمای پایین احتراق، مرحله ای ساختن هوای احتراق به کار گرفته می شود. مرحله ای کردن هوا تشکیل NO را به وسیله حداقل کردن تمرکز اکسیژن محلی در محفظه احتراق محدود می کند. هوای اولیه از طریق یک توزیع کننده هوا در پایین این محفظه وارد و هوای ثانویه در سطوح ارتفاعی مختلف وارد محفظه می شود.

تکنولوژی CFBC جنبه های زیر را داراست (مینچنر و دیگران، ۱۹۹۱؛ آنون، ۱۹۹۵):

- قابلیت انعطاف بالای سوخت با سوخته شدن ۹۹-۹۸٪ کربن
- اثرات زیست محیطی پایین، چون از یک طرف بیش از ۹۰٪ دی اکسید گوگرد در ضمن احتراق با اضافه کردن مقدار کمی سنگ آهک یا آب آهک می تواند گرفته شود و از طرف دیگر به خاطر دمای پایین احتراق - یعنی در حدود 850°C - و مرحله ای کردن هوای احتراق سطوح نشر NO_x به پایینی 200 mg/m^3 را می توان کسب کرد
- ظرفیت واحد تکی تا ۳۰۰ MWe اکنون کسب شده
- واحد صنعتی با طراحی فشرده و سطح اتکاء کوچک
- راه اندازی سریع پس از توقفهای نسبتاً کوتاه، مثلاً پس از تعطیلات آخر هفته، به خاطر ظرفیت حرارتی بالا بستر آفشانه ای بزرگ.

در جدولهای (۱-۹) و (۲-۹) اطلاعات عملکرد نیروگاههای CFB زیر داده می شوند: شرکت برق تگزاس - نیومکزیکو در محدوده رابرتسون تگزاس که نیروگاه CFB شامل دو واحد با ظرفیت الکتریکی ۱۷۵ MWe برای هر کدام است. واحد ۱۲۵ MWe نیروگاه CFB در امیل هاجت^۱ فرانسه و واحد ۱۰۰ MWe CFB در کوگان بوگ^۲ در برلین آلمان می باشد.

اندازه بزرگترین واحد دیگهای CFBC، برای زغال سنگ سخت هنوز به مقدار ۳۰۰ MWe نرسیده است. نیروگاه CFBC با ظرفیت ۲۵۰ MWe در گاردان^۳ فرانسه ساخته شده، که دارای ظرفیت حرارتی ۵۵۷ MW است و 700 t/h بخار اصلی در 163°C و 565°C از تغذیه آب در 249°C تولید می شود، که با آتش زایی لینیت و زغال سنگ سخت می باشد. این نیروگاه بخار از باز گرم 651 t/h بخار در $34/3^\circ\text{C}$ تا 565°C استفاده می کند (پتزل، ۱۹۹۵). گازهای دودکش از CFBC پس از عبور از قسمت جابه جایی دیگ بخار و در پایین دست جاذب الکترواستاتیکی یا فیلتر کیسه ای از ذرات تمیز می شود. بیش از ۹۰٪ گوگرد موجود در سوخت، ضمن احتراق در FCBC در نسبتهای مولی Ca/S

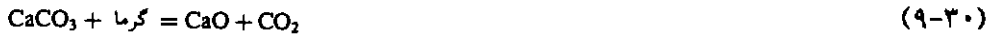
1. Emile Huchet

2. Cogen Bewg

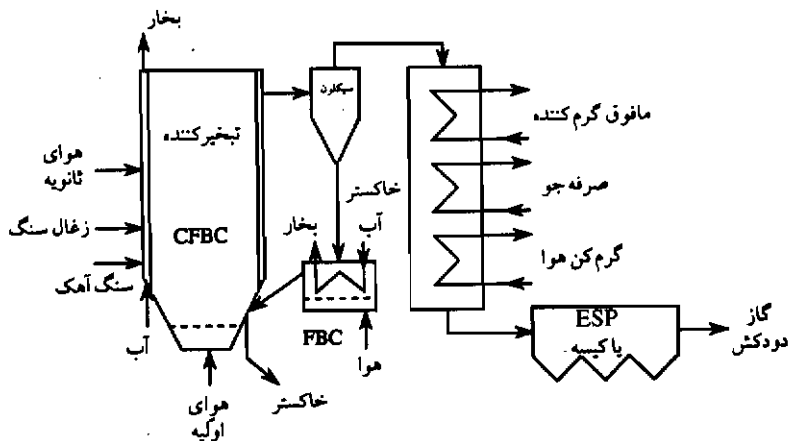
3. Gardanne

برابر با ۲-۱/۶ گرفته می شود (فاستر ویلر، ۱۹۹۴). فرآیند گوگردزایی با تزریق سنگ آهک انجام می گیرد و گامهای واکنشی زیر را دربر دارد:

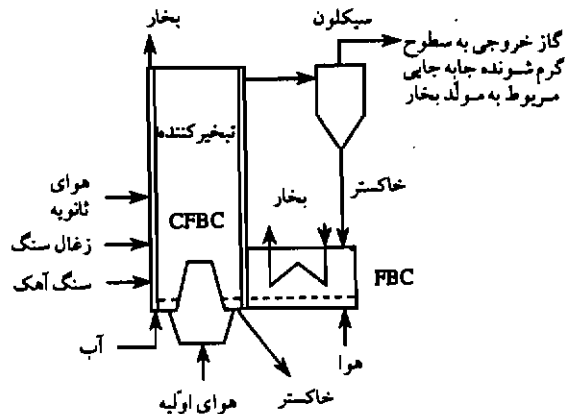
گام اول: تکلیس سنگ آهک



گام دوم: SO_2 با تشکیل سولفات کلسیم گرفته می شود:



(الف)



(ب)

شکل ۹-۶. دیگ محفظه احتراق پستر افشانه ای گردشی با پستر افشانه ای خنک کننده؛ الف - طراحی معمولی؛ ب - طراحی دویایی

در دمای احتراق 850°C در یک CFB، نرخ تشکیل NO حرارتی پایین است. تشکیل NO سوخت با احتراق مرحله ای ممنوع می شود؛ بنابراین سطوح نشر پایینی از NO_x ($< 200 \text{ mg/m}^3$) در CFBC ممکن می گردد.

سیستمهای تولید قدرت PFBC

تکنولوژی اخیر PFBC یک دیگ با بستر افشانه ای حبابی با عمل در ۱۶-۱۲ بار، داخل یک محفظه فشار همراه با یک چرخه مرکب را به کار می گیرد. در این سطوح فشار و حتی در سطوح پایین هوای اضافی، احتراق تقریباً ۱۰٪ کامل است (کاریتا، ۱۹۹۵؛ استامیلر، ۱۹۹۳؛ فاسترویلر، ۱۹۹۴).

جدول ۹-۱. عملکرد نیروگاه ۱۷۵ MWe تگزاس - نیومکزیکو

پارامتر	مقدار
قدرت خروجی، MWe	۱۷۵
ظرفیت حرارتی، MWt	۴۶۵
سوخت	لینیت
MJ/kg، LHV	۱۵٫۵
بخار زنده	
جریان جرمی، t/h	۴۹۹
فشار، بار	۱۳۸
دما، $^{\circ}\text{C}$	۵۴۰
بخار بازگرم	
جریان جرمی، t/h	۴۴۸
فشار، بار	۲۷
دما، $^{\circ}\text{C}$	۵۴۰
دمای آب تغذیه، $^{\circ}\text{C}$	۲۳۰
نشر (حد بالایی) $\text{lbs}/10^6 \text{ BTU}$	
دی اکسید گوگرد*	۰٫۶/۰٫۵
اکسید نیتروژن*	۰٫۶/۰٫۲
ذرات*	۰٫۰۳/۰٫۰۱

a: مقادیر به دست آمده/مقادیر گارانتی شده

جدول ۹-۲. عملکرد نیروگاه ۱۲۵ MWe امیل هوچت CFB، فرانسه
و نیروگاه ترکیبی ۱۰۰ MWe CFB هواگ، برلین، آلمان

پارامتر	امیل هوچت	هواگ برلین
قدرت خروجی، MW	۱۲۵	۱۰۰
ظرفیت حرارتی، MW	۲۸۵	۲۲۲
سوخت	زغال سنگ - آب/زغال سنگ سخت	لینیت/زغال سنگ سخت
MJ/kg، LHV	۱۰٫۵/۲۰٫۳	۱۶٫۹/۲۸٫۸
بخار زنده		
جریان جرمی، t/h	۳۶۷	۳۲۶
فشار، بار	۱۲۶	۱۹۶
دما، °C	۵۴۲	۵۴۰
بخار بازگرم		
جریان جرمی، t/h	۳۳۸	۲۶۹
فشار، بار	۳۰	۴۲
دما، °C	۵۴۹	۵۴۰
دمای آب تغذیه، °C	۲۴۲	۳۰۰
نشر (حد بالایی)، mg/m ³		
دی اکسید گوگرد	۳۳۰/۲۰۰	۲۰۰
اکسید نیتروژن	۳۰۰/۲۰۰	۲۰۰
سواکسید کربن	NA	۲۵۰
ذرات	NA	۲۰

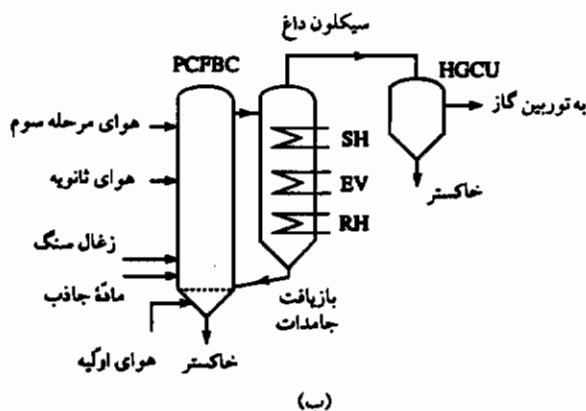
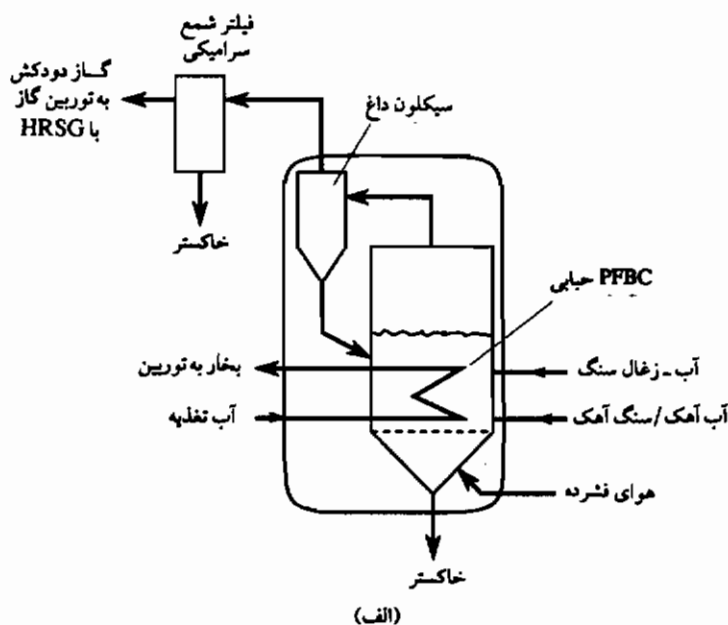
NA : وجود ندارد

a : مقادیر به دست آمده/مقادیر گازانتی شده

هوای احتراق در یک کمپرسور توربین گاز با خنک کن میانی دو محوره متراکم، و به محفظه احتراق جریان می یابد. زغال سنگ به صورت خمیر زغال سنگ/آب به محفظه احتراق تزریق می شود. مقداری از گرما برای تولید بخار در دسته لوله های انتقال حرارت در بستر مورد استفاده قرار می گیرد. بخار در توربین بخار جریان می یابد که تقریباً ۸۰٪ قدرت خروجی این واحد صنعتی را تولید می کند. با استفاده از سیکلونهای اولیه و ثانویه، بیشتر ذرات از گاز دودکش و قبل از ورود گاز به توربین گرفته می شود. پره های توربین گاز منحنی تر ساخته می شوند تا برای فرسایش پیش بینی شده توسط ذرات داخل

گاز دودکش مناسب باشد. باقی مانده این ذرات قبل از این که گاز به خارج تخلیه گردد در یک فیلتر پارچه ای گرفته می شود.

دو نوع سیستم PFBC، حبایی و گردشی، وجود دارند. در شکل (۷-۹) محفظه های احتراق با بستر افشانه ای گردشی و حبایی تحت فشار مناسب، برای استفاده در یک نیروگاه با چرخه مرکب نشان داده می شود. دما در یک سیستم بستر حبایی با بار کارکرد به دلیل اثر خنک کنندگی با جابه جایی گازهای دودکش ضمن کاهش بار و بنابراین ارتفاع بستر تغییر می کند.



شکل ۷-۹. بستر افشانه ای تحت فشار: الف. حبایی؛ ب. گردشی در محفظه احتراق در یک نیروگاه با چرخه مرکب

تکنولوژی PCFB، یک دیگ با بستر افشانه‌ای گردشی با کار تحت شرایط مشابه را به کار می‌گیرد. PCFB می‌تواند امتیازات کارکرد چندی بر تکنولوژی بستر حبایی داشته باشد. آزادسازی حرارتی به دلیل سرعت‌های بالاتر در کوره زیادترند، که نتیجه آن یک محفظه احتراق فشرده‌تر برای سیستم PCFBC است.

تکنولوژی PFBC در مراحل اولیه تجاری شدن است. پنج واحد PFBC کمتر از ۸۰ MW، دو عدد در سوئد، یکی در ژاپن و یکی در اسپانیا و یکی در ایالات متحده در چند سال گذشته کار می‌کرده‌اند. تکنولوژی PCFBC امتیازهای زیر را دارد (فاستر ویلر، ۱۹۹۴):

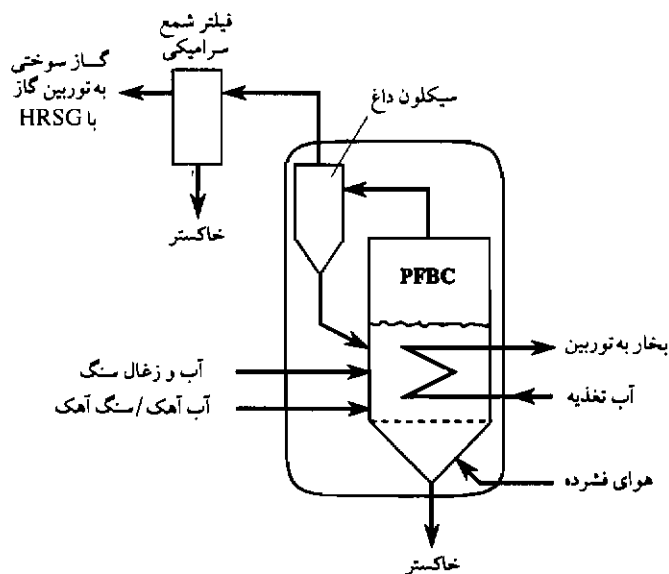
- سوخت خیلی بالای کربن ($> 99\%$) برای تمام زغال سنگها - زغال سنگ چرب و شبه آن با فراوانی بالا و چار از یک واحد زغال سازی
- نشر خیلی کم CO در مقایسه با CFBC آتمسفری، مثلاً 0.1 kg/GJ ، که وقتی دمای محفظه احتراق از 880°C به 925°C افزایش می‌یابد این مقدار نصف می‌شود
- کسب راندمان ۹۶٪ گرفتن گوگرد، با اضافه کردن ماده جذب کننده Ca/S با نرخهای بین ۱/۱ و ۲/۱
- عملکرد عالی فیلتر شمعی مانع (شمعهای SiC با پوشش خاک رس) برای تمیز کردن گاز با دمای بالا.

اشکال اصلی این سیستم، نشر نسبتاً بالای NO_x به دلیل ارتفاع کوتاه PCFBC است؛ که در هر صورت در حدود نصف NSPS لازم است. هوای استوکیومتری اولیه قویترین اثر بر روی نشر NO_x را دارد. تمرکز قلیا چند برابر از محدوده توربین گاز بیشتر است و بدین ترتیب یک خارج کننده لازم می‌باشد.

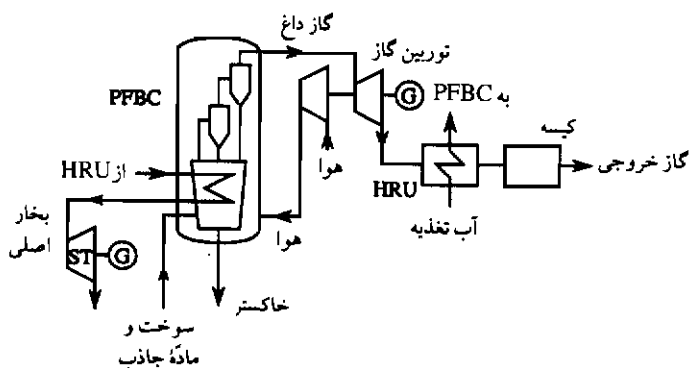
ترکیبی از سیکلون داغ و فیلتر شمعی سرامیکی، برای تمیز کردن گاز داغ در PFBC در شکل (۸-۹) نشان داده می‌شود. سیستم تمیز کردن گاز داغ ذرات در یک PFBC با استفاده از سیکلونهاى دو مرحله‌ای در شکل (۹-۹) ارائه می‌گردد.

طراحی توربین گاز، باید اجازه خارج کردن هوا از کمپرسور برای احتراق و تغذیه گاز دودکش داغ تمیز تحت فشار برای انبساط در توربین گاز را بدهد. توربین بخار در حدود ۸۰٪ قدرت خروجی کلی را تولید می‌کند و گاز دودکش جاری در توربین گاز، قدرت لازم برای راندمان کمپرسور و باقی مانده ۲۰٪ قدرت خروجی الکتریکی را فراهم می‌نماید.

اولین پروژه نمایش PFBC در مقیاس تأسیساتی در ایالات متحده یعنی واحد ۷۰ MW تید^۱



شکل ۸-۹. محفظه احتراق با بستر افشانه‌ای تحت فشار، با تمیز کردن گاز داغ شامل یک سیکلون داغ و یک فیلتر شمعی سرامیکی



شکل ۹-۹. نیروگاه با چرخه مرکب با محفظه احتراق با بستر افشانه‌ای تحت فشار با استفاده از سیکلونهای دو مرحله‌ای برای تمیز کردن گاز داغ

در بریلیانت^۱ اوهایو از سال ۱۹۹۱ در حال کار بوده است. مسائل اصلی اولیه مربوط به واحد تید

در ارتباط با آماده سازی زغال سنگ و برطرف کردن خاکستر از سیکلونهاست. بهبود در این سیستمها برای تجارتی شدن تکنولوژی آنها ضروری به نظر می رسد. ضرورت برطرف کردن حداقل ۹۵٪ SO_2 در یک نسبت مولی Ca/S کمتر از ۱/۶، مسأله دیگری در این تکنولوژی است.

به دلیل دماهای کم احتراق و مرحله ای بودن آن، تکنولوژی PFBC نشر NO_x کمتری را دربر دارد؛ ولی اگر استاندارد نشر پایینتر آورده شود، استفاده از فرآیند کاهش کاتالیزوری انتخابی (SCR) تشریحی در فصل ۳، و همچنین سوختن مجدد در منطقه آزاد محفظه احتراق در حالت نیمه بار ممکن است لازم شود.

ساخت دو نیروگاه PFBC تجارتی بزرگ در ۱۹۹۴ شروع شد: یک واحد ۳۵۰ MWe در ژاپن و یک واحد با تولید همزمان در جمهوری چک، که ۶۹۰ MWe قدرت، ۱۳۵ MWt گرما برای گرمایش منطقه ای و ۲۵۰ t/h بخار فرآیند فراهم خواهد آورد.

در جهت تجارتی کردن تکنولوژی PCFB تا سال ۲۰۰۰، تأکید بر روی توسعه یک سیستم مؤثر تمیز کردن گاز داغ (HGCU) است. این سیستم، شامل سه مرحله تمیز کردن به صورت سری می باشد: سیکلون، فیلتر سرامیکی، و برطرف کردن قلیایی. برای جلوگیری از خوردگی، فرسایش و رسوب گذاری محفظه احتراق بالایی و توربین گاز ملزومات عملکرد HGCU زیر باید برقرار باشد:

- ۱- کاهش ذرات تا حد ۱۵ ppmw (قسمت بر میلیون بر حسب وزنی) در گاز خروجی با کمتر از ۲ ppmw
- ۲- کنترل بخار قلیا تا کمتر از ۵۰۰ ppbw
- ۳- قسمت در بیلین بر اساس وزنی) در جریان گاز ورودی به توربین. ABB کاربن و بیکات و ویلکوکس^۱ در بهبود بخشیدن طراحی PFBC حبابی کار می کنند؛ در صورتی که آلستروم پایروپاور^۲، فاستر ویلر، و لورجی لنتج بابکوک^۳ در توسعه بیشتر طراحی PFBC گردشی کار می کنند (کاریتا، ۱۹۹۵؛ پتزل، ۱۹۹۵؛ فاستر ویلر، ۱۹۹۴؛ آتون، ۱۹۹۵). در شکل (۹-۱۰) چگونگی وابستگی راندمان گوگردزدایی بر روی نسبت مولی Ca/S در یک FBC را نشان می دهد.

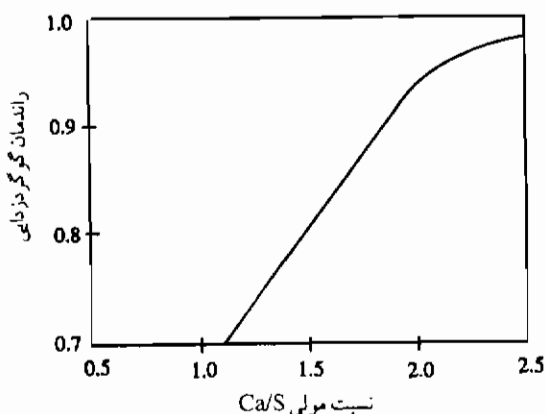
تکنولوژی IGCC

نسل آینده نیروگاههای با سوخت زغال سنگ باید برای حفاظت آتمسفر نشر آلودگیهایی از قبیل: دی اکسید گوگرد (SO_2)، اکسیدهای نیتروژن (NO_x)، و ذرات و همچنین گاز گلخانه ای CO_2 را کاهش دهند. آخری را می توان با بهبود بخشیدن راندمان تبدیل، که در سیستمهای IGCC ممکن است،

1. Babcoch and Wilcox

2. Ahlstrom Pyropower

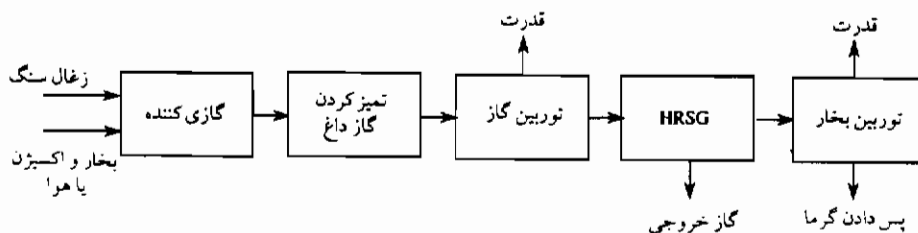
3. Lurgi Lentjes Babcock



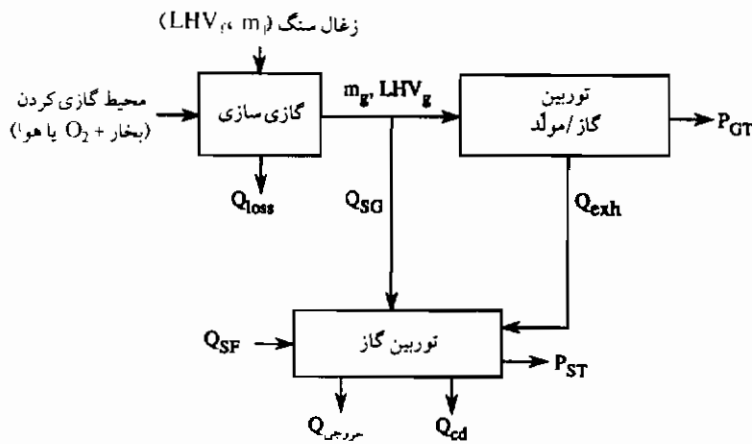
شکل ۹-۱۰. راندمان گوگردزایی برحسب تابعی از نسبت مولی Ca/S

به دست آورد؛ بنابراین هدف تکنولوژی IGCC تجمع واحد گازی سازی زغال سنگ با نیروگاه با چرخه مرکب با اهداف کسب راندمانهای بالای تبدیل زغال سنگ به قدرت، کاهش اثرات زیست محیطی، و حفظ اقتصاد مطلوب تولید قدرت است. در شکل (۹-۱۱) نمودار اساسی جریان در یک واحد IGCC، و در شکل (۹-۱۲) نمودار جریان انرژی نشان داده می شود.

سوخت گازی متعج شده از زغال سنگ پس از تمیز کردن، مانند گاز طبیعی در یک توربین گاز سوزانیده خواهد شد. بستگی به نوع فرآیند گازی سازی استفاده شده - بستر ثابت در حال حرکت، بستر افشانه ای، یا جریان ادغامی - درجه تجمع به نیروگاه با چرخه مرکب تغییر می کند. تا امروز، بیشتر واحدهای IGCC از گازی سازی جریان ادغامی استفاده کردند که زغال سنگ ریز شده در دماهای $1500-1900^{\circ}\text{C}$ را به گاز سوختی تبدیل می کند. زغال سنگ خشک یا محلول آب - زغال سنگ به گاز ساز تحت فشار تزریق می شود. تبدیل کربن تقریباً ۱۰۰٪ و خاکستر به عنوان یک تفاله غیرقابل شستشوی پایدار برطرف می گردد. مقدار زیادی گرمای محسوس باید از گاز سوختی خام دما بالا گرفته، و این گرما برای تهیه بخار برای IGCC استفاده می شود.



شکل ۹-۱۱. نمودار اساسی جریان در یک واحد IGCC



شکل ۹-۱۲. نمودار جریان انرژی در یک واحد IGCC

راندمانهای بالایی در نیروگاههای IGCC از واحدهای با چرخه مرکب با راندمان بالا بر مبنای توربینهای احتراقی پیشرفته از نسل دوم با دمای ورودی توربین گاز در حدود 1250°C (TIT) نتیجه می شود. راندمان بالای چرخه مرکب، اندازه واحد گازسازی زغال سنگ و مخارج کلی واحد را کاهش می دهد. پیشرفت بیشتر در مواد پره ها و بهبود روشهای خنک کردن دماهای تا 1450°C - 1350°C و پتانسیل بالا بردن تا 1550°C را اجازه می دهد. پیش بینی می شود که با TIT در 1350°C ، نرخ گرمای خالص واحد IGCC تا حدود 350 kJ/kWh بهبود بیابد (جونز، ۱۹۹۵؛ آناند و دیگران، ۱۹۹۶).

بهبود فرآیند گازی سازی

در جدول (۹-۳) شرایط دما و وضعیت فرآیندهای گازی سازی اصلی نشان داده می شود. گازی سازی با بستر افشانه ای در 1040°C - 760°C عمل می کند. گاز محصول خام در این دماها می تواند تحت یک تمیز کردن گاز داغ بدون پیش خنک کردن قرار بگیرد و بدین ترتیب گرمای جریان گاز می تواند در توربین گاز استفاده شود؛ بنابراین گازی کننده های با بستر افشانه ای پتانسیل داشتن، راندمان کلی بالاتری در مقایسه با گازی سازهای جریان ادغامی با دمای بالا - که قبل از تمیز شدن باید خنک شوند - را دارند. واحدهای با بستر افشانه ای در مقایسه با گازی سازهای ثابت در حال حرکت نیز، امتیازاتی از قبیل: نرخ بالاتر دریافت زغال سنگ را دارا هستند که اندازه و مخارج را کاهش می دهد. فرآیند گازی سازی با بستر افشانه ای با دما و فشار بالای وینکلر (HTW) توسط لورجی/راین براون،

آلمان توسعه داده شده است (کال مایر^۱ و انگل هارد^۲، ۱۹۹۲؛ آنون، ۱۹۹۵).

جدول ۳-۹. فرآیندهای اصلی گازی سازی

فرآیند	دمای گاز خروجی °C
جریان ادغامی ^۳	
نگزاکو (ایالات متحده)، شل (اروپا/US)، دستک (US)	
پرنلو (آلمان)، کوپرز-توتزک (آلمان)	۱۵۴۰-۱۰۴۰
بستر افشانه ای ^۴	
(US) KRW، لورجی/HTW (آلمان)	۷۶۰-۱۰۴۰
بستر ثابت در حال حرکت	
لورجی، خاکستر خشک (آلمان) ^۵ ، بریتیش گاز لورجی، اسلاگینگ ^۶	

a: تجارتي

b: نمايشي

در یک فرآیند گازی سازی با بستر ثابت در حال حرکت، زغال سنگ با تکه های ناصاف تقریباً ۵۰ mm، به پایین رآکتور می رود و سپس از تمام مناطق با دمای بالا - که از منطقه خشک کننده آغاز و تا مناطق خارج شدن مواد فرآر زغال سنگ، گازی سازی و احتراق ادامه می یابد - عبور می کند. به خاطر جریان معکوس، محصول گازی بالارونده گازی ساز را در دمای نسبتاً پایینی ترک می نماید و بدین ترتیب در راندمان کلی نسبتاً بالا نقش دارد؛ ولی مقداری از محصولات تجزیه شیمیایی در اثر حرارت از قبیل متان، هیدروکربنهای سبک، و قیر، از اکسیداسیون می گریزد؛ در نتیجه حذف قیر لازم می شود. همچنین گازی سازهای با بستر ثابت، واحدهای پیچیده تر و گرانتری هستند.

دو نوع فرآیند گازی سازی با بستر ثابت وجود دارد: فرآیند خاکستر خشک لورجی و فرآیند تفاله ای بریتیش گاز/لورجی. در اولی خاکستر خشک از طریق سوراخهای داخل یک شبکه چرخنده خارج می شود؛ در صورتی که در دومی در حالت مذاب برطرف می گردد. واحدهای بستر ثابت از گازی سازهای با بستر افشانه ای دارای زغال سنگ کمتری هستند. گازی سازهای با بستر در حال حرکت تجاری لورجی تا ظرفیتهای ۸۰۰-۱۰۰۰ تن زغال سنگ در روز می رسد.

راندمان کلی IGCC را می توان با افزایش راندمان گازی سازی بهبود بخشید. برای افزایش ارزش حرارتی گاز سوختی، فرآیندهای گازی سازی پیشرفته طراحیهای گازی ساز تغذیه خشک؛ یا دو مرحله ای را به کار می گیرند. قسمت اصلی انرژی محسوس در گاز سوختی ترك كنده گازی ساز، با استفاده مؤثر HGCU و طراحیهای مناسب پیش خنك كنده گاز سوختی می تواند ذخیره شود. به دلیل اتلافات انرژی ذاتی در گازی سازی، راندمان کلی یک IGCC در حدود ۲۰-۱۵٪ در مقایسه با واحدهای با چرخه مركب با آتش زایی گاز طبیعی کاهش می یابد. راندمان کلی (الکتریکی) یک IGCC به صورت زیر داده می شود:

$$\eta_o = \eta_{gr} \eta_{th} \quad (9-32)$$

که در آن η_{gr} راندمان گازی سازی و η_{th} راندمان حرارتی چرخه است.

راندمان گاز سازی η_{gr} به صورت نسبت انرژی شیمیایی و محسوس در محصول گازی تمیز به این کمیت در زغال سنگ تعریف می شود و از ۸۰٪ می گذرد. به خاطر اتلافات انرژی ذاتی در گازی سازی، راندمان کلی یک نیروگاه IGCC در حدود ۲۰-۱۵٪، کمتر از راندمان واحدهای با چرخه مركب با آتش زایی گاز طبیعی است. مقادیر η_{th} برابر با ۴۶-۴۲٪ و حتی بالاتر را می توان در نیروگاههای پیشرفته IGCC کسب کرد (جدول (۹-۴) را ببینید) (اسمیت، ۱۹۹۲؛ استامبلر، ۱۹۹۳؛ تیت و مک دانلد، ۱۹۹۴).

جدول ۹-۴. راندمان واحدهای IGCC با بستر افشانه ای و گازی سازهای جریان ادغامی

جریان ادغامی/ABB CE		بستر افشانه ای/KRW			راندمان
هوا	اکسیژن	هوا	هوا	+ CGCU	
HGCU	CGCU	HGCU	HGCU		
۸۴٫۵	۷۹	۸۵	۸۶	۸۱٫۳	راندمان گازی سازی (بر مبنای HHV)، %
۴۴٫۵	۴۲٫۵	۴۳	۴۶	۴۴٫۵	راندمان کلی (الکتریکی) (بر مبنای HHV)، %

KRW: کلاگ - راست - وستینگهاوس، ABB CE = ABB / مهندسی احتراق، CGCU = تمیز کردن گاز سرد، HGCU = تمیز کردن گاز داغ، HHV = ارزش گرمایی بالا.

واحد جدا کننده هوا (ASU) انگیزه اصلی و ۱۰-۸٪ قدرت خروجی واحد را مصرف می کند. چندین راه برای افزایش عملکرد و اقتصاد ASU وجود دارد. در بیشتر طراحیهای ASU، اکسیژن با خلوص بالا (۹۹٫۵٪) حاصل می شود. برای کاربردهای IGCC می توان از طراحیهای با خلوص

پایتر (۹۵-۸۵٪) استفاده کرد؛ زیرا آنها قدرت کمکی کمتر استفاده می کنند و کم خرجتر هستند. توربین گاز کمپرسور هوا برای ASU هوا تهیه می کند و اکسیژن به گازی ساز تزریق می شود و نیتروژن به توربین گاز خورنده می گردد که در آن به جای بخار رقیق شده برای کنترل NO مورد استفاده قرار می گیرد. این نیتروژن دمای شعله محفظه احتراق توربین گاز را پایین می آورد؛ بنابراین تشکیل NO کاهش می یابد. این کار راندمان چرخه را بالا برده و کمی به سود مخارج کلی است. با استفاده از نیتروژن فشرده به جای بخار رقیق برای کنترل NO، به مقدار قابل توجهی فرآیند آب جبرانی کاهش می یابد.

برای خنک کردن محصولات گازی دما بالا از دو روش استفاده می شود: ۱- فرآیند خنک کردن سریع، توسط جتهای آب؛ ۲- خنک کردن توسط یک دیگ با گرمای اتلافی (WHB) با تولید بخار فشار بالا. فرآیند خنک کردن، سریع ساده و قابل اعتماد است؛ ولی انرژی حرارتی گاز داغ به دلیل تماس مستقیم جت آب با گاز بازیافت نمی شود. در فرآیند WHB، گرمای محصولات گاز با دمای بالا برای تهیه بخار فشار بالا مورد استفاده قرار می گیرد؛ بنابراین راندمان کلی بالاتری را فراهم می آورد؛ ولی فرآیند WHB پیچیده تر و پُرخرجتر است.

گازی سازی در فشارهای بالا انجام می پذیرد (تا ۸۰-۳۰ بار)؛ در نتیجه سیستمهای با ظرفیت بالای IGCC وسایل کوچکتری را به کار می گیرد و می تواند خرج کلی ویژه در kW قدرت الکتریکی خروجی را کاهش دهد. عمل در فشار بالا به دلیل مقدور کردن استفاده از حلالهای فیزیکی، به جای حلالهای شیمیایی برای برطرف کردن H_2S یک امتیاز اضافی فراهم می آورد.

تمیز کردن گاز داغ

گاز به دست آمده از زغال سنگ خام دارای ذرات، ترکیبات گوگرد، و اجزای مضر دیگر از قبیل: فلزات قلیایی (سدیم و پتاسیم) است. که اگر این گاز در محفظه احتراق یک توربین گاز سوزانیده شود باعث خوردگی پره های توربین گاز در دمای بالا می شود؛ بنابراین گاز خام قبل از سوزانیده شدن در توربین گاز باید تمیز گردد. دو روش تمیز کردن - یعنی تمیز کردن گاز سرد و تمیز کردن گاز داغ - را می توان به کار گرفت (گادنو^۱ و دیگران، ۱۹۹۴؛ ایشی کاوا^۲ و دیگران، ۱۹۹۳؛ لپرت^۳ و دیگران، ۱۹۹۲؛ مینچنر و دیگران، ۱۹۹۱؛ نیوبای^۴ و بنیسر^۵، ۱۹۹۳). هر دو روش شامل سرد کردن گاز با بازیافت جزئی گرما برای تهیه بخار است. ولی سرد کردن گاز

1. Gudenau

2. Ishikawa

3. Lippert

4. Newby

5. Banniser

راندمان کلی را کاهش می دهد؛ زیرا گاز باید قبل از احتراق مجدداً گرم شود. طراحیهای معمولی تمیز کردن سرد گاز به طور مؤثر تمام نشر انواع آلودگیهای هوا را کنترل می کند؛ همچنین فلزات قلیایی را می گیرد؛ ولی این روش شامل گرفتن کمیات زیادی از گرمای محسوس، ضمن خنک کردن گاز به دمای پایین در محفظه تمیز کردن گاز است. با تمیز کردن گاز در فشار و دمای بالا، گاز تحت فشار را با توربین گاز از نظر مشخصات سوختی سازگار می سازد. کاربرد HGCU در دی اکسید گوگرد و ذرات در فشارهای بالا به اندازه زیادی حجم گازهای تمیز شونده را کاهش می دهد. HGCU در فیلترهای شمعی سرامیکی برای گرفتن ذرات و در یک سیستم باریوم تیتانات برای گرفتن گوگرد در حدود 550°C یا بالاتر اتفاق می افتد و بدین ترتیب نرخهای گرمای خالص زیر 8000 kJ/kW در این واحد صنعتی را می توان به دست آورد.

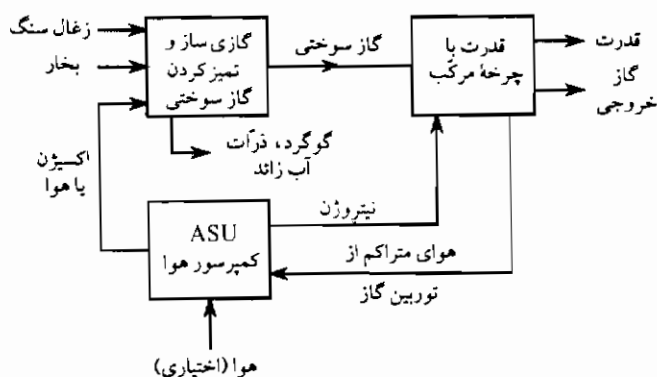
سیستمهای IGCC بر مبنای گازی سازیهای جریان ادغامی، دستک و تکراکو، به ترتیب دارای راندمان کلی پایین ۳۸ و ۴۰٪ است (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵). فرآیند با وزش هوای کلاگ - راست - وستینگهاوس (KRW) قرار است در شرکت برق سیراپاسیفیک و فرآیند مهندسی احتراق ABB/C دو مرحله ای، قرار است در شرکت آب و برق و روشنایی شهرداری اسپرینگ فیلد ایلینویز به نمایش گذاشته شود. اولین مرحله سیستم ادغام جریان در $1650-1480^{\circ}\text{C}$ عمل می کند و یک تفاله مذاب حاصل می گرداند. در مرحله دوم گاز در 1070°C خارج شده و سپس تا دمای $540-590^{\circ}\text{C}$ خنک می شود که مناسب برای HGCU با گوگردزدایی تیتانیوم روی / فریت روی و فیلترهای شمعی است (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵).

برای سیستمهای با وزش هوا، استفاده از HGCU، به جای تمیز کردن سرد گاز، باعث کسب راندمان در حدود ۲ درصد می شود (ماد، ۱۹۹۳)؛ بنابراین اکنون مؤثرترین سیستم گازی ساز با بستر افشانه ای با وزش هوا با HGCU به علاوه گوگردزدایی در بستر است. در این حالت بیش از ۳ درصد افزایش در راندمان الکتریکی خالص در مقایسه با گازی کننده جریان ادغامی با وزش اکسیژن با تمیز کردن سرد گاز به دست می آید؛ ولی به خاطر تکلیس سنگ آهک در گازی ساز بستر افشانه ای نشر دی اکسید کربن به اندازه ۵/۴٪ افزایش می یابد.

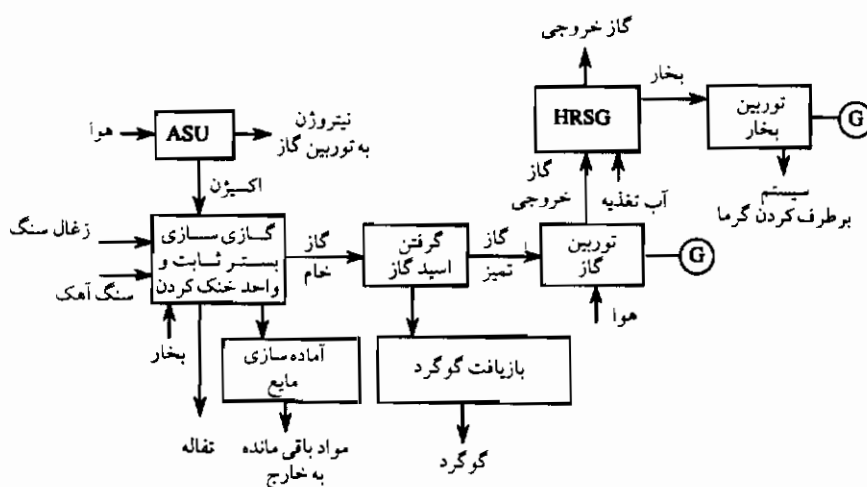
سیستمهای با وزش اکسیژن در حدود نصف حجم گاز یک سیستم با وزش هوا را تولید می کند؛ ولی احتیاج به انرژی برای ساخت اکسیژن در یک ASU دارد؛ بنابراین سیستمهای با وزش هوا برای واحدهای تولید قدرت IGCC گیراتر به نظر می رسد. نمودار یک واحد IGCC با گازی ساز با وزش اکسیژن یا وزش هوا در شکل (۱۳-۹) نشان داده می شود. در شکل (۱۴-۹) نمودار جریان یک واحد IGCC با گازی ساز با وزش اکسیژن با بستر ثابت در حال حرکت، HGCU، توربین گاز، HRS، و

توربین بخار ارائه می گردد.

ورودی به گازی ساز باید افزایش یابد تا هدف یک گازی ساز در توربین احتراقی کسب شود. در بیشتر گازسازهای تجارتي اخیر، اکسیژن به جای هوا به عنوان اکسیدکننده استفاده می گردد؛ ولی گازی سازهای با وزش هوا با HGCU می توانند راندمان و مخارج سیستمهای IGCC مخصوصاً در محدوده ظرفیت ۸۰-۱۵۰ MW، را بهبود بخشند. با استفاده از گازی سازهای با وزش هوا در سیستمهای IGCC از مخارج بالای یک ASU جلوگیری می شود.



شکل ۹-۱۳. نمودار يك واحد IGCC با گازی ساز با وزش هوا یا اکسیژن

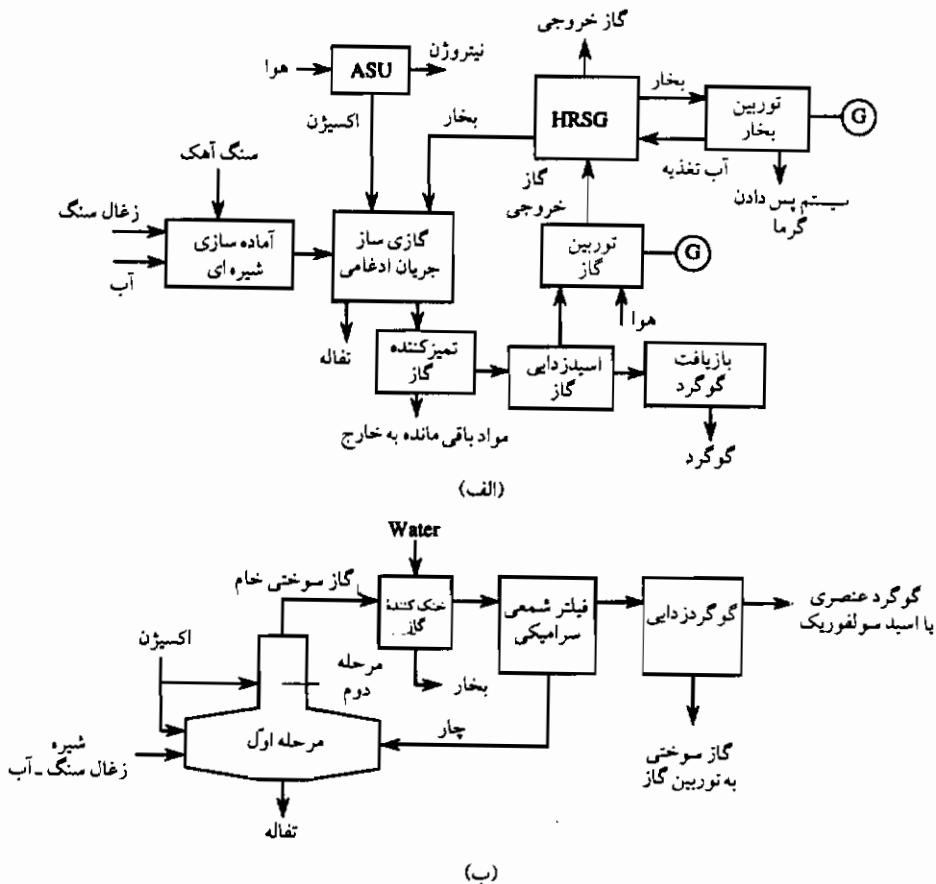


شکل ۹-۱۴. واحد IGCC با گازی ساز با وزش اکسیژن با بستر ثابت در حال حرکت،

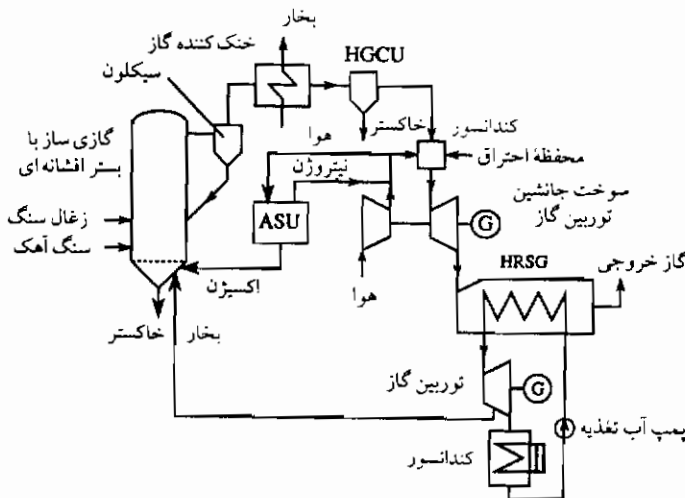
HGCU، توربین گاز، HRSG، و توربین بخار

راندمان خالص نیروگاه‌های با چرخه مرکب پیشرفته، که با گاز طبیعی کار می‌کند، به ۵۸٪ (HHV) یا ۶۰٪ (LHV) نزدیک می‌شود. برای واحدهای IGCC رسیدن به چنین سطوح راندمانی، به خصوص در مقادیر نشر قابل مقایسه، غیرممکن است.

در شکل (الف) ۹-۱۵ نمودار اصلی جریان یک IGCC بر مبنای یک گازی ساز با جریان ادغامی با تمیز کردن سرد نشان داده می‌شود. یک IGCC دو مرحله‌ای با گازی ساز جریان ادغامی با HGU به صورت شمایی در شکل (ب) ۹-۱۵ ارائه می‌گردد. در شکل (۹-۱۶) یک واحد IGCC با گاز ساز با وزش اکسیژن با بستر افشانه‌ای، HGU، توربین گاز، HRS، و توربین بخار نشان داده می‌شود.



شکل ۹-۱۵. گازی ساز جریان ادغامی دو مرحله‌ای: الف - سرد؛ ب - تمیز کردن گاز برای یک نیروگاه با چرخه مرکب



شکل ۹-۱۶. واحد IGCC با گازی‌ساز با وزش اکسیژن با بستر افشانه‌ای، HGCU، توربین گاز، HRSG، توربینهای گاز و بخار، ASU، واحد جداسازی هوا

مشخصه‌های عمومی سه پروژه IGCC در اروپا - دمکولک (SEP) در بوگنوم در هلند، الکوگاز در پورتولانو در اسپانیا، و کوبرا در هورت آلمان - در جدول (۵-۹) مشخص می‌شود (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵). عملکرد و اهداف اقتصادی دپارتمان انرژی ایالات متحده در مورد برنامه تکنولوژی با چرخه مرکب (CTT) (DOE) در ارتباط با IGCC، مجتمع چرخه گازی سازی پیشرفته (IGAC)، و مجتمع تکنولوژیهای تولید قدرت (IGFC) سلول سوختی گازی سازی در جدول (۶-۹) ارائه می‌شود.

جدول ۵-۹. پروژه‌های IGCC در اروپا (تمام سیستمهای تمیز کردن گاز سرد دارند)

پروژه/محل	قدرت، MW	تکنولوژی گازی کردن	راندمان، %	شروع
دمکولک	۲۵۳	جریان ادغامی شل ^a	۴۱	۱۹۹۴
الکوگاز	۳۰۰	جریان ادغامی پرنفلو ^b	۴۳	۱۹۹۷
کوبرا، RWE	۳۱۲	HTW بستر افشانه‌ای ^c	۴۳	۲۰۰۰

a: توربین گاز زمینس، با وزش اکسیژن ۷۹۴/۲.

b: توربین گاز زمینس، با وزش اکسیژن ۷۹۴/۳.

c: توربین گاز زمینس، با وزش هوا، ۷۹۴/۳.

جدول ۶-۹. عملکرد و اهداف اقتصادی کوتاه و میان مدت برای سیستمهای مجتمع پایه و گازی سازی

IGFC	IGAC	IGCC	
≥ ۶۰	≥ ۵۰	۴۵	راندمان، %
۱/۱۰	۱/۱۰	۱/۱۰	نشر SO_2/NO_x ، کسر NSPS
۱۰۵۰ ۱۱۰۰	۱۲۰۰		مخارج کلی پیش بینی شده، \$/kW

منبع: دپارتمان انرژی ایالات متحده

IGCC: مجتمع گازی کردن با چرخه ترکیب، IGAC: مجتمع گازی سازی با چرخه پیشرفته، IGFC: مجتمع گازی سازی سلول سوختی، NSPS.

عملکرد و اهداف اقتصادی برنامه CCT دپارتمان انرژی ایالات متحده در ارتباط با تکنولوژیهای تولید قدرت با زغال سنگ پودر شده، در جدول (۷-۹) ارائه می شود. سیستمهای زیر در این برنامه وجود دارد: دیگ پیشرفته زغال سنگ پودر شده با نشر پایین (PCLEB)، تولید همزمان با آتش زایی زغال سنگ پودر شده (PCCG)، سیستم چرخه مرکب با آتش زایی خارجی قدرت با عملکرد بالا (EFCC/HIPPS)، توربینهای گاز با آتش زایی مستقیم زغال سنگ (DCFGT)، و دیزلهای با آتش زایی مستقیم زغال سنگ (DCFD)؛ بنابراین سیستم IGCC یک تکنولوژی قدرت بر مبنای زغال سنگ با نشر پایین، راندمان حرارتی بالا، و پتانسیل فازبندی ساخت، یعنی ابتدا ساختن توربینهای احتراقی با آتش زایی گاز طبیعی با چرخه ساده و سپس تبدیل آن به چرخه مرکب و در انتها اضافه کردن گاز سازی زغال سنگ ضمن افزایش قیمت گاز یا عدم قابلیت فراهم بودن گاز را عرضه می دارد. پیشرفتهای آینده در تولید قدرت بر مبنای گاز سازی مرتبط با افزایش دمای آتش زایی در توربین گاز، HGCU مربوط به گاز سوختی، تولید مشترک مواد شیمیایی و الکتریکی، بهبود طراحیهای گاز سازی، و مجتمع گاز سازی با چرخه های پیشرفته توربین گاز و سلولهای سوختی است.

جدول ۷-۹. سیستمهای زغال سنگ پودر شده: عملکرد و اهداف اقتصادی

DCFD	DCFGT	EFCC/HIPPS	PCCG	PCLEB	
۴۵	۴۰	۵۰	۷۰	۴۲	راندمان، %
۱۳۰۰	۱۴۰۰	۱۲۰۰	NA	۱۴۰۰	مخارج کلی، \$/kW

منبع: لانگول و دیگران (۱۹۹۵).

PCLEB: دیگ با پخش پایین زغال سنگ پودر شده، PCCG: واحد تولید همزمان با زغال سنگ پودر شده، EFCC/HIPPS: چرخه مرکب با آتش زایی خارجی/سیستم قدرت با عملکرد بالا، DCFGT: توربینهای گاز با آتش زایی مستقیم زغال سنگ، DCFD: دیزل با آتش زایی مستقیم زغال سنگ، NA: وجود ندارد.

ساختمان واحد نمایشی IGCC الکو گاز ۳۰۰ MW در پرتولانو در اسپانیا در دست انجام است (زیمنس، ۱۹۹۵b). این پروژه که در داخل برنامه ترمی اروپایی پایه گذاری شده، شامل یک گازی ساز با وزش اکسیژن کراپ کوپرز پرنفلو (آلمان) با یک ASU از ایرلیکوئید فرانسه، و یک سیستم تمیز کردن گاز، و یک نیروگاه با چرخه مرکب زیمنس است. این واحد چرخه مرکب شامل یک مولد توربین گاز، یک HRSG بازگرم سه فشاره از نوع بشکه ترکیبی - گردشی، و یک مولد توربین بخار با متعلقات آن است. نیروژن از ASU در توربین گاز استفاده می شود تا به قدرت خروجی اضافه گردد. توربین گاز زیمنس ۷۹۴/۳ با دو محفظه احتراق افقی در دو جهت مخالف مانند سیلو استفاده می شود. انتظار می رود راندمان بالا و اثرات زیست محیطی پایین به دست آید. کنترل نشر NO_x شامل تزریق بخار می شود.

یک نیروگاه IGCC به ظرفیت ۱۰۰۰ MWe در تاپادا پرتغال یک تکنولوژی قدرت با راندمان بالا و با آتش زایی هنرمندانه گاز طبیعی را دربر دارد (زیمنس، ۱۹۹۵a). این واحد صنعتی شامل واحد چرخه مرکب با سه محور تکی، هر کدام با یک توربین گاز ۷۹۴/۳ A و یک مولد بخار با بازیافت گرما از نوع گردش طبیعی و یک توربین بخار با بازگرم کنندانسوری - که یک مولد واحد را می چرخانند - است. این توربین گاز و مولد توسط یک کویلینگ به یکدیگر متصل می شوند؛ در صورتی که توربین گاز یک کلاچ همزمان دارد. این طراحی انشعابی با سه واحد چرخه مرکب تک محوری مشابه، اتمام ساختمان این واحد را در فاصله زمانی کوتاه و با مخارج پایینی ممکن می سازد. اطلاعات در مورد نشر آلودگیهای اصلی هوا از نیروگاههای پیشرفته با آتش زایی لینیت در جدول (۸-۹) ارائه می شود (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵).

جدول ۸-۹. نشر از نیروگاههای پیشرفته با آتش زایی لینیت

نشر mg/m ³			
الکودگی	PFBC	PCFBC	IGCC
SO ₂	۱۵۰	<۱۰۰	<۲۵
NO _x	۱۳۰	<۱۲۰	<۱۵۰
CO	۱۰	<۵۰	<۳/۷
ذرات	۱۵	<۵	۷/۵

PFBC: احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار، PCFBC: احتراق با بستر

افشانه ای گردشی تحت فشار، IGCC: مجتمع واحد گاز سازی چرخه مرکب.

واحدهای همزمانی IGCC که قدرت تولید می کنند و از آنها بخار، گرما، یا مواد شیمیایی حاصل می شود، دارای پتانسیل بهبود بخشیدن، مقرون به صرفه بودن سیستم است. مؤثرترین چرخه های ترکیبی در درازمدت، سیستمهای IGFC خواهند بود. سلولهای سوختی به سادگی می توانند با گازی سازی زغال سنگ پیوند داده شوند. چنین سیستمهایی از IGFC دارای پتانسیل، مؤثرترین و کم آلوده کننده ترین روش برای تولید الکتریسیته از زغال سنگ است. سلولهای سوختی با کربنات مذاب (MCFCs) جاذبترین سیستمهای کوتاه مدت برای کاربردهای تأسیساتی هستند. درباره سلولهای سوختی در فصل هشتم به طور مفصل بحث شده است.

از سال ۱۹۹۵ چندین نمایش نیروگاههای سلول سوختی با اندازه های از ۲۰۰ kW تا ۲ MW در ایالات متحده و ژاپن کار کرده اند. انتظار می رود این واحدهای با سوخت گاز طبیعی، به صورت واحدهای ۵-۱۰ MW با راندمان الکتریکی بیش از ۵۰٪ تا سال ۲۰۰۰ وارد بازار تأسیساتی شوند. در اندازه های بزرگتر با چرخه های پایینی بخار یا گاز، راندمان ۶۰٪ و یا بیشتر خواهد بود. سلولهای سوختی با اکسید جامد (SOFC) در دماهای در حدود ۹۵۰-۱۰۰۰°C کار می کنند. بزرگترین سیستم بر مبنای SOFC کنونی طراحی لوله ای وستینگهاوس قابل استفاده برای واحدهای تا ۲۰ kW ظرفیت است. مشخصه های تکنولوژیهای جدید IGFC بر مبنای سه نوع سلولهای سوختی مجتمع با گازسازهای زغال سنگ در جدول (۹-۹) ارائه می شود. چنین سیستمهای بر مبنای سلولهای سوختی MCFC یا SOFC شامل واحدهای زیر است (لانگول و دیگران، ۱۹۹۵):

جدول ۹-۹. مشخصه های سیستم مجتمع سلول سوختی با گازی سازی

پارامتر	PAFC	MCFC	SOFC
ظرفیت واحد، MW	۱۵۰	۴۴۰	۳۰۰
راندمان سیستم بر مبنای زغال سنگ (HHV)، %	۳۴	۵۱	۴۷
مخارج کلی، \$/kW	۲۲۰۰	۱۹۰۰	۲۱۰۰
نمایش با گاز طبیعی	۱۹۹۳	۱۹۹۸	۱۹۹۸

PAFC: سلول گازی اسید سولفوریک، MCFC: سلول سوختی کربنات مذاب، SOFC: سلول سوختی اکسید جامد. نشر (NO_x و SO_x) از ۰/۵ kg/MWh کمتر است.

- واحد گازسازی زغال سنگ برای تولید گاز مصنوعی
- تغییر شکل دهنده برای تبدیل گاز زغال سنگ به هیدروژن
- بسته های سلول سوختی برای تبدیل انرژی الکتروشیمیایی و تولید جریان مستقیم

- واحد حالت دادن جریان
- توربین گاز پائینی یا واحد توربین بخار
- یک بخار فرآیند یا واحد گرمای منطقه

واحدهای IGFC با چرخه مرکب نرخ گرمای زیر 7500 kJ/kWh را به دست می آورند؛ ولی برای رسیدن به این، مخارج تولید بسته سلول سوختی باید به مقدار زیادی کاهش داده شود.

چرخه های مرکب پیوندی

نسل اول PFBC ها به دلیل دمای ورودی پایین 850°C توربین گاز دارای راندمان نسبتاً پائینی هستند؛ بنابراین چرخه های پیوندی شامل PFBC مجتمع با گازسازی با وزش هوا و توربینهای گاز دما بالا، راندمانهای کلی بالاتری را کسب خواهد کرد. فرآیند عمومی در سیستم تولید قدرت پیوندی شامل قدمهای اصلی زیر است: کربونیزه کردن زغال سنگ، احتراق چار در یک PCFBC، احتراق گاز زغال سنگ در یک محفظه احتراق توربین گاز بالایی، و تولید قدرت چرخه مرکب (ماد، ۱۹۹۳؛ تاکاهاشی^۱ و دیگران، ۱۹۹۴؛ ناکابایاشی^۲، ۱۹۹۴؛ فوجی تا^۳، ۱۹۹۴؛ گوتا^۴، ۱۹۹۵؛ ماتسودا^۵).

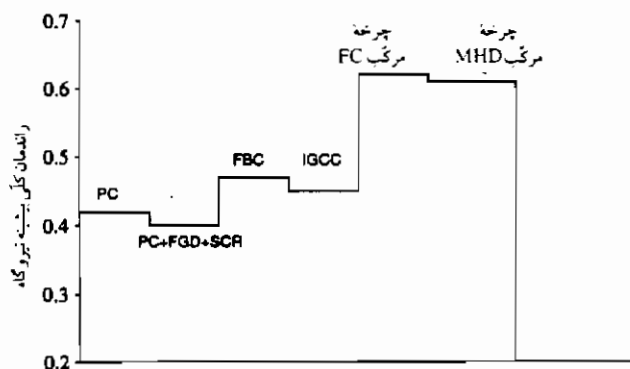
بنابراین تکنولوژی تولید قدرت پیوندی، اعضای کلیدی PFBC و فرآیندهای گازی سازی زغال سنگ را با هم ترکیب می کند. ابتدا زغال سنگ شعله ور / کربونیزه می شود؛ سپس گاز سوختی حاصله از این فرآیند در یک توربین گاز محفظه احتراق بالایی سوزانده و چار به داخل کوره PCFBC تزریق می گردد. دماهای ورودی توربین گاز بالاتر از 1150°C به خاطر این ترکیب کسب می شود. سیستمهای کربونیزه کننده، محفظه احتراقی، و گیرنده ذرات HGCU در $875^\circ\text{C} - 850^\circ\text{C}$ کار می کنند. گرفتن گوگرد با تزریق ماده جاذب برمبنای آهک صورت می پذیرد. انتظار می رود که راندمان چرخه پیوندی در حدود چهار درصد بالاتر از راندمان سیستمهای PFBC نسل اول باشد.

قسمت اصلی سطوح انتقال حرارت در یک مبدل با بستر افشانه ای خارجی قرار داده می شود. چون سرعت گاز افشانه ای در آن جا پایین است، مثلاً 15 m/s ، فرسایش لوله قابل چشم پوشی است. گازهای دودکش خروجی از کربونیزه کننده و چار محفظه احتراق PCFB قبل از ورود به محفظه احتراق بالایی توربین گاز و توربین گاز باید در یک سیستم HGCU تا تمرکز ذرات جامد زیر 20 ppm تمیز شوند. گوگردزایی در فشار بالا در احتراق و گازی سازی تحت فشار از ۱ بار مؤثرترند،

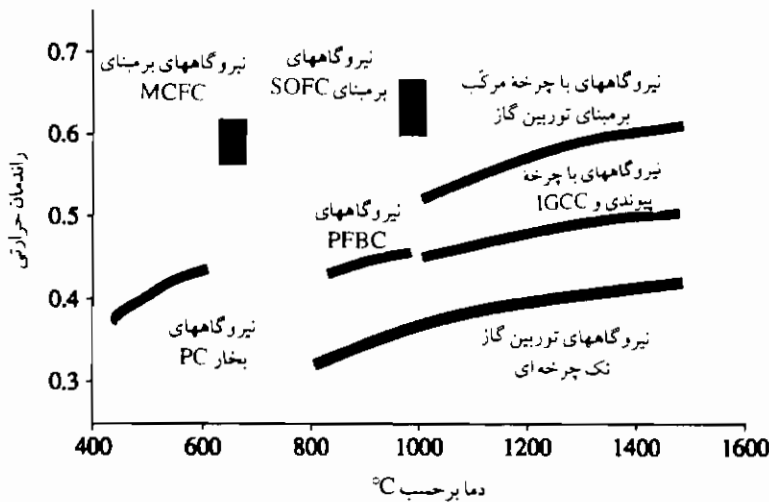
دو نوع چرخه زغال سنگ پیشرفته دیگر - که اکنون در دست توسعه است - یعنی سیستم احتراقی مستقیم زغال سنگ (DCCS) و معروف به سیستم احتراقی زغال سنگ تمیز (CCCS) برای توربین گاز بر مبنای نیروگاههای با چرخه مرکب می باشد (جونز، ۱۹۹۵).

محفظه های احتراق تفاله ای تحت فشار، در دست توسعه است که در 1650°C - 1370°C کار می کند و خاکستر و اجزای مضر را در ضمن فرآیند احتراق خارج می کند. این یک توسعه درازمدت است. در حال حاضر بیشتر این مفاهیم شامل: یک گازی ساز به عنوان مرحله اول، یک سیستم HGU، و یک سیستم احتراقی مرحله ای می باشد. سیستم CCCS از سه مرحله احتراق تشکیل شده است. اولین مرحله احتراق سوخت غنی است. تمام O_2 در دسترس فقط برای اکسیداسیون کربن و هیدروژن استفاده خواهد شد. گوگرد در سوخت، تشکیل سولفید کلسیم می دهد و نیتروژن سوخت به N_2 مولکولی تبدیل می گردد. مرحله بعدی نیز غنی از سوخت است. سولفید کلسیم در تقاله مذاب جا می گیرد و از محفظه احتراق خارج می شود. سوزاندن کامل کربن در مرحله آخری تحت شرایط هوای اضافی کامل می شود. قسمتی از گاز دودکش مجدداً گردش داده خواهد شد تا از تشکیل NO حرارتی جلوگیری می کند.

راندمانهای مفاهیم نیروگاه پیشرفته در شکل (۹-۱۸) مقایسه می شود. مقایسه عملکرد عمومی سیستمهای تولید قدرت پیشرفته بر مبنای زغال سنگ، در جدول (۹-۱۰) ارائه می شود. در شکل (۹-۱۹) راندمانها و گستره دمای عمل سیستمهای انرژی پیشرفته از همه نوع نشان داده می شود. مخارج کلی نیروگاههای تأسیساتی و واحدهای تولید همزمان در جدول (۹-۱۱) جمع آوری شده است. در جدول (۹-۱۲) مرور کلی روشهای کاهش CO_2 که در تکنولوژیهای تولید قدرت بر مبنای زغال سنگ به کار گرفته می شوند؛ ارائه می شود (لانگول و همکاران، ۱۹۹۵؛ مود، ۱۹۹۳؛ پتزل، ۱۹۹۵).



شکل ۹-۱۸. مقایسه راندمان مفاهیم نیروگاه پیشرفته



شکل ۹-۱۹. راندمانها و گستره دمای عمل نیروگاههای پیشرفته و واحدهای IGCC

جدول ۹-۱۰. مقایسه عملکرد سیستمهای تولید قدرت پیشرفته بر مبنای زغال سنگ

تکنولوژی	راندمان، %	تکنولوژی تبدیل زغال سنگ	تکنولوژی تولید قدرت
PC	۳۸-۴۲	C	ST، ۲۴۰-۳۰۰ بار
PCLEB	۴۲	C	ST، ۳۰۰ بار
PFBC	۴۰	PFBC	CC، ۱۳۰ بار
IGCC	۴۰	گازی ساز بستر ادغامی	CC، ۱۳۰۰ °C
EFCC	۴۵	محفظه احتراق تفاله ای + مبدل حرارتی	CC، ۱۳۰۰ °C
		۱۲۶۰ °C	
PFBC-2	۴۵	کربنیزه کننده + PCFBC	CC، ۱۳۰۰ °C
IGCC-2	۴۵	گازی ساز با بستر افشانه ای	CC، ۱۳۷۰ °C
HIPPS	۵۰	HTAF	CC، ۱۴۰۰ °C
PFBC-2 بهبود یافته	>۵۰	PCFBC	ST، ۳۰۰ بار، ۱۴۵۰ °C، GT
IGAC	>۵۰	گازی ساز بستر افشانه ای	HAT، ۱۴۵۰ °C
IGFC	>۶۰	گازی ساز بستر افشانه ای	HRS/ST+ (650°C) MCFC

PC : نیروگاه زغال سنگ پودر شده، C : احتراق زغال سنگ معمولی، ST : توربین بخار، GT : توربین گاز، CC : چرخه مرکب (توربین گاز + HRS/ST + توربین بخار)، HRS/ST : مولد بخار با بازیافت گرما، PCLEB : دیگ با نثر پایین و زغال سنگ پودر شده، PFBC : احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار، IGCC : چرخه مرکب مجتمع گاز کردن، EFCC : چرخه مرکب با آتش زایی خارجی، HIPPS : سیستم قدرت با عملکرد بالا، HTAF : کوره هوای دما بالا، IGAC : چرخه پیشرفت مجتمع گازی سازی، PCFBC : احتراق با بستر افشانه ای گردشی تحت فشار، IGFC : مجتمع مبدل سوختی با واحد گاز سازی، HAT : توربین هوای مرطوب شده، MCFC : مبدل سوختی کربنات مذاب.

جدول ۹-۱۱. مخارج کلی نیروگاههای از انواع مختلف

تکنولوژی	مخارج کلی، \$/KW
نیروگاه بخار با FGD	۱۵۰۰-۱۰۰۰
نیروگاه توربین گاز تک چرخه ای	۵۵۰-۳۵۰
نیروگاه با چرخه مرکب	۶۷۰-۴۵۰
واحد تولید همزمان بر مبنای توربین گاز	۶۷۰-۴۵۰
واحد تولید همزمان بر مبنای توربین بخار برداشتی	۱۶۰۰-۱۰۰۰
واحد IGCC	۱۶۵۰-۱۲۰۰
نیروگاه هسته ای	۲۷۰۰-۲۰۰۰

FGD : گوگردزدایی گاز دودکش، IGCC : مجتمع چرخه مرکب با گازی سازی

جدول ۹-۱۲. روشهای کاهش CO₂ برای تولید قدرت

تکنولوژی	شرایط بخار	راندمان خالص واحد (LHV) ، %	نشر CO ₂ gC/kWh
PC + FGD	Sb	۳۵	۲۶۲
AFBC	Sb	۳۷	۲۵۷
PC + FGD	Sc, 25 MPa/560°C/0.003 MPa	۴۵	۲۱۰
PC + FGD	Sc, 30 MPa/600°C/0.003 MPa	۴۸	۲۰۰
آتش زایی گاز طبیعی + PC	Sb	۳۸-۳۶	۲۴۲-۲۳۳
مخلوط نفت زغال سنگ، PC	Sb	۳۵	۲۵۲
واحد IGCC	Sb	۴۳	۲۱۳
واحد PFBC	Sb	۴۲	۲۳۰
چرخه گازی سازی PFBC	Sc, 25 MPa	۴۵-۴۲	۲۰۰-۱۹۶
واحد PC پودر شده	Sb	۴۸	۱۹۵
PC- گاز طبیعی + FGD، deNO _x	Sb	۴۰	۲۰۲
PC- گاز طبیعی + FGD، deNO _x	Sc, 30 MPa	۴۹	۱۶۶
MHD + واحد بخار	Sb	۵۵-۴۵	۲۱۷-۱۹۳
سلولهای سوختی	Sb	۵۸-۴۵	۱۹۳-۱۴۷
تولید همزمان	Sb	۸۵-۷۷	۱۱۹-۱۱۰

PC : نیروگاه زغال سنگ پودر شده، FGD : گوگردزدایی گاز دودکش، Sb : پارامترهای بخار زیر بحرانی،
Sc : پارامترهای بخار فوق بحرانی، AFBC : احتراق با بستر افشانه ای آتشفسری، IGCC : مجتمع چرخه مرکب گازی کردن،
deNO_x : واحد حذف NO_x، MHD : مولد هیدرو دینامیک مغناطیسی، PFBC : احتراق با بستر افشانه ای تحت فشار.
منبع : لانگول و دیگران، ۱۹۹۵ ؛ مآد، ۱۹۹۳ ؛ و فوجی تا، ۱۹۹۴ .

مؤخره

این فصل عمدتاً با تکنولوژیهای احتراق با بستر افشانه ای و IGCC سروکار دارد. بزرگترین نیروگاه CFBC ساخته شده تاکنون دارای قدرت خروجی ۱۷۵ MW است؛ در حالی که ظرفیت لازم ۳۰۰ MW می باشد. تکنولوژیهای PFBC و IGCC هر دو هنوز در مراحل اولیه تجاری شدن می باشند. به دلیل دمای احتراق محدود (حدود 850°C)، نیروگاههای با چرخه مرکب با PFBC راندمان نسبتاً پایینی دارند. راندمان IGCC، به خصوص با به کارگیری HGCU، باید بهبود یابد. برای افزایش راندمان نیروگاههای PFBC و IGCC، HGCU قابل اعتماد لازم است. راندمانهای حدود ۴۵٪ را می توان کسب کرد. چند پروژه نیروگاه مدل با تکنولوژی PFBC و IGCC هم اکنون در حال تشخیص می باشد. انتخاب فرآیندهای اصلی گازی سازی - یعنی وزش با باد و وزش اکسیژن که در این فصل بحث شد - در تکنولوژی IGCC اخیر در حال استفاده است.

مسائل

- ۹-۱ افت فشار در یک محفظه احتراق با بستر افشانه ای گردشی آتمسفری (CFBC) با تخلخل متوسط بستر ۰/۸۷ و ارتفاع بستر ۸ m را محاسبه کنید. دانسیته ذره را 2300 kg/m^3 فرض کنید.
- ۹-۲ سرعت کمینه افشانه ای برای ذرات زغال سنگ با قطر ۱ mm و دانسیته 2300 kg/m^3 ، که در یک محفظه احتراق بستر افشانه ای گردشی آتمسفری افشان می شود (CFBC)، و یک دیگ محفظه احتراق با بستر افشانه ای گردشی تحت فشار (PCFBC) در حال عمل 850°C و به ترتیب با فشار ۱ بار و ۱۵ بار را محاسبه کنید.
- ۹-۳ ضریب انتقال حرارت بین بستر افشانه ای و سطح انتقال حرارت در یک دیگ محفظه احتراق بستر افشانه ای تحت فشار (PFBC) را محاسبه کنید، اگر فشار بستر افشانه ای ۱/۵ MPa و دما برابر 850°C باشد. دمای سطح انتقال حرارت (دیوار) 420°C ، قابلیت نشر مؤثر سیستم دیوار بستر افشانه ای ۰/۹ است. قطر ذره ۱ mm، دانسیته ذره 2300 kg/m^3 ، گرمای ویژه ذره 1477 J/(kg K) ، سرعت ظاهری هوا 3 m/s ، تخلخل متوسط بستر ۰/۸، و تخلخل بستر در کمینه افشانه ای شدن ۰/۴ می باشد. فرض کنید که خواص هوا در ۱/۵ MPa و 850°C عبارت از قابلیت هدایت حرارتی 0.075 W/(m K) ، دانسیته 4.65 kg/m^3 ، لزجت دینامیکی $1.0 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$ ، و گرمای ویژه 1153 J/(kg K) فرض می شود. عدد پرانتل برای هوا ۰/۷۳۶ و ثابت گاز هوا 287 J/(kg K) است. ثابتهای دیگر $c_1 = 2/8$ و $c_2 = 2/6$ هستند.

مراجع

- Anand, A. K., Cook, C. S., Corman, J. C., and Smith, A. R. 1996. New technology trends for improved IGCC system performance. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 118:732-736.
- Anon. 1995. CFB. Lurgi AG, Germany.
- Anthony, E. J. 1995. Fluidized bed combustion of alternative solid fuels: Status, successes and problems of the technology. *Prog. Energy Combust. Sci.* 21:239-267.
- Foster Wheeler. 1994. Second generation PFBC.
- Fujita, M. 1994. Start-up of the Wakamatsu PFBC. Presented at the EPRI FBC Conference, Atlanta, Ga., May 1994.
- Gogolek, P. E. G., and Grace, J. R. 1995. Fundamental hydrodynamics related to pressurized fluidized bed combustion. *Prog. Energy Combust. Sci.* 21:419-451.
- Goto, H. 1995. Operating experience of the 71 MW Wakamatsu PFBC demonstration plant. Presented at the 13th ASME FBC Conference, May 1995.
- Gudenau, H. W., Hoberg, H., and Mayerhofer, A. 1994. Hot gas cleaning for combined cycle based on pressurized coal combustion. ASME paper 1993, 94-GT-417, pp. 1-8.
- Ishikawa, K., Kawamata, N., and Kamei, K. 1993. Development of a simultaneous sulfur and dust removal process for IGCC power generation system. In *Gas cleaning at high temperatures*, vol. 2, pp. 419-435. London: Blackie Acad.
- Jones, C. 1995. New coal-based power cycles aim to compete with gas. *Power* 139(3):52-58.
- Kalimeyer, D., and Engelhard, J. 1992. KoBra-Kombikraftwerk mit integrierter HTW-Braunkohlevergasung. *Brennstoff-Wärme-Kraft* 44:388-391.
- Karita. 1995. 360 MWe PFBC will be the first P800. *Mod. Power Syst.* 15(2):33-35.
- Lippert, T. E., et al. 1992. Development of hot gas cleaning systems for advanced, coal based gas turbine cycles. ASME paper 92-GT-431, pp. 1-9.
- Longwell, J. P., Rubin, E. S., and Wilson, J. 1995. Coal: Energy for the future. *Prog. Energy Combust. Sci.* 21:269-360.
- Lozza, G., Chiesa, P., and DeVita, L. 1996. Combined-cycle power stations using "Clean coal technologies": Thermodynamic analysis of full gasification versus fluidized bed combustion with partial gasification. *Trans. ASME J. Eng. Gas Turbine Power* 118:737-748.
- Matsuda, T. 1995. Conversion to 350 MW AFBC at Takehara-2. Presented at the 13th ASME FBC Conference, May 1995.
- Maude, C. 1993. *Advanced power generation*. London: IEA Coal Research.
- McAllester, P. 1991. Pinon pine set to demonstrate IGCC. *Mod. Power Syst.* 11(12):19-23.
- Minchener, A. J. 1992. Next generation coal power targets 1998 demonstration. *Colliery Guardian* 240(3):105-109.
- Minchener, A. J., et al. 1991. Advanced clean coal technology for power generation. In *FBC technology and the environmental challenge. Proceedings of the Institute of Energy's 5th International Fluidized Combustion Conference*, pp. 331-341.
- Nakabayashi, Y. 1994. Development of high-performance coal-fired power generation technologies, EPDC. Presented at the International Clean Coal Technology Symposium on PFBC, Kitakyushu, Japan, July 1994.
- Newby, R. A., and Banniser, R. L. 1993. Advanced hot gas cleaning system for coal gasification processes. ASME paper 93-GT-338, pp. 1-10.
- Newby, R. A., Domeracki, W. F., McGuigan, A. W., and Banniser, R. L. 1994. Integration of combustion turbine systems into pressurized fluidized bed combustion combined cycles. ASME paper 94-GT-333, pp. 1-11.
- Petzelt, H.-K. 1995. Die Wirbelschichtfeuerung auf dem Weg zur betriebsgewährten Großfeuerung? *VGB Kraftwerkstechnik* 75(4):380-385.
- Richards, P. C. 1994. Gasification: The route to clean and efficient power generation with coal. *Can. Min. Metall. Bull. CIM Bull.* 87:135-140.
- Robertson, A., and Horazak, D. 1993. Effect of PFB and AFB combustors on carbonizer-based power plant efficiencies. In *FBC and AFBC Projects and Technology, 1993 International Joint Power Generation Conference*, pp. 33-38. New York: ASME.
- Schellberg, W., and Kuske, E. 1992. The qualities of PRENFLO coal gas for use in high-efficiency gas turbines. ASME paper 92-GT-263, pp. 1-5.
- Siemens. 1995a. A 1000-MW single-shaft combined-cycle (GUD) power plant.
- Siemens. 1995b. The Puertollano integrated coal gasification combined-cycle (IGC-GUD) power plant in Spain.

- Smith, D. J. 1992. Commercialization of IGCC technology looks promising. *Power Eng., Barrington* 96(2):30-32.
- Solomon, P. R., et al. 1996. A coal-fired heat exchanger for an externally fired gas turbine. *Trans. ASME J. Gas Turbine Power* 118:22-32.
- Stambler, I. 1993. Second generation PFBC coal plants target 50% HHV efficiency. *Gas Turbine World* 23(6):22-27.
- Tait, K. M., and McDonald, M. M. 1994. Recent development in IGCC technology. *Can. Min. Metall. Bull. CIM Bull.* 87:27-35.
- Takahashi, Nakabayashi, Y., Fujita, M., and Kimura. 1994. Aktueller Stand der 350-MW-Wirbelschichtfeuerung Takehara und der 71-MW-Druckwirbelschichtfeuerung Wakamatsu der EPDC sowie der fortschrittlichen Stromerzeugung in Japan. *VGB Kraftwerkstechnik* 11:1003-1009.
- Verweyen, N. 1994. *Zur Modellierung von stationären Kohlewirbelschichten*. Düsseldorf: VDI.

فصل دهم

سیستمهای پیشرفته ذخیره سازی انرژی

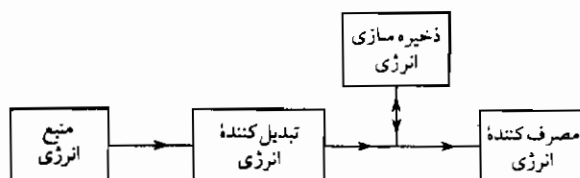
راندمان و اقتصاد نیروگاههای معمولی را می توان با استفاده از ذخیره سازی انرژی بهبود بخشید. در سیستمهای انرژی خورشیدی یا انرژی باد، کاربرد ذخیره سازی انرژی برای تهیه انرژی قابل اعتماد، لازم است. در این فصل با تکنولوژیهای پیشرفته ذخیره سازی انرژی سروکار داریم. نویددهنده ترین تکنولوژی ذخیره انرژی برای نیروگاههای تأسیساتی، عبارت است از: ذخیره سازی قدرت آب پمپاژ شده، ذخیره سازی انرژی هوای متراکم شده، و باتریهای الکتریکی که در بخش نخست این فصل، از آنها سخن خواهیم گفت.

در بخش دوم این فصل تأکید بر روی ذخیره انرژی حرارتی برای کاربردهای دما پایین، متوسط و بالا، به خصوص در مورد سیستمهای انرژی خورشیدی است. تکنولوژیهای ذخیره سازی گرمای محسوس و نهان، هر دو می توانند مورد استفاده قرار گیرند. معادلات برای محاسبه ظرفیت ذخیره سازی انرژی و جرم و حجمهای محیط ذخیره انرژی لازم برای ذخیره سازی مقدار معینی انرژی ارائه می شود. علاوه بر اینها تکنولوژیهای ذخیره سازی انرژی برای نیروگاههای خورشیدی نیز مورد بررسی قرار می گیرد.

مشخصه های عملکردی ذخیره انرژی

ذخیره سازی انرژی جزء بسیار مهم سیستمهای تولیدکننده قدرت است. سیستمهای تولید انرژی بادی و خورشیدی یا یک سیستم ذخیره انرژی و یا یک منبع انرژی از نوع دیگر برای تهیه انرژی،

وقتی که تولید قدرت پایین است، را ایجاب می کند. سیستمهای ذخیره سازی انرژی همچنین می تواند توسط تأسیسات الکتریکی استفاده شود. یک سیستم ذخیره سازی انرژی، انرژی الکتریکی را (جریان متناوب) تبدیل به یک شکل انرژی مناسب برای ذخیره، مثل پتانسیل، جنبشی، یا انرژی شیمیایی می کند. این انرژی سپس در یک منبع ذخیره انبار می شود. این انرژی ذخیره شده می تواند در مواقع تقاضای بالای انرژی به مصرف برسد. این کار قابلیت اعتماد و تهیه قدرت را افزایش و احتیاج به وسایل غیرمقرون به صرفه در زمان تقاضای زیاد را کاهش می دهد. استفاده از انرژی ذخیره وقتی که عدم توازن موقتی بین تهیه انرژی از واحد تبدیل انرژی و تقاضای مصرف انرژی وجود دارد، منفعت بار است. اصول کلی ذخیره سازی انرژی در شکل (۱-۱۰) به صورت شمایی نشان داده می شود.



شکل ۱-۱۰. نمودار شمایی یک سیستم انرژی با ذخیره سازی انرژی

قانون اول ترمودینامیک را می توان برای ذخیره سازی انرژی به کار برد. تغییر در مقدار انرژی ذخیره در واحد زمان توسط نرخ انرژی ورودی و خروجی و همچنین توسط نرخ اتلاف انرژی تعیین می شود؛ بنابراین

$$dE_s/d\tau = E_{in} - E_{out} - E_l \quad (10-1)$$

که در آن E_s مقدار انرژی ذخیره شده برحسب ژول (J)، τ زمان برحسب ثانیه (s)، E_{in} و E_{out} به ترتیب، نرخهای وابسته به زمان انرژی ورودی و خروجی برحسب وات و E_l نرخ انرژی اتلافی ذخیره برحسب وات می باشد.

چرخه کارکرد یک ذخیره سازی، از تناوبهای پر کردن، ذخیره کردن، و تخلیه در مدت زمان به ترتیب τ_1 ، τ_2 ، و τ_3 تشکیل می شود:

$$\tau_c = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 \quad (10-2)$$

برای یک چرخه ذخیره سازی، تغییر در انرژی ذخیره شده E_s صفر است؛ بنابراین با گرفتن انتگرال روی کمیات انرژی مربوطه را حاصل می کند:

$$\int E_{out} d\tau = \int E_{in} d\tau - \int E_l d\tau \quad (۱۰-۳)$$

دانسیته انرژی ویژه، مقدار انرژی ذخیره شده در یک واحد جرم یا حجم محیط ذخیره است:

$$e_s = E_s/m \quad \text{J/kg} \quad (۱۰-۴)$$

و

$$e'_s = E_s/V \quad \text{J/m}^3 \quad (۱۰-۵)$$

محیط ذخیره با دانسیته های بالا احتیاج به جرم و حجم کمتری برای ذخیره یک مقدار معین از انرژی را دارد. سوختها بالاترین دانسیته های انرژی ویژه، از مرتبه ۳۰-۵۰ MJ/kg، را دارا می باشند.

راندمان ذخیره سازی (یا راندمان بازیافت) عبارت از انرژی خروجی کلی تقسیم بر انرژی کلی ورودی در یک چرخه است:

$$\eta_s = E_{out}/E_{in} \quad (۱۰-۶)$$

سیستمهای ذخیره سازی انرژی را می توان، براساس شکلی که انرژی ذخیره می شود مانند زیر طبقه بندی کرد (بکمن و گیلی^۱، ۱۹۸۴؛ دوفی و بکمن^۲، ۱۹۹۱؛ بیترلیخ^۳، ۱۹۸۷؛ دینتر^۴، ۱۹۹۲؛ خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ گارگ^۵ و دیگران، ۱۹۸۵): مکانیکی، حرارتی، الکتریکی و الکترومغناطیسی، و شیمیایی. برای مثال، سیستمهای ذخیره سازی انرژی شیمیایی شامل باتریهای ذخیره، ذخیره هیدروژن، و ذخیره انرژی ترموشیمیایی بر مبنای واکنشهای شیمیایی برگشت پذیر گرماگیر/گرماده است.

ذخیره سازی انرژی مکانیکی

سیستمهای ذخیره سازی انرژی مکانیکی شامل: ذخیره سازی انرژی گرانشی یا ذخیره سازی قدرت آب پمپاژ شده (PHPS)، ذخیره سازی انرژی هوای متراکم (CAES)، و چرخهای طیار است. تکنولوژیهای PHPS و CAES همراه با باتریهای الکتریکی، می توانند برای ذخیره سازی انرژی تأسیساتی در مقیاس زیاد مورد استفاده قرار گیرند، ضمن این که چرخهای طیار برای ذخیره متوسط مناسبترند.

1. Beckman & Gilli

2. Duffie & Beckman

3. Bitterlich

4. Dinter

5. Garg

شارژ ذخیره وقتی که قدرت ارزان قیمت کم مصرف، مثلاً هنگام شب و تعطیلات آخر هفته، در دسترس است انجام می گیرد. ذخیره وقتی که قدرت به دلیل ناکافی بودن ورودی آن از واحد اصلی بار مورد نیاز است، تخلیه می شود.

ذخیره سازی لغوت آب پمپاژ شده

PHPS یک سیستم ذخیره سازی انرژی پتانسیل است. این سیستم اقتصادی ترین روش ذخیره سازی انرژی در دسترس تأسیسات الکتریکی است. این روش توسعه یافته ترین و پرمصرفترین سیستم ذخیره انرژی مکانیکی می باشد. توربین/مولد می تواند از حالت ایست ضمن 90 s به حالت عمل و ضمن 120 s به حالت قدرت کامل برسد. تغییر وضعیت از حالت پمپاژ به تولید می تواند در $240-180\text{ s}$ صورت پذیرد. راندمان کلی یک واحد ذخیره سازی پمپاژ تقریباً 80% است؛ ولی نیروگاههای PHPS خیلی گران قیمت می باشد و فضای مناسب و زمان طولانی تهیه مقدمات را ایجاد می کند و باید در مقیاس بزرگ ساخته شود (الیوت، ۱۹۹۵).

مقدار انرژی پتانسیل PE که می تواند در یک میدان نیروی گرانشی یکنواخت ذخیره شود، به صورت زیر داده می شود:

$$PE = mg\Delta z \quad \text{J} \quad (7-10)$$

که در آن m جرم برحسب kg، g شتاب ثقل (9.81 m/s^2 در ارتفاع صفر)، و Δz تغییر در ارتفاع برحسب m است.

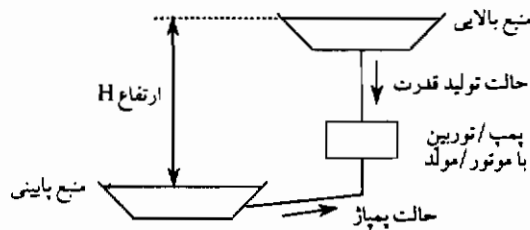
برای ذخیره 1 kWh انرژی با یک سیستم وزنی، 1000 kg جرم باید به ارتفاع 367 m نسبت به یک سطح مرجع بالا برده شود. با وجود مقدار کمی انرژی که از واحد جرم می توان به دست آورد، این سیستم برای ذخیره کردن مقادیر زیادی از انرژی توسط جابه جا کردن کمیت بزرگی از آب در فاصله مناسبی در سیستم PHPS استفاده می شود.

انرژی پتانسیل یک جرم آب m_w برحسب kg در یک ارتفاع H برحسب m ، بالای یک سطح مرجع به صورت زیر داده می شود:

$$PE = gm_w H \quad \text{J} \quad (8-10)$$

برای ذخیره کردن کمیت زیادی از انرژی، جرم زیادی از آب باید تا ارتفاع بزرگ کافی بالا برده شود. یک سیستم PHPS در نمودار شمایی شکل (۲-۱۰) نشان داده می شود. این سیستم شامل دو منبع (بالایی و پایینی)، توربین پمپ، مجموعه موتور-مولد، و خطوط ارتباطی است. در زمان مصرف

کم، الکتریسیته تولیدی توسط نیروگاه اصلی بار برای پمپ کردن آب به منبع بالایی مورد استفاده قرار می گیرد. وقتی که تقاضای قدرت بیشتر از حد موجود باشد، آب از طریق توربین هیدرولیکی به سمت پایین جریان می یابد و یک مولد الکتریکی را به حرکت در می آورد.



شکل ۲-۱۰. ذخیره سازی قدرت آب پمپاژ شده (PHPS)

هد عملکرد توربین پمپ در حالت پمپاژ H_p ، و در حالت تولید قدرت H_t به دلیل نرخیهای جریانی و اتلافات هد متفاوت با یکدیگر فرق دارند؛ بنابراین:

$$H_p = H + \Delta H_p \quad H_t = H - \Delta H_t \quad (۹-۱۰)$$

که در آن H هد استاتیکی (تفاوت ارتفاع بین منبعهای بالایی و پایینی) برحسب m و ΔH_p و ΔH_t به ترتیب اتلاف هد در حالت پمپاژ و تولید برحسب m است.

قدرت ورودی در حالت پمپاژ و قدرت خروجی در حالت تولید به صورت زیر داده می شوند:

$$P_p = g\rho V_p H / \eta_p \eta_m \eta_l \quad (۱۰-۱۰)$$

و

$$P_t = g\rho V_t H \eta_t \eta_g \eta_l \quad (۱۰-۱۱)$$

که در آن P قدرت برحسب W ، ρ دانسیته آب برحسب kg/m^3 ، V نرخ جریان حجمی برحسب m^3/s ، H تفاوت ارتفاع بین منبعهای بالایی و پایینی (هد ایستا) برحسب m ، و η راندمان است. زیرنویسهای مشخص شده عبارت از p برای پمپ، t برای توربین، g برای مولد، m برای موتور، و l برای کانال آب (خط) می باشد.

راندمان تعویض در PHPS برابر با انرژی خروجی کلی در فاصله زمانی تولید تقسیم بر انرژی ورودی کلی در فاصله زمانی پمپاژ است:

$$\eta_s = E_t / E_p \quad (۱۰-۱۲)$$

این کمیت از مرتبه ۸۰-۷۵٪ می باشد (الیوت، ۱۹۹۵).

انتخاب محل برای PHPS جهت نیروگاههای هیدروالکتریکی خیلی پیچیده تر است. موضع نگاری مناسب، ساختمان یا انتخاب محل دو منبع را مقدور خواهد ساخت (یکی از این منابع معمولاً یک رودخانه یا دریاچه است).

سیستمهای PHPS زیرزمینی اثرات تصویری ذخیره بر روی محیط کاهش می دهد (الیوت، ۱۹۹۵). اطلاعات چند سیستم PHPS بزرگ در جدول (۱-۱۰) داده می شود.

جدول ۱-۱۰. مشخصه های سیستمهای بزرگ PHPS

نیروگاه	قدرت، MW		هد، m	تعداد مجموعه پمپ - توربین
	توربین	پمپ		
ناحیه بٲ ^۱ ، ایالات متحده	۲۱۰۰	۲۲۸۰	۳۶۰	۶
گراندد میسون ^۲ ، فرانسه	۱۲۲۰	۱۲۶۰	۹۵۵	۸
اکو یوشینو ^۳ ، ژاپن	۱۲۱۰	۱۲۸۰	۵۱۵	۶
پیامترا ^۴ ، ایتالیا	۱۲۸۰	۱۴۳۰	۱۰۷۰	۹
راکون ^۵ ، ایالات متحده	۱۵۳۰	۱۶۰۰	۳۲۰	۴
زاگورسک ^۶ ، روسیه	۱۲۰۰	۱۲۵۰	۱۱۲۰	۶

منبع: بورنهام، ۱۹۹۳

مثال ۱-۱۰

قدرت پمپاژ و تولید و راندمان ذخیره سازی انرژی برای یک سیستم PHPS تحت شرایط زیر را محاسبه کنید:

$H = 300 \text{ m}$	تفاوت ارتفاع بین دو منبع
$V_p = 50 \text{ m}^3/\text{s}$	نرخ جریان حجمی در حالت پمپاژ
8.5 h/d	فاصله زمانی پمپاژ
$\eta_p = 0.8$	راندمان پمپ
$V_t = 85 \text{ m}^3/\text{s}$	نرخ جریان حجمی در حالت تولید

1. Bath county

3. Oku-Yoshino

5. Raccoon

2. Grand Maison

4. Piastra

6. Zagrosk

6 h/d	فاصله زمانی تولید
$\eta_i = 0.9$	راندمان توربین
$(\eta_i = 95\%) 5\%$	افت هد در کانال آب (خط)
$\eta_g = \eta_m = 0.97$	راندمان مولد / موتور

حل

قدرت تولید خروجی :

$$P_i = g \rho V_i H \eta_i \eta_g \eta_m = 9.81 \text{ m/s}^2 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \\ \times 85 \text{ m}^3/\text{s} \times 300 \text{ m} \times 0.9 \times 0.97 \times 0.95 = 207.5 \text{ MW}$$

انرژی تولید روزانه :

$$E_i = t_i P_i = 6 \times 207.5 = 1245 \text{ MWh}$$

قدرت پمپاژ ورودی :

$$P_p = g \rho V_p H / \eta_p \eta_m \eta_i = 9.81 \text{ m/s}^2 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \\ \times 50 \text{ m}^3/\text{s} \times 300 \text{ m} / (0.8 \times 0.97 \times 0.95) = 199.6 \text{ MW}$$

انرژی ورودی روزانه :

$$E_p = t_p P_p = 8.5 \times 199.6 = 1696.6 \text{ MWh}$$

راندمان تعویض ذخیره سازی انرژی :

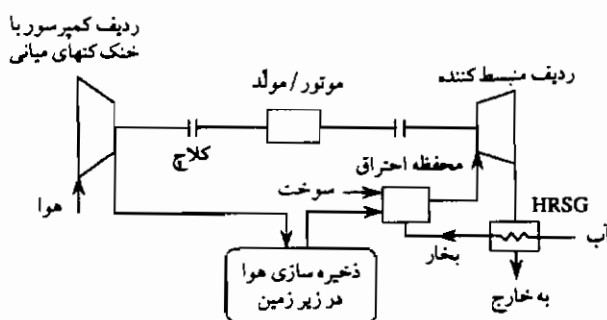
$$\eta_s = E_i / E_p = 1245 / 1696.6 = 0.734$$

ذخیره سازی انرژی هوای فشرده

ذخیره سازی انرژی هوای فشرده (CAES)، ذخیره سازی انرژی پتانسیل است. در CAES، انرژی الکتریکی اضافه بر تقاضا برای متراکم کردن هوا استفاده می شود، که در یک منبع برای استفاده بعدی در یک توربین گاز برای تولید الکتریسیته ذخیره می شود. ذخیره سازی هوای فشرده می تواند توسط تأسیسات الکتریکی برای میزان بار و برای ذخیره انرژی الکتریکی تولیدی در نیروگاههای بزرگ خورشیدی و باد، مورد استفاده قرار گیرد. راندمان بازیافتی کلی با تعریف نسبت انرژی بازیافت به انرژی ورودی در چرخه ذخیره سازی حدود ۸۰-۷۵٪ است (الیوت، ۱۹۹۵).

CAES از لحاظ محیطی بی خطر است و مخارج کلی ویژه پایینی دارد. در مقایسه با نیروگاههای PHPS دارای دانسیته های انرژی بزرگتری در 1 m^3 حجم است.

در شکل (۳-۱۰) نمودار شمایی یک واحد پیشرفته CAES آمده است. انبار CAES یک منبع زیرزمینی مانند غار یا معدن نمک است. ماشین آلات عبارت است از: ردیف کمپرسور، ردیف توربین/منبسط کننده، و موتور-مولد با کلاچ. این کلاچ، کمپرسور را در حالت تولید و توربین را در حالت شارژ ذخیره سازی آزاد می سازد. برای شارژ کردن انبار، موتور-مولد، با عمل یک موتور، کمپرسور را می راند که هوای با فشار بالا را به داخل انبار تحویل می دهد. انرژی الکتریکی لازم برای تراکم کردن هوا تقریباً 0.8 kWh در 1 kWh قدرت تولید شده در فاصله زمانی تخلیه انبار است. در تخلیه انبار، منبسط کننده به موتور-مولد - که اینک به عنوان یک مولد می کند - مرتبط می شود. هوای تراکم از محفظه انبار به داخل منبسط کننده انبساط پیدا می کند که مولد را می راند. هوا می تواند در یک بهبوددهنده با استفاده از گرمای خروجی منبسط کننده پیش گرم شود و در یک محفظه احتراق با آتش زایی گاز طبیعی یا سوخت نفتی بیشتر گرم گردد. انرژی سوختی لازم در حدود 1.2 kWh در 1 kWh تولیدی توسط این واحد است. یک منبسط کننده دو مرحله ای با چرخه بازگرم در یک واحد CAES استفاده می شود. خروجی از مرحله فشار بالا قبل از ورود به مرحله فشار پایین مجدداً گرم می گردد (الیوت، ۱۹۹۵).



شکل ۳-۱۰. شکل شمایی ذخیره سازی انرژی هوای فشرده

معادلات پایداری جرم و انرژی باید به صورت همزمان در نظر گرفته شود. آنها را می توان به صورت زیر نوشت:

$$d(\rho V)/dt = m_i - m_e \quad (10-13)$$

و

$$d(\rho V c_v T)/dt = P_i - P_o \quad (10-14)$$

که در آن p دانسیته هوا، V حجم منبع، t زمان، c_v گرمای ویژه هوا در حجم ثابت، m_i و m_o به ترتیب نرخ جریان جرمی ورودی و خروجی هوا ($m_o = 0$ در حالت تراکم، $m_i = 0$ در حالت تولید)، و P_i و P_o به ترتیب قدرت ورودی و خروجی است. در معادله (۱۴-۱۰) از اتلاف حرارتی صرف نظر می شود. طبق فصل ۵، قدرت ورودی به صورت زیر داده می شود:

$$P_i = m_i c_p T_a [\beta_c^{(k-1)/k} - 1] / \eta_{ic} \eta_m \quad (10-15)$$

که در آن c_p گرمای ویژه هوا دو فشار ثابت، T_a دمای هوای اتمسفری، β_c نسبت فشار تراکمی، k نمای آیزنتروپیک، η_{ic} راندمان آیزنتروپیک کمپرسور، و η_m راندمان موتور است. به طور مشابه قدرت خروجی به صورت زیر داده می شود:

$$P_o = m_o c_p T_{i,i} [1 - 1/\beta_i^{(k-1)/k}] \eta_{ic} \eta_g \quad (10-16)$$

که در آن $T_{i,i}$ دمای ورودی گاز توربین، β_i نسبت فشار توربین، η_{ic} راندمان آیزنتروپیک توربین، و η_g راندمان مولد است.

گرمای سوخت ورودی به محفظه احتراق می شود:

$$Q_{in} = m_o c_p (T_{i,i} - T_a) \quad (10-17)$$

که در آن T_a دمای انبار است. راندمان ذخیره سازی برای چرخه ذخیره سازی به صورت زیر ارائه می شود:

$$\eta_s = \int P_o dt / \left(\int P_i dt + \int Q_{in} dt \right) \quad (10-18)$$

واحد ۲۹۰ MW CAES - که ۴ ساعت تولید را ذخیره می کند - از سال ۱۹۷۹ در هان تورف^۱ آلمان کار کرده است و ۱۱۰ MW CAES - که ۲۶ ساعت تولید را ذخیره می کند - از سال ۱۹۹۱ در مک این تاش^۲ آلاباما مشغول به کار بوده است. در جدول (۲-۱۰) اطلاعات عملکرد اصلی این نیروگاهها همراه با اطلاعات طراحی واحد CAES در ساناگاوا^۳ در ژاپن، که قرار است در ۱۹۹۷ شروع به کار کند، نشان داده می شود.

جدول ۲-۱۰. اطلاعات عملکرد نیروگاههای CAES

اطلاعات	هان تورف، آلمان	مک این تاش، آلاباما	ساناگوا، ژاپن
ظرفیت، MW	۲۹۰	۱۱۰	۳۵
تولید، ساعت	۲	۲۶	۶
تراکم، ساعت	۴	۱/۶	۱/۲
حجم، 10^3 m^3	۳۱۱	۵۳۸	۳۰
دمای انبار، °C	۳۵	۳۵	۵۰
ردیف منبسط کننده			
فشار بالا			
فشار ورودی، بار	۲۶	۲۵	۴۰
دمای ورودی، °C	۵۴۰	۵۴۰	۸۰۰
فشار پایین			
فشار ورودی، بار	۱۱	۱۵	۱۵
دمای ورودی، °C	۶۷۰	۶۷۰	۱۲۵۰
جریان جرمی منبسط کننده، kg/s	۴۱۵	۱۵۴	۴۷
بهبود دهنده	خیر	بلی	بلی

مخارج کلی یک واحد CAES بستگی به نرخ قدرت این واحد و زمان ذخیره سازی لازم دارد. مخارج کلی ویژه (برحسب \$/kW) نیروگاههای الکتریکی با پمپاژ آب ۲-۳ برابر بیشتر از مخارج CAES است. عملکرد تکنولوژی CAES با استفاده از موارد زیر می تواند به مقدار قابل توجهی بهبود یابد.

- توربینهای گاز پیشرفته با دمای ورودی بالاتر توربین و راندمان چرخه بالاتر
- تزریق بخار به داخل محفظه احتراق
- چرخه توربین هوای مرطوب (HAT) با یک اشباع کننده یا مرطوب کننده هوا
- مولد بخار با بازیافت گرما (HRSG) به جای بهبود بخشنده

همان طور که در فصلهای پنجم و ششم بحث شد، تزریق بخار به داخل محفظه احتراق برای افزایش قدرت خروجی و کاهش نشر NO_x مورد استفاده قرار می گیرد و کاربرد رطوبت زن هوا قبل از احتراق مقدار هوای لازم را کاهش می دهد. و نشر NO_x را پایین می آورد.

مثال ۱۰-۴

حجم ذخیره CAES لازم برای یک کمپرسور/توربین گاز در حالت زیر مصرف ۱۰۰ MWe و همچنین نرخ جریان هوای متوسط ضمن ۵ ساعت فاصله زمانی شارژ انبار را پیدا کنید.

راندمانهای آیزنتروپیک کمپرسور و توربین گاز در حالت پر مصرف η_{ic} و η_{it} به ترتیب ۸۵ و ۸۰٪ است. مدت زمان تولید قدرت ۸ ساعت می باشد. مکش کمپرسور در 15°C و ۱۰۰ kPa و تخلیه آن در ۴/۶ MPa است. آتش زایی تکمیلی، دمای هوای متراکم را تا دمای ورودی توربین (TIT) 1050°C با سوزاندن گاز طبیعی با ارزش حرارتی (HV) 49 MJ/kg بالا می برد. همچنین نرخ سوخت را پیدا کنید.

فرض کنید گرمای ویژه برای هوا در سرتاسر گستره دما مقدار ثابت 1.05 kJ/(kg K) است.

حل

ظرفیت ذخیره سازی لازم برابر با انرژی ورودی کلی به توربین گاز در ضمن تولید قدرت ۸ ساعت است؛ بنابراین با در نظرگیری اتلافهای انرژی داریم:

$$Q_s = P \tau_g / \eta_{it} = 100 \times 8 / 0.8 = 1000 \text{ MWh}$$

دمای هوا تخلیه کمپرسور - برگشت پذیر و برگشت ناپذیر - به ترتیب برابرند با:

$$T_{2s} = T_1 \beta^{(k-1)/k} = (15 + 273)(6400/100)^{(1.4-1)/1.4} = 945 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 + (T_{2s} - T_1) / \eta_{ic} = 288 + (945 - 288) / 0.85 = 1061 \text{ K}$$

سوخت لازم در kg هوا می شود:

$$FA = c_p (TIT - T_2) / HV = 1.05(1050 + 273 - 1061) / 49000 = 0.00561 \text{ kg/kg}$$

جرم هوای لازم می شود:

$$m_s = Q_s / c_p \Delta T = 1 \times 10^6 \text{ kWh} \times 3600 \text{ s/h} / 1.05 \text{ kJ/(kg K)} (1050 + 273 - 288) \text{ K} \\ = 3,312,629.4 \text{ kg}$$

سوخت کلی لازم می شود:

$$m_f = FA m_s = 0.00561 \times 3,312,629.4 = 18,583.8 \text{ kg}$$

نرخ جریان سوخت بر ساعت تولید می شود:

$$18,583.8 \text{ kg} / 8 \text{ h} = 2323 \text{ kg/h}$$

دانسته هوا در 1061 K می شود :

$$\rho = p/RT = 6.4 \times 10^6 \text{ Pa} / [287 \text{ J/(kg K)} 1061 \text{ K}] = 21.02 \text{ kg/m}^3$$

حجم لازم محفظه انبار می شود :

$$V = m_a / \rho = 3,312,629.4 \text{ kg} / 21.02 \text{ kg/m}^3 = 157,594.2 \text{ m}^3$$

جریان متوسط هوا به داخل انبار در فاصله ۵ ساعت تراکم می شود :

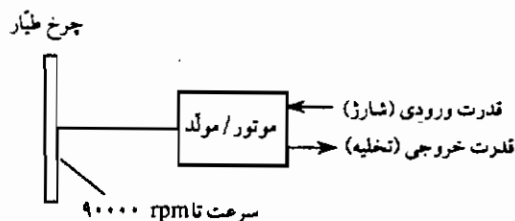
$$157,594.2 \text{ m}^3 / 5 \text{ h} = 31,518.8 \text{ m}^3/\text{h} = 8.755 \text{ m}^3/\text{s}$$

منطقی تر، به کارگیری یک تراکم با خنک کردن میانی دو مرحله ای و انبساط بازگرم دو مرحله ای است.

ذخیره سازی انرژی چرخ طیار

سیستمهای ذخیره سازی چرخ طیار، انرژی الکتریکی را به انرژی جنبشی ذخیره شده در یک چرخ طیار، در حال چرخش در سرعتهای بالا تبدیل می کند. در شکل (۴-۱۰) شکل شمایی از ذخیره سازی انرژی چرخ طیار نشان داده می شود.

چرخهای طیار انرژی جنبشی (چرخشی) ذخیره می کنند. آنها را می توان برای واحدهای پر مصرف تأسیسات الکتریکی برای ذخیره سازی انرژی خورشیدی و باد و برای خودرو با قدرت جلوگیری شده مورد استفاده قرار داد. راندمان بازیافت انرژی تا ۹۰٪ را می توان کسب کرد (گارگ و دیگران، ۱۹۸۵؛ جنسن^۱ و سورنسن^۲، ۱۹۸۱).



شکل ۴-۱۰. ذخیره سازی انرژی چرخ طیار

سیستم ذخیره سازی انرژی چرخ طیار شامل: یک جرم چرخنده چرخ طیار، یک مجموعه موتور-مولد، یاتاقانها، و یک محفظه بسته است. در حالت شارژ در طی زمان مصرف کم با این موتور

در چرخ طیار انرژی می افزاید. در حالت تولید در طی زمان پرمصرف، انرژی ذخیره شده در این چرخ طیار مولد را می راند. انرژی جنبشی ذخیره شده در یک چرخ طیار به صورت زیر داده می شود:

$$E = mR^2\omega^2/2 = 2\pi^2mR^2n^2 \quad \text{J} \quad (10-19)$$

که در آن m جرم چرخ طیار بر حسب kg، R شعاع ژیراسیون (شعاعی که در آن کل جرم متمرکز در نظر گرفته می شود) بر حسب m، $\omega = 2\pi n$ سرعت زاویه ای بر حسب s/rad، و n تعداد گردش در ثانیه ۱/s است. توجه کنید که برای یک دیسک با دانسیته یکنواخت r ، ضخامت یکنواخت t ، و شعاع خارجی R_0 ، $R = R_0 / \sqrt{2} = 0.7071 R_0$ می باشد.

با تعریف گشتاور اینرسی به صورت $MI = mR^2$ داریم:

$$E = MI\omega^2/2 \quad \text{J} \quad (10-20)$$

انرژی جذب شده یا آزاد شده توسط یک چرخ طیار، بین سرعتهای چرخشی n_1 و n_2 به صورت زیر داده می شود:

$$E_a = 2\pi^2mR^2(n_2^2 - n_1^2) = 4\pi^2mR^2k_in^2 \quad (10-21)$$

که در آن k_i ضریب تغییرات سرعت، یعنی نسبت تفاوت $n_2 - n_1$ به سرعت متوسط $(n_1 + n_2)/2$ ، $n = (n_1 + n_2)/2$ ، از ۰/۰۵ تا ۰/۲ به ترتیب برای تنظیم دقیق و غیر دقیق سرعت تغییر می کند. انرژی جنبشی ویژه در واحد جرم می شود:

$$E/m = k_m\sigma/\rho \quad \text{J/kg} \quad (10-22)$$

که در آن k_m فاکتور راندمان - جرم (بیشینه ۰/۹ توسط چرخ طیار با تنش ثابت کسب می شود)، σ تنش برشی مجاز در چرخ طیار بر حسب N/m^2 و ρ دانسیته بر حسب kg/m^3 است.

انتخاب ماده مناسب به معنای نسبت تنش به دانسیته σ/ρ بالاست. این نسبت برای سیلیس متراکم برابر 1440 kJ/kg ، برای فیبر S-glass برابر 432 kJ/kg ، و برای فیبر E-glass برابر با 324 kJ/kg ولی برای فولاد فقط $79/2 \text{ kJ/kg}$ می باشد.

انرژی ویژه بر واحد حجم به صورت زیر داده می شود:

$$(E/V)_{\max} = k_v\sigma/\rho \quad \text{J/m}^3 \quad (10-23)$$

که در آن k_v نسبت حجم - راندمان بدون بعد است؛ بنابراین انرژی الکتریکی ذخیره شده توسط یک چرخ طیار وارد یک موتور - مولد می شود که تا 9000 rpm می چرخد. این انرژی در مواقع احتیاج توسط

تبدیل انرژی جنبشی روتور به الکتریسیته اخذ می شود، که در این وضعیت این چرخ طیار مجموعه موتور-مولد که اکنون به عنوان مولد است-را می چرخاند.

مواد چرخ طیار باید دارای مقاومت بالا، نسبت تنش به دانسیته بالا و مقرون به صرفه باشد. روتور باتری ساخته شده از فیبر کربن، چهار مرتبه از سخت ترین فولاد، قوی تر است و می تواند در مقابل نیروهای کششی تا ۷ kN بر میلی متر مربع مساحت مقطع مقاومت کند. یاتاقانهای مغناطیسی، اتلافات اصطکاکی را به حداقل می رساند. یکی از کاربردهای مهم باتریهای چرخ طیار، میزان کردن بار است که با ذخیره انرژی تولیدی در شب برای استفاده از زمان تقاضای بیشتر است.

ذخیره سازی انرژی حرارتی

سه نوع سیستم ذخیره سازی انرژی حرارتی (TES) وجود دارند: گرمای محسوس، گرمای نهانی و ذخیره انرژی ترموشیمیایی.

ذخیره سازی گرمای محسوس

انواع ذخیره سازی گرمای محسوس

عبارت ذخیره سازی گرمای محسوس (SHS)، به سیستمهایی اطلاق می شود که انرژی حرارتی را با افزایش دمای یک محیط بدون تغییر فاز، مثل ذوب، جوشش، یا انجماد، ذخیره می کنند (بکمن و گیلی، ۱۹۸۴؛ دافی و بکمن، ۱۹۹۱؛ بیترلیخ، ۱۹۸۷؛ دنیتز، ۱۹۹۲؛ خارتچنکو، ۱۹۹۵، گارگ و دیگران، ۱۹۸۵). شارژ SHS با افزودن گرما به انباره محیط از یک منبع گرما از قبیل نیروگاه معمولی یا نیروگاه متفاوت شامل: نیروگاههای خورشیدی و باد صورت می پذیرد. انرژی الکتریکی نیز توسط TES می تواند ذخیره شود. برای بازیافت گرما از انباره برای تولید قدرت، یک موتور حرارتی مورد نیاز است. شارژ انباره در طی زمان تولید انرژی اضافی در مقایسه با انرژی مورد تقاضا انجام می گیرد. ضمن انجام شارژ، دمای گرمای محسوس محیط انباره به نسبت گرمای ورودی در فاصله زمانی شارژ افزایش می یابد؛ ولی وقتی تقاضای انرژی از تولید انرژی بیشتر و کمبود انرژی توسط بازیافت گرما، از ذخیره انرژی جبران می شود. بدین وسیله دمای محیط SHS به نسبت گرمای خروجی در فاصله زمانی شارژ کاهش می یابد. نرخ تغییر دما بستگی به نرخ گرمای ورودی یا خروجی و جرم و گرمای ویژه محیط SHS دارد. گرمای ویژه، مهمترین خاصیت ترموفیزیکی برای محیط SHS است. هرچه گرمای ویژه بالاتر باشد مقدار انرژی بیشتری می توان در واحد جرم ماده انباره ذخیره کرد. به عبارت دیگر، دانسته انرژی ذخیره سازی توسط گرمای ویژه تعیین می شود. برای مثال، آب

دارای گرمای ویژه در حدود $4/19 \text{ kJ/(kg K)}$ و $4/19 \text{ MJ/(m}^3 \text{ K)}$ است؛ اگر تغییر دما در انباره 50 K (90 F) باشد، تغییر در مقدار انرژی یک انباره آب گرم در واحد جرم و در واحد حجم به ترتیب $209/5 \text{ kJ/kg}$ و $209/5 \text{ MJ/m}^3$ می شود.

در جدول (۳-۱۰) گرمای ویژه بعضی مواد جامد و مایع ذخیره انرژی در واحد جرم و واحد حجم نشان داده می شود. همان طور که خواهید دید، آب بالاترین گرمای ویژه در هر دو حالت، در واحد جرم و در واحد حجم را دارد؛ بنابراین آب بهترین محیط ذخیره برای گستره دما بین نقطه انجماد و نقطه جوش آن؛ یعنی بین 0°C و 100°C در فشار ۱ بار است؛ در نتیجه به صورت گسترده ای در ذخیره کردن گرمای دما پایین در نیروگاههای خورشیدی مورد استفاده قرار می گیرد. اگر دمای ذخیره بالاتری مورد نیاز باشد، یک انباره آب تحت فشار تا 200°C را می توان به کار گرفت.

جدول ۳-۱۰. دانسیته و گرمای ویژه مواد جامد و مایع ذخیره سازی انرژی در 20°C

گرمای ویژه		دانسیته، kg/m^3	ماده
$\text{kJ/(m}^3 \text{ K)}$	kJ/(kg K)		
۲۶۴۰	۱/۱	۲۴۰۰	بن
۳۹۰۰	۰/۵	۷۸۰۰	آهن
۱۸۵۶	۱/۲۸	۱۴۵۰	خاک رس
۱۲۰۴	۰/۵۹	۲۰۴۰	زمین (با شن سخت)
۱۳۴۴	۰/۸۴	۱۶۰۰	سنگ
۴۱۹۰	۴/۱۹	۱۰۰۰	آب

منبع: بکمن و گیلی، ۱۹۸۴؛ و خارتچنکو، ۱۹۹۵

مواد جامد و مایع دیگری را نیز می توان به کار برد. در دماهای بالاتر، روغنهای هیدروکربن ویژه (معروف به روغنهای ترمو) با نقاط جوش بالا و محیط دوتایی (مخلوط روغن - سنگ) می تواند برای ذخیره سازی گرمای محسوس مورد استفاده قرار گیرد. برای دماهای در گستره از 100°C تا 400°C ، روغنهای مصنوعی، مثل روغن ترمو VP-1 می تواند استفاده شود. در جدول (۴-۱۰) خواص فیزیکی این ماده نشان داده می شود (دیتسر، ۱۹۹۲؛ خارتچنکو، ۱۹۹۵).

بستر سنگی ذخیره سازی گرما در سیستمهای انرژی خورشیدی و غالباً در کاربردهای دما پایین استفاده می شود. مواد سنگی و شنی در مقایسه با آب، گرماهای ویژه پایبتری دارد و بدین ترتیب جرم و حجم بیشتری برای ذخیره کردن مقدار یکسانی از گرما لازم دارد. در شکلهای (الف) ۵-۱۰ و

(ب) ۵-۱۰ شکل شمایی از ذخیره سازی و نمایه دمای بستر شنی نشان داده می شود. ذاتاً ذخیره سازی لایه ای با منطقه دما بالا در قسمت بالای محفظه انبارک است. انباره هوای داغ در بالا قرار داده شده و هوای داغ طی زمان شارژ از بالا وارد می شود؛ در صورتی که هوای سرد در طی زمان تخلیه از پایین به بالا عبور می کند. به دلیل مساحت سطح مقطع زیاد بر واحد حجم، نرخ انتقال حرارت بین جریان هوا و ذرات شنی خیلی زیاد است. همچنین اتلاف گرما در حالت ذخیره بدون جریان هوا به دلیل قابلیت هدایت پایین به طور قابل قبولی کم است؛ بنابراین این نوع تکنولوژی ذخیره سازی به خصوص برای سیستمهای خورشیدی با استفاده از هوا به عنوان سیال انتقال حرارت مناسب است.

جدول ۴-۱۰. خواص ترموفیزیکی روغن ترمو VP-1

η	ρ	k	c	h_v	h_l	p	t
mPa s	kg/m ³	W/(m K)	kJ/(kg K)	kJ/kg	kJ/kg	بار	°C
۰٫۲۰۵	۸۱۵	۰٫۰۹۹	۲٫۳۲۰	۳۵۲۵٫۳	۲۳۳۱٫۲	۲٫۴۶۱	۳۰۰
۰٫۱۳۹	۶۸۹	۰٫۰۸۵	۲٫۵۸۸	۴۲۹۱٫۱	۳۳۸۱٫۳	۱۱٫۱۲۳	۴۰۰

در این جا، t : دما، p : فشار، h_l : انتالپی مایع، h_v : انتالپی بخار اشباع، c : گرمای ویژه، k : قابلیت هدایت حرارتی، ρ : دانسیته، و η : لزجت.



شکل ۵-۱۰. ذخیره سازی گرمای محسوس با بستر شن: الف - شکل شمایی،

ب - نمودار تغییرات دما نسبت به زمان در شارژ انباره

انتخاب مناسب محیط انباره در دماهای بالا مسأله نسبتاً پیچیده ای است. به هر حال مخلوطهای نمک مذاب، از قبیل: HITEC دویانت شامل نیتريت سدیم و نترات سدیم و پتاسیم برای ذخیره گرما

تا حدود 540°C می توانند استفاده شوند (الیوت، ۱۹۹۵). بتن محیط نسبتاً خوبی برای ذخیره سازی گرما در گرم کردن و سرد کردن غیرفعال خانه های خورشیدی است. همچنین برای کاربرد در نیروگاههای حرارتی خورشیدی با دمای متوسط در نظر گرفته می شود. سرامیکهای شنی یا آجر، برای ذخیره سازی گرما بر مبنای مقیاس زیاد در صنعت استفاده می گردد. ترکیبی از روغن و سنگ در طرح یک نیروگاه خورشیدی آزمایش شد. ذخیره انرژی حرارتی به عنوان گرمای محسوس در بخار دما بالا می تواند تأسیساتی با قابلیت تولید قدرت الکتریکی فراهم کند که جوابگوی تقاضای زمان مصرف زیاد باشد.

به طور خلاصه، آب با بالاترین گرمای ویژه، مناسبترین محیط ذخیره کننده برای کاربردهای SHS دما پایین است. مواد جامد از قبیل بتن، سنگ، و زمین نیز در گستره دما پایین استفاده می گردد. در گستره دمای متوسط، روغنهای مصنوعی مخصوص و محیط دوتایی (مخلوط روغن - سنگ) به کار گرفته می شوند.

دو نوع TES، یکی کوتاه مدت و دیگری دراز مدت، وجود دارد. نوع دوم در سیستمهای گرمایش فضایی - که ذخیره های فصلی تنها راه حل اقتصادی ممکن است - اهمیت بیشتری دارد (خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ دالنباخ، ۱۹۹۰).

ظرفیت ذخیره سازی گرمای محسوس

عملکرد TES به وسیله ظرفیت ذخیره سازی دانسیته انرژی، نرخ گرمای ورودی و خروجی شارژ، تخلیه انبار، و راندمان انبار مشخص می شود. ظرفیت ذخیره سازی یک SHS با محیط انبار جامد یا مایع به صورت زیر داده می شود:

$$Q_s = mc\Delta t = V\rho c\Delta t \quad \text{J} \quad (10-24)$$

که در آن m جرم بر حسب kg، V حجم بر حسب m^3 ، c گرمای ویژه بر حسب $\text{J}/(\text{kg K})$ ، ρ دانسیته بر حسب kg/m^3 ، و $\Delta t = t_{\max} - t_{\min}$ تغییر دمای بیشینه یا تفاوت بین دمای بیشینه و کمینه محیط انبار بر حسب K است. معادله (۱۰-۲۴) را می توان برای محاسبه جرم و حجم ماده انبار لازم برای ذخیره کمیت معینی از انرژی به کار برد؛ بنابراین

$$m = Q_s / c\Delta t \quad \text{kg} \quad (10-25)$$

$$V = Q_s / \rho c\Delta t \quad \text{m}^3 \quad (10-26)$$

برای یک بستر فشرده در کاربرد ذخیره سازی انرژی، نسبت حفره خالی ε بستر باید به حساب آورده شود

(حجم فضای بین ذرات تقسیم بر حجم کل بستر)؛ بنابراین حجم ذخیره بستر فشرده به صورت زیر داده می شود:

$$V = Q_s / \rho c (1 - \varepsilon) \Delta t \quad \text{m}^3 \quad (10-27)$$

دانسیته انرژی ذخیره سازی در واحد جرم به صورت زیر داده می شود:

$$q = Q_s / m = c(t_{\max} - t_{\min}) \quad \text{J/kg} \quad (10-28)$$

به طور مشابه، دانسیته انرژی ذخیره سازی در واحد حجم می شود:

$$q_v = Q_s / V = \rho c(t_{\max} - t_{\min}) \quad \text{J/m}^3 \quad (10-29)$$

نرخ گرمای ورودی در حالت شارژ TES می شود:

$$Q_{\text{in}} = (mc_p)_s \Delta t_s = (mc_p)_f \Delta t_f \quad \text{W} \quad (10-30)$$

که m_s و m_f به ترتیب نرخ جریان وزنی محیط انبار و سیال انتقال حرارت بر حسب kg/s ، c_{pf} و c_{ps} گرمای ویژه در فشار ثابت به ترتیب محیط انبار و سیال انتقال حرارت بر حسب J/kg K ، Δt_f و Δt_s به ترتیب تغییر در دمای محیط انبار و سیال انتقال حرارت بر حسب K است. به طور مشابه، نرخ گرمای خروجی در حالت تخلیه TES را می توان محاسبه کرد.

موازنه انرژی یک انبار داده شده توسط معادله (۱۰-۱) می تواند برای یافتن تغییر در دمای محیط انبار یک SHS با توزیع دمای یکنواخت به کار گرفته شود؛ بنابراین:

$$dE_s/d\tau = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}} - Q_l \quad (10-31)$$

که E_s انرژی داخلی محیط انبار بر حسب J ، $d\tau$ فاصله زمانی بر حسب s ، Q_{in} ، Q_{out} ، و Q_l به ترتیب گرمای ورودی، گرمای خروجی، و شار اتلاف گرما بر حسب W است؛ در نتیجه:

$$dE_s/d\tau = \rho V c_v dt/d\tau \quad (10-32)$$

که ρ دانسیته محیط ذخیره، V حجم، dt تغییر در دمای انبار در فاصله زمانی $d\tau$ ، و c_v گرمای ویژه با حجم ثابت محیط انبار می باشد. شار اتلاف گرما از انبار به دمای t_a به محیط با دمای t_s می شود:

$$Q_l = (UA)_s(t - t_a) \quad (10-33)$$

که $(UA)_s$ حاصل ضرب ضریب اتلاف گرمای کلی انبار در مساحت خارجی بر حسب W/K است.

ابتدا مورد $Q_{in} = Q_{out} = 0$ را در نظر می گیریم. با جایگذاری معادله (۳۳-۱۰) در معادله (۳۱-۱۰) و تغییر آرایش آن داریم:

$$dt/(t - t_a) = -[(UA)_s/(\rho V c_p)] d\tau \quad (۳۴-۱۰)$$

با انتگرال گیری معادله (۳۱-۱۰) برای فاصله زمانی 0 تا τ نتیجه زیر به دست می آید:

$$\ln [(t - t_a)/(t_i - t_a)] = -[(UA)_s/(\rho V c_p)] \tau \quad (۳۵-۱۰)$$

که در آن t_i و t دما در انباره به ترتیب در $\tau = 0$ و τ برحسب $^{\circ}\text{C}$ است؛ بنابراین:

$$t = t_a + (t_i - t_a) \exp \{-[(UA)_s/(\rho V c_p)] \tau\} \quad (۳۶-۱۰)$$

به طور کلی وقتی Q_{in} و Q_{out} صفر نیست، معادله (۳۱-۱۰) را می توان با استفاده از روش تفاضل محدود به طور تقریبی حل کرد؛ بنابراین برای یک فاصله زمانی ۱ ساعت، دمای انباره به صورت زیر داده می شود:

$$t_{i+1} \approx t_i + [Q_{in} - Q_{out} - 3600(UA)_s(t_i - t_a)]/m_s c_p \quad (۳۷-۱۰)$$

ذخیره سازی آب داغ و آب / برف

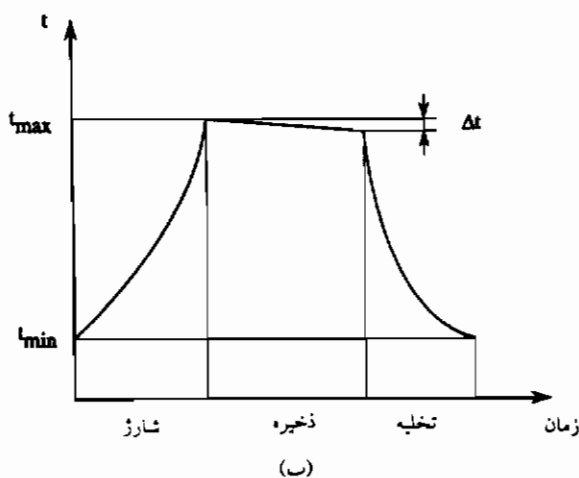
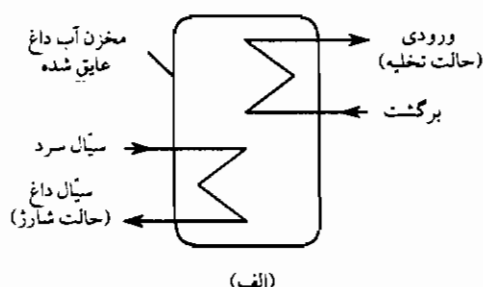
یک سیستم TES، دارای یک محیط ذخیره، محفظه ذخیره با عایق، و وسایل (مبدل‌های حرارتی) لازم برای افزودن انرژی و برداشت آن در زمانهای شارژ و تخلیه است. در شکل (الف) ۶-۱۰ شمایی از یک TES برای ذخیره سازی انرژی در یک ظرف با آب داغ نشان داده می شود. در این جا سطوح مبدل حرارتی برای شارژ و تخلیه ذخیره سازی می توانند در خارج و یا داخل ظرف ذخیره سازی قرار بگیرند. برای کارکرد مؤثر TES، عایق حرارتی مسأله بحرانی است. این نوع TES تا 95°C در وضعیت فشار عادی و تا حدود $180-150^{\circ}\text{C}$ در تأسیسات تحت فشار قابلیت کاربرد دارد (دینتر، ۱۹۹۲؛ خارتچنکو، ۱۹۹۵). در شکل (ب) ۶-۱۰ چرخه عمل یک TES گرمای محسوس نشان داده می شود که شامل شارژ، ذخیره و تخلیه است.

جمع کننده های آب / بخار معمولاً برای ذخیره کردن گرما در گستره دمای تا حدود 180°C در تأسیسات مورد استفاده قرار می گیرند. در ذخیره حالت شارژ این TES، بخار از طریق جتهای بخار به داخل ظرف ذخیره معرفی می شود. فشار در این ظرف از p_1 به p_2 افزایش می یابد. بدین ترتیب بخار در تماس مستقیم با آب تقطیر می شود و در نتیجه دما و انتالپی آب به ترتیب از t_1 به t_2 و از h_1 به h_2 افزایش می یابد. گرمای تقطیر بخار به عنوان گرمای محسوس آب داغ ذخیره می گردد. جرم بخار اضافه شونده

ضمن شارژ انباره از موازنه انرژی روی ذخیره آب داغ به صورت زیر پیدا می شود:

$$m_s = m_{w1}(h_1 - h_2)/(h_s - h_2) \quad \text{kg} \quad (۱۰-۳۸)$$

که جرم اولیه آب در ظرف ذخیره در p_1 و t_1 بر حسب kg و h_1 و h_2 انتالپی اولیه و نهایی آب در انباره، بر حسب kJ/kg، h_s انتالپی بخار بر حسب kJ/kg است. در حالت شارژ کامل، ذخیره آب داغ دارای جرم $m_{w2} = m_{w1} + m_s$ آب اشباع در فشار p_2 و دمای t_2 می باشد.



شکل ۱۰-۶. الف. ذخیره سازی گرمای محسوس آب داغ؛ و ب. چرخه عمل یک ذخیره سازی گرمای محسوس

در حالت تخلیه ذخیره، بخار از انباره و از طریق یک شیر کم کننده فشار (شیر اختناقی) اخذ می شود. این کم کردن فشار در یک فرآیند انتالپی ثابت صورت می گیرد؛ بنابراین فشار انباره به طور دائم در ضمن تخلیه ذخیره از p_2 به $p = p_2 - \Delta p$ افت می کند. قسمتی از آب تبخیر می شود تا دما در ظرف

ذخیره در یک فشار جدید p برابر با دمای اشباع گردد. جرم بخار اشباع اخذ شده از موازنه انرژی روی انباره برای فرآیند تخلیه پیدا می شود.

معمولاً بخار از یک توربین بخار در فشار، حدود ۲۰-۳۰ بار، با دمای اشباع $212-234^{\circ}\text{C}$ برای شارژ جمع آوری کننده اخذ می شود. تخلیه انباره تا کاهش فشار تا ۲-۵ بار ادامه می یابد (دمای اشباع $152-120^{\circ}\text{C}$ است)؛ بنابراین دمای آب اشباع بازیافتی از انباره در ضمن تخلیه مابین این محدوده تغییر می کند. مقدار گرمایی که برای تولید قدرت الکتریکی ضمن تخلیه TES باید در جمع کننده ذخیره شود، به صورت زیر داده می شود:

$$Q_s = P_{el} \tau_d / \eta_p \quad \text{kJ} \quad (10-39)$$

که P_{el} قدرت الکتریکی خروجی یک نیروگاه در حالت پرمصرف برحسب kW، τ_d فاصله زمانی تخلیه ذخیره برحسب s، و η_p راندمان نیروگاه در حالت پرمصرف است. جرم آب لازم برای بازیافت و تبدیل به بخار به صورت زیر داده می شود:

$$m = Q_s / (h_{f1} - h_{f2}) \quad \text{kg} \quad (10-40)$$

که Q_s گرمای بازیافت ضمن تخلیه TES برحسب kJ، h_{f1} انتالپی آب اشباع در حالت اولیه برحسب kJ/kg، و h_{f2} انتالپی آب اشباع در حالت نهایی برحسب kJ/kg است.

با فرض توزیع دمای یکنواخت در انباره، راندمان یک جمع کننده آب/بخار را می تواند به صورت زیر تقریب سازی گردد:

$$\eta_s = 1 - [1 - \exp(-\tau_d / \tau_c)(t_1 - t_2)] / (t_1 - t_2) \quad (10-41)$$

که τ_d فاصله زمانی تخلیه ذخیره برحسب s، τ_c ثابت زمانی انباره برحسب s، t_1 دمای اولیه آب اشباع در p_1 برحسب $^{\circ}\text{C}$ ، t_2 دمای نهایی آب اشباع در p_2 برحسب $^{\circ}\text{C}$ ، و t_a دمای محیط برحسب $^{\circ}\text{C}$ است. ثابت زمانی ذخیره به طور تقریب می شود:

$$\tau_c = V \rho c_p / AU \quad \text{s} \quad (10-42)$$

که V حجم ذخیره برحسب m^3 ، ρ دانسیته محیط انباره برحسب kg/m^3 ، c_p گرمای ویژه محیط انباره برحسب $\text{kJ}/(\text{kg K})$ ، A مساحت سطح خارجی انباره برحسب m^2 ، و U ضریب انتقال حرارت کلی از آب داغ به محیط برحسب $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$ است. دانسیته بیشینه انرژی (تئوری) برای دو محیط SHS با دمای متوسط (بالای 100°C) به صورت زیر می باشد:

ذخیره آب داغ :

$$58 \text{ kWh/m}^3 \text{ for } \Delta t = 50 \text{ K} \quad 116.3 \text{ kWh/m}^3 \text{ for } \Delta t = 100 \text{ K}$$

جمع کننده بخار/ آب :

$$13 \text{ kWh/m}^3 \text{ for } 120-100^\circ\text{C} \quad 80 \text{ kWh/m}^3 \text{ for } 180-100^\circ\text{C}$$

ذخیره سازی گرمای نهان

ذخیره سازی گرمای نهان (LHS) بر مبنای جذب و آزاد سازی گرما، وقتی که یک ماده ذخیره سازی تحت تغییر فاز برگشت پذیر واقع می شود، است. این تغییر فاز معمولاً در حالت شارژ ذخیره از حالت جامد به حالت مایع و در حالت تخلیه ذخیره به صورت معکوس می باشد. ماده ذخیره استفاده شونده، به ماده تغییر فاز (PCM) است. سیستمهای LHS مزیت های به خصوص در مقایسه با سیستمهای SHS دارند. مهمترین آنها دانسیته انرژی در واحد جرم و واحد حجم خیلی بالاتر است (لین، ۱۹۸۳ و ۱۹۸۶). ظرفیت ذخیره LHS با محیط PCM به صورت زیر داده می شود :

$$Q_s = mc_s(t_f - t_0) + f m h_f + f m c_l(t_{\text{end}} - t_f) \quad \text{kJ} \quad (10-43)$$

که مقدار ذخیره گرما بر حسب kJ، m جرم PCM بر حسب kg، c_s گرمای ویژه متوسط فاز جامد بین t_0 و t_f بر حسب $\text{kJ}/(\text{kg K})$ ، t_f دمای هم جوشی (ذوب) بر حسب $^\circ\text{C}$ ، t_0 دمای اولیه PCM در حالت جامد بر حسب $^\circ\text{C}$ ، f کسر PCM در حالت مایع، h_f گرمای هم جوشی بر حسب kJ/kg ، t_{end} دمای نهایی PCM در حالت مایع بر حسب $^\circ\text{C}$ ، و c_l گرمای ویژه متوسط فاز مایع بین t_f و t_{end} بر حسب $\text{kJ}/(\text{kg K})$ است.

اولین جمله گرمای محسوس زیر نقطه ذوب دومین جمله گرمای نهان و سومین جمله گرمای نهان بالای نقطه ذوب را ارائه می دهد. در سیستمهای LHS عملی، جمله دوم غالب می شود.

دانسیته انرژی در واحد جرم یک محیط ذخیره PCM به صورت زیر داده می شود :

$$q = Q_s/m = c_s(t_f - t_0) + f h_f + f c_l(t_{\text{end}} - t_f) \quad \text{kJ/kg} \quad (10-44)$$

سپس دانسیته انرژی در واحد حجم محیط ذخیره PCM می شود :

$$q_v = q/\rho \quad \text{kJ/m}^3 \quad (10-45)$$

که ρ دانسیته PCM در حالت جامد بر حسب kg/m^3 است. معیار مهم برای انتخاب یک PCM مناسب به قرار زیر است: (خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ لین، ۱۹۸۳):

۱- خواص حرارتی:

- دمای تغییر فاز مناسب
- گرمای هم جوشی بالا
- خواص ترموفیزیکی مطلوب (گرمای ویژه و قابلیت هدایت حرارتی بالا در حالت های جامد و مایع، و لزجت پایین در حالت مایع) برای مقصور ساختن انتقال حرارت خوب

۲- خواص فیزیکی:

- تعادل فازی مطلوب
- فشار بخار پایین
- تغییر حجم کوچک
- دانسیته بالا
- سازگاری با مواد استفاده شده در ساختن محمولات ظرف و مبدل های حرارتی

۳- خواص شیمیایی و سینماتیکی:

- پایداری شیمیایی دراز مدت
- نرخ کریستالی شدن کافی
- انجماد (کریستال شدن) بدون خنک کردن جانبی

۴- خواص اقتصادی:

- قابلیت فراهم بودن
- مقرون به صرفه بودن

ولی یک محیط PCM که بتواند به طور همزمان همه این پیش نیازها را داشته باشد، وجود ندارد. مواد گرمای محسوس و نهان را ذخیره می کند. برای یک گستره دمای متوسط مخلوط های نیتریت و نیترات سدیم و پتاسیم با دمای هم جوشی در گستره 50°C - 280°C استفاده می شود. خواص بعضی از مواد PCM در جدول های (۵-۱۰) و (۶-۱۰) داده می شود.

جدول ۵-۱۰. خواص بعضی از محیط‌های PCM دما پایین

ماده	t_f °C	ρ , kg/m ³		k W/(m K)	c , J/(kg K)		h_f kJ/kg
		جامد	مایع		جامد	مایع	
دکاهیدرات سولفات سدیم	۳۲٫۴	۱۴۶۰	۱۴۱۰	۰٫۵/۰٫۳	۱۷۶۰	۳۳۱۰	۲۵۱
پارافین	۴۶٫۷	۷۸۶	NA	۰٫۵	۲۸۹۰	NA	۲۰۹
اسید لوریک	۴۹	۱۰۰۷	۸۶۲	۰٫۴/۰٫۲	۱٫۶	NA	۱۷۷
اسید استیریک	۷۰٫۷	۹۶۵	۸۴۸	NA/۰٫۲	۱۶۷۰	۲۳۰۰	۲۰۰٫۳

در این جا: t_f : دمای هم جوشی (ذوب)، h_f : گرمای هم جوشی، NA: کاربرد ندارد.
خواص در حالت مایع/جامد عبارت از ρ : دانسیته، k : قابلیت هدایت حرارتی، c : گرمای ویژه.

جدول ۶-۱۰. جرم و حجم محیط ذخیره و اندازه گرمای محسوس و گرمای نهان ذخیره

سنگ	کلراید سدیم
جرم، 10^3 kg	۵۳۵۷
حجم، 10^3 m ³	۵٫۱۵
اندازه ذخیره، m	
طول × عرض × ارتفاع	۵۰ × ۲۰ × ۵٫۱۵
	۱۵ × ۸ × ۳٫۵۸

ظرفیت ذخیره سازی ۱۰۰ MWh، و تفاوت دما ۸۰ K است. دمای هم جوشی برای کلراید سدیم ۸۰۰°C، انتالپی هم جوشی ۵۲۰ kJ/kg، دانسیته ۲۱۶۰ kg/m³، و گرمای ویژه ۰٫۹۵ kJ/(kg K) است. برای سنگ و ذخیره نمک کسر حفرة خالی ۳۵٪ فرض می شود.

مثال ۳-۱۰

جرم و حجم گرمای محسوس محیط ذخیره سازی گرمای محسوس با بستر آب و سنگ را این کمیات در مورد یک محیط ذخیره سازی گرمای نهان با اسید لوریک که برای یک واحد ذخیره با ظرفیت ۵ MWh در گستره دمای ۴۰-۶۰°C می باشد را مقایسه کنید.
خواص محیط ذخیره سازی به شرح زیر است:

اسید لوریک	سنگ	آب	
۱۰۰۷	۱۶۰۰	۱۰۰۰	دانسیته ρ ، kg/m ³
۱٫۶	۰٫۸	۴٫۱۹	گرمای ویژه c ، kJ/(kg K)
۱۷۷	-	-	گرمای هم جوشی h_f ، kJ/kg
-	۰٫۴	-	کسر حفرة خالی بستر، ε
۴۹	-	-	دمای هم جوشی، °C

حل

دانسیته انرژی ذخیره سازی در واحد جرم می شود :

۱- برای اسید لوریک

$$q_{la} = 1.6(49 - 40) + 177 + 1.6(60 - 49) = 209 \text{ kJ/kg}$$

۲- برای آب

$$q_w = 4.19(60 - 40) = 83.8 \text{ kJ/kg}$$

۳- برای بستر سنگ

$$q_{rh} = 0.8(60 - 40) = 16 \text{ kJ/kg}$$

جرم و حجم محیط ذخیره سازی عبارتند از :

۱- اسید لوریک

$$m_{la} = Q/q_{la} = 5 \times 3.6 \times 10^6 \text{ kJ} / 209 \text{ kJ/kg} = 86,124 \text{ kg}$$

$$V_{la} = m_{la} / \rho_{la} = 86,124 / 1007 = 85.5 \text{ m}^3$$

۲- برای آب

$$m_w = Q/q_w = 5 \times 3.6 \times 10^6 \text{ kJ} / 83.8 \text{ kJ/kg} = 214,797 \text{ kg}$$

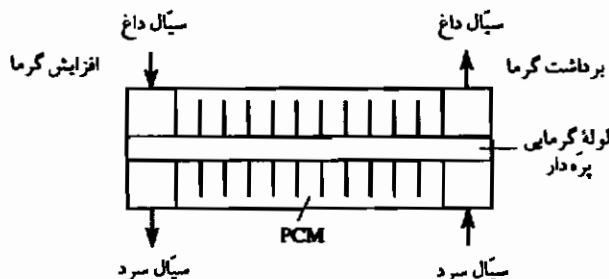
$$V_w = 214,797 / 1000 = 214.8 \text{ m}^3$$

۳- برای بستر سنگ

$$m_{rh} = Q/q_{rh} = 5 \times 3.6 \times 10^6 \text{ kJ} / 16 \text{ kJ/kg} = 1,125,000 \text{ kg}$$

$$V_{rh} = m_{rh} / [\rho_{rh}(1 - \varepsilon)] = 1,125,000 / [1600(1 - 0.4)] = 1171.9 \text{ m}^3$$

PCM می تواند خواص نامطلوبی از قبیل پایداری فیزیکی و شیمیایی پایین، رفتار ذوب نامتجانس، خنک کردن ناکافی، و به خصوص خواص ترموفیزیکی نامطلوب داشته باشد. مواد اضافه شونده به خصوصی برای بهبود رفتار PCM لازم است. قابلیت هدایت حرارتی پایین PCM باعث نرخ پایین انتقال حرارت از و به LHS ضمن شارژ و تخلیه می شود. برای غالب آمدن جزئی بر این مسأله، روشها و طراحیهای به خصوصی از قبیل به صورت کپسول درآوردن PCM و سطوح انتقال حرارت متداوم وجود دارد (خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ گارگ و دیگران، ۱۹۸۵). در شکل (۷-۱۰) طراحی یک LHS با یک لوله گرمایی پره دار به عنوان یک سطح انتقال حرارت نشان داده می شود.



شکل ۷-۱۰. ذخیره سازی گرمای نهان با یک PCM همراه مبدل حرارتی لوله گرمایی

ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی

واکنشهای شیمیایی برگشت پذیر

واکنشهای شیمیایی برگشت پذیر - که در دو جهت می توانند انجام پذیرند - برای ذخیره سازی انرژی مورد استفاده قرار می گیرند. وقتی انرژی حرارتی به واکنش کننده ها اضافه می شود، آنها با هم ترکیب می شوند تا محصولاتی را به وجود بیاورند که به نوبه خود واکنش انجام دهند تا ضمن آزادسازی گرما در دمای پایتتر مواد اولیه را تشکیل دهند؛ بنابراین محصولات واکنشی گرماگیر به سمت جلو گرما را به صورت انرژی شیمیایی ذخیره می کنند. این انرژی می تواند به صورت گرما بازیافت شود؛ البته وقتی که واکنش معکوس گرماده تحت شرایط به خصوص صورت می پذیرد.

واکنشهای مناسب ممکن است برای ذخیره سازی انرژی، واکنشهای کاتالیزوری، تجزیه پذیر، و یا جذبی هستند. سیستم ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی باید مواد ارزانی را که دارای گرمای واکنشی بالاست و قادر به انجام با سرعت مناسب در هر دو جهت به سمت جلو و برعکس در دماهایی که منطبق بر منبع انرژی و بهره گیری انرژی است مورد استفاده قرار دهد (خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ گارگ و دیگران، ۱۹۸۵).

عموماً چرخه یک ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی می تواند به عنوان مجموعه ای از واکنشهای زیر ارائه شود:

۱- واکنش کاتالیزوری ضمن شارژ ذخیره انرژی:



۲- ذخیره محصول واکنش بالا، به خصوص بدون اتلاف انرژی در یک فاصله زمانی طولانی

۳- واکنش کاتالیزوری ضمن شارژ ذخیره انرژی :

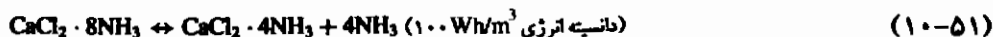


واکنش به سمت جلو مطابق معادله (۱۰-۴۶) در دمای بالاتر غالب است؛ بنابراین همراه با جذب گرما می باشد. پس این واکنش مناسب برای شارژ ذخیره است. واکنش معکوس برطبق معادله (۱۰-۴۷) ترجیحاً در دمای پایتر و با تولید گرما انجام می گیرد و در نتیجه برای بازیافت گرما و واکنش کننده ها استفاده می شود.

انواع واکنشهای برگشت پذیر زیر می توانند برای ذخیره سازی انرژی مورد استفاده قرار گیرند (خارتچنکو، ۱۹۹۵؛ گارگ و دیگران، ۱۹۸۵) :

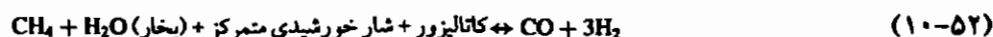
- گرفتن آب از هیدراتهای نمک و اسیدها
- گرفتن اکسیژن از اکسیدهای فلزی
- تجزیه حرارتی گازهای از قبیل SO_3
- تجزیه کربناتهای فلزی و نمکهای دیگر از قبیل $CaCO_3$ ، $FeCl_2 \cdot 6NH_3$ یا $CaCl_2 \cdot 8NH_3$.

در زیر چند واکنش با پتانسیل ذخیره انرژی قابل توجه آورده می شود :



واکنشهای جذبی در یک سیستم از قبیل آب - سیلیکات، آبدار (زئولیت) نیز می تواند مورد استفاده قرار گیرد.

عمده ترین امتیاز ذخیره انرژی ترموشیمیایی، دانسیته ذخیره انرژی بالای آن است. امتیاز مهم دیگر امکان ذخیره کردن محصولات واکنش به سمت جلو در دمای اتاق برای درازمدت و بدون اتلاف انرژی است. واکنش زیر را می توان برای ذخیره و انتقال به فواصل دور انرژی خورشیدی به کار گرفت :



گرما با جذب آن در واکنش گرماگیر تغییر شکل دادن بخار متان ذخیره می شود. انتالپی تشکیل $CO + 3H_2$ در واکنش به سمت جلو در $25^\circ C$ مول $110/6 \text{ MJ/k}$ و $0 + (-110/6)$ و انتالپی (مابع)

$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ در واکنش معکوس در 25°C برابر با مول MJ/k $9/360 = -360$ است؛ بنابراین واکنش گرماگیر به سمت جلو با واکنش کننده ها و محصولات در 25°C ، افزایش انرژی به مقدار مول MJ/k $3/250 = 250$ $9/360 = -360$ به سیستم را ایجاد می کند. در واکنش گرماده معکوس و در 25°C مقدار یکسانی انرژی - یعنی مول MJ/k $3/250$ آزاد می شود (خارتچنکو، ۱۹۹۵).

بنابراین دانسته ذخیره سازی انرژی تئوری در این واکنش برگشت پذیر را می توان به این صورت تخمین زد: MJ/kg CH_4 $15/64 = \text{مول } 16 \text{ kg CH}_4 / \text{مول } 3/250$. گرچه اثر گرمای واقعی کمی کمتر است، ولی به مقدار زیادی بیشتر از دانسته ذخیره سازی انرژی محیط ذخیره کننده مورد استفاده برای ذخیره گرمای محسوس یا گرمای نهان است؛ اما ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی پیچیده تر از ذخیره سازی گرمای محسوس یا گرمای نهان است و مواد غالباً مخارج بالایی دارند. بنابراین فعلاً ذخیره تجارتي وجود ندارد. ذخیره انرژی ترموشیمیایی پتانسیل مورد استفاده در کاربردهای دما پایین، متوسط و دما بالا را دارند.

راندمان برگشت یک ذخیره سازی انرژی عبارت از نسبت انرژی خروجی به انرژی ورودی ضمن چرخه شارژ تخلیه است. این کمیت به دلیل اتلاف انرژی کمتر از ۱۰۰٪ است و برای ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی در حدود ۸۵-۹۰٪ در مقایسه با ۹۰٪ برای LHS و ۷۵-۸۵٪ برای TES؛ آب داغ می باشد.

ذخیره سازی هیدروژن

انرژی را می توان به صورت هیدروژن یا هیدراتهای هیدروژن ذخیره و همچنین منتقل کرد. هیدروژن به صورت تجارتي با تغییر شکل دادن بخار هیدروکربنها (مثل CH_4) یا از محصولات گازی کردن زغال سنگ با ادامه تبدیل آن به هیدروژن به دست می آید. روش دیگر، الکترولیز کردن آب است که در آن انرژی ورودی برای تجزیه آب به هیدروژن و اکسیژن مورد استفاده قرار می گیرد. هیدروژن را می توان به صورت گاز هیدروژن متراکم، به صورت هیدروژن مایع یا به شکل یک ترکیب جامد با فلزات یا آلیاژهای ویژه انتقال داد.

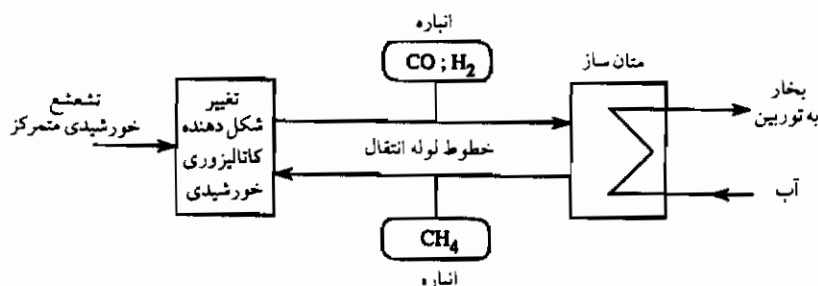
انرژی شیمیایی در هیدروژن را می توان به انرژی حرارتی، مکانیکی، یا الکتریکی تبدیل کرد. چندین روش ممکن وجود دارد: سوزانیدن هیدروژن در هوا برای تولید گرما و قدرت در یک توربین بخار معمولی یا یک توربین گاز (احتراقی). بالاترین راندمان از مجتمع کردن تأسیسات تولیدکننده هیدروژن به یک چرخه مرکب بر مبنای سلولهای سوختی اکسید جامد دما بالا انتظار می رود.

راندمانهای کلی بیش از ۶۰٪ برای یک چنین چرخهٔ مرکبی پیش بینی می شود. به علاوه گرمای اتلافی را می توان استفاده کرد که در نتیجه حتی فاکتورهای بهره گیری انرژی سوخت بالاتری به دست خواهد آمد.

ذخیره سازی و انتقال انرژی ترموشیمیایی

لوله گرمایی «شیمیایی» سیستمی است که می تواند برای ذخیرهٔ انرژی و انتقال به دور دست - به خصوص برای انرژی خورشیدی - به کار گرفته شود. ذخیره انرژی ترموشیمیایی با یک لوله گرمایی شیمیایی در شکل (۸-۱۰) نشان داده می شود.

انرژی خورشیدی جذب شده در دماهای بالا در یک کورهٔ خورشیدی یا در یک گیرندهٔ مرکزی برای تغییر شکل دادن کاتالیزوری متان در یک رآکتور دما بالا در 960°C برطبق واکنش ارائه شده توسط معادله (۵۲-۱۰) مورد استفاده قرار می گیرد. محصول فرآیند تغییر شکل دادن، مخلوط گازی از CO و H_2 است که به عنوان یک گاز مصنوعی یا یک گاز حمل کنندهٔ انرژی به کار می رود و در خطوط لوله به موقعیت مصرف انرژی انتقال می یابد. در دمای در حدود $500-700^{\circ}\text{C}$ ، یک واکنش متان سازی با آزادسازی گرما می تواند انجام پذیرد. رودیوم یا نیکل در هر دو رآکتور به عنوان کاتالیزور مورد استفاده قرار می گیرد. اثر واقعی انرژی این واکنش $6/02 \text{ MJ/kg CH}_4$ است (خارچنکو، ۱۹۹۵)؛ بنابراین انتقال انرژی ترموشیمیایی با دانسیته انرژی بالا و بدون اتلافات انرژی رخ می دهد.



شکل ۸-۱۰. ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی با لوله گرمایی شیمیایی

ذخیره سازی انرژی الکتروشیمیایی و الکترومغناطیسی

باتریهای ذخیره سازی

باتریهای ذخیره سازی یکی از سه تکنولوژی ذخیره انرژی هستند که اهمیت دائمی بیشتری برای

تأسیسات دارند. دو تکنولوژی دیگر PHPS و CAES هستند که قبلاً از آنها بحث شد. وقتی که یک باتری ذخیره سازی با اتصال آن به یک منبع جریان الکتریکی مستقیم شارژ می شود، انرژی الکتریکی به ذخیره انرژی شیمیایی تبدیل می گردد. وقتی که باتری تخلیه می شود، انرژی شیمیایی ذخیره شده به انرژی الکتریکی تبدیل می شود.

پتانسیل کاربرد باتریها عبارت از اصلاح زمان پر مصرف تأسیسات، میزان بار، و ذخیره انرژی الکتریکی تولید شده توسط توربین باد یا نیروگاههای وابسته به نیروی محرکه برقی است. قابلیت تغییر سریع در عمل از شارژ به تخلیه، باتریها را برای کاربردهای تأسیسات الکتریکی مناسب می سازد (الیوت، ۱۹۹۵). رایجترین نوع باتری، ذخیره باتری اسید سرب است.

ولتاژ U در مقاومت خارجی (R_e) یک باتری اسید سرب با E emf کمتر از افت ولتاژ در مقاومت R_i داخلی باتری داده می شود:

$$U = E - IR_i \quad \text{V} \quad (10-53)$$

جریان تحویلی به صورت زیر داده می شود:

$$I = E / (R_i + R_e) = nF \quad \text{A} \quad (10-54)$$

که «تعداد مولهای الکترون در مول اسید سولفوریک ($= 2$) و مول $F = 96487 \text{ C}$ (ثابت فارادی) است؛ بنابراین قدرت خروجی می شود:

$$P = UI \quad \text{W} \quad (10-55)$$

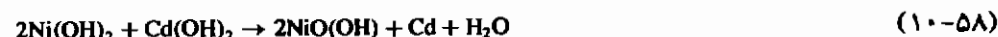
شارژ کردن باتری اسید سرب طبق واکنش زیر صورت می پذیرد:



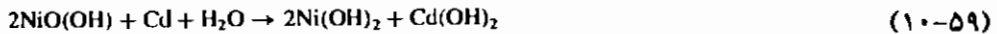
اسید غیر قابل حل سولفات سرب الکتروکود مثبت به اکسید سرب متخلخل تبدیل می شود و سولفات سرب الکتروکود منفی به سرب خالص مبدل می گردد. ضمن تخلیه یک باتری اسید سرب، واکنش بالا در جهت معکوس انجام می پذیرد؛ بنابراین



به طور مشابه شارژ یک باتری Ni-Cd طبق واکنش زیر رخ می دهد:



تخلیه یک باتری Ni-Cd به این صورت است :



پارامترهای اصلی عملکرد یک باتری ذخیره عبارتند از :

- ظرفیت C بر حسب آمپر - ساعت (Ah)
- ولتاژ اسمی U_n بر حسب V
- جریان اسمی I_n بر حسب A
- راندمان بازیافت انرژی
- فاکتور شارژ

مقادیر معمولی U_n برای یک باتری اسید سرب برابر با $2/0 V$ و برای یک باتری Ni-Cd برابر با $1/2 V$ می باشد. راندمان بازیافت انرژی یک باتری ذخیره برابر با نسبت انرژی بازیافت مفید به انرژی ورودی است :

$$\eta = E_{out}/E_{in} \quad (10-60)$$

مقدار بیشینه η تا $90-75\%$ می رسد. راندمان بازیافت انرژی یک باتری ذخیره با نوع باتری و نرخ تخلیه آن تغییر می کند، ولی 75% باید قابل کسب باشد؛ اما راندمانها غالباً پایتر هستند. فاکتور شارژ برابر با نسبت شارژ الکتریکی ورودی به شارژ الکتریکی مفید است :

$$f_{ch} = E_{in}/E_{out} \quad (10-61)$$

این فاکتور بین $1/05$ و $1/2$ قرار دارد و برابر با معکوس راندمان باتری η است.

مثال ۱۰-۲

قدرت خروجی و مصرف اسید سولفوریک در آند یک باتری $12 V$ اسید سرب را که جریان $60 A$ تحویل می دهد، محاسبه کنید.

حل

قدرت خروجی :

$$P = UI = 12 V \times 60 A = 720 W$$

در کاتد این باتری ۲ مول الکترون در هر مول اسید سولفوریک آزاد می شود. تعداد مول اسید سولفوریک لازم برای واکنشهای آند و کاتد می شود:

$$N_{\text{اسید}} = 2I/(nF) = 2 \times 60 \text{ A} / (2 \times 94687 \text{ کلمب / مول}) = 6.34 \times 10^{-4} \text{ مول/s}$$

که مول/کلمب $F = 96487$ (ثابت فارادی) و مول اسید سولفوریک/مول الکترون $n = 2$ است.

نرخ جریان جرم اسید سولفوریک (جرم مولی مول/ $M_{\text{اسید}} = 98 \text{ g}$) می شود:

$$m = N_{\text{اسید}} M_{\text{اسید}} = 6.34 \times 10^{-4} \text{ مول/s} \times 98 \text{ g/مول} = 0.06 \text{ g/s} = 0.22 \text{ kg/h}$$

باتریهای اسید سرب چند محدودیت مثل، دانسیته انرژی (79 kWh/m^3) و قدرت ویژه (33 W/kg) نسبتاً پایین و عمر کوتاه (فقط ۳۰۰ چرخه) به خصوص در عمل چرخه ای تکراری دارند. باتریهای نیکل-کادمیوم دارای قدرت ویژه (26 W/kg) و دانسیته انرژی (55 kWh/m^3) پایینتر هستند، ولی عمر سرویس دهی آنها (۲۰۰۰ چرخه) از باتریهای اسید سرب طولانیتر است. باتریهای اکسید کادمیوم نقره ای دانسیته انرژی 146 kWh/m^3 را کسب می کنند (الیوت، ۱۹۹۵).

راندمان تبدیل ac به dc سیستمهای باتری بیش از ۷۵٪ است. باتریهایی که به منظور ذخیره سازی کمیتهای زیاد انرژی مورد استفاده قرار می گیرند، باید دارای شرایط زیر باشند: قدرت ویژه حدود 50 W/kg ، دانسیته انرژی حدود 200 wh/kg ، چرخه های کامل ۱۰۰۰، و عمر سرویس دهی ۴-۶ سال. برای کاربردهای حالت ثابت، یک سیستم ذخیره انرژی باتری (BESS) باید قادر به تخلیه عمیق معادل ۳۰۰۰ مرتبه در طول عمر ۱۵-۱۰ سال باشد. زمان تخلیه برای تهیه قدرت در زمان پرمصرف ۱۰-۸ ساعت و زمان شارژ تقریباً ۱۰ ساعت است. باتری ذخیره انرژی تأسیساتی باید قیمتی کمتر از $500 \text{ \$/kW}$ داشته باشد (الیوت، ۱۹۹۵). هیچ باتری ذخیره ای تاکنون این پیش نیازها را نداشته است. یک BESS قابل اعتماد عمل کننده تأسیساتی در برلین آلمان دارای ظرفیت 17 MW و نرخ تخلیه قدرت ذخیره $9/6 \text{ MWh}$ است. عمر سرویس دهی BESS از ۸-۶ سال انتظار می رود.

باتریهای نیروگاههای وابسته به نیروی محرکه برقی (PV) در ۸۰٪ عمق تخلیه عمر به عبارت زیر را دارند: ۷-۳ سال یا ۵۰۰ چرخه برای باتریهای نیروگاههای در مقیاس کوچک PV، و ۱۵-۷ سال یا ۱۵۰۰ چرخه برای باتریهای نیروگاههای در مقیاس بزرگ PV. عمر باتری Ni-Cd خیلی بیشتر، یعنی ۲۵-۱۵ سال و یا ۲۸۰۰ چرخه، است. با تغییر باتریهای جداگانه در یک BESS، عمر این سیستم ذخیره در حدود ۳۰ سال انتظار می رود. در حال حاضر چندین

نوع جدید باتریهای ذخیره از قبیل سدیم-گوگرد و روی-برومین قابل کار در دماهای بالا در دست توسعه هستند.

ذخیره سازی انرژی الکترومغناطیسی

ذخیره سازی انرژی الکترومغناطیسی استفاده از یک ماده با قابلیت هدایت عالی را ایجاب می کند که بتواند جریانهای الکتریکی قوی را با اتلاف ناچیز یا بدون اتلاف وقتی که برای ترکیب نیوبیوم و حلبی (Nb₃Sn) تا ۲۵۵°C یا حتی زیر ۲۶۳°C برای یک آلیاژ نیوبیوم-تیتانیوم (Nb-Ti) سرد می شود، حمل کند. انرژی الکتریکی ورودی به صورت جریان مستقیم به یک سیم پیچ با قابلیت هدایت عالی در یک میدان الکترومغناطیسی ذخیره خواهد شد. در ادامه این انرژی ذخیره شده می تواند به صورت انرژی الکتریکی توسط اتصال این سیم پیچ به یک بار بازیافت شود. با شرط حل شدن چندین مسأله جدی چنین سیستم انرژی مغناطیسی با قابلیت هدایت عالی یک تکنولوژی ذخیره درازمدت برای استفاده آینده در میزان کردن بار و یا کاربردهای زمان پر مصرف در تأسیسات بزرگ الکتریکی خواهد شد.

ظرفیت انرژی یک سیم پیچ با قابلیت هدایت عالی به صورت زیر داده می شود:

$$P = 1/2LI^2 \quad J \quad (۶۲-۱۰)$$

که L ضریب القایی سیم پیچ بر حسب H و I جریان بر حسب A است.

چهار تکنولوژی ذخیره سازی انرژی برای مصارف تأسیساتی بزرگ به نامهای CAES، PHPS، باتریهای الکتروشیمیایی، و SMES در جدول (۷-۱۰) مقایسه می شوند. مقایسه عمومی تکنولوژیهای ذخیره سازی انرژی متفاوت در جدول (۸-۱۰) داده می شود.

جدول ۷-۱۰. مقایسه تکنولوژیهای ذخیره انرژی الکتریکی متفاوت

تکنولوژی ذخیره	ظرفیت، MW	راندمان %
CAES	۳۵۰-۵۰	۸۱
PHPS	۲۰۰۰-۱۰۰۰	۷۲
باتری	تا ۱۰۰۰	۷۵
SMES	۲۰۰۰-۱	۹۱

جدول ۸-۱۰. مقایسه تکنولوژیهای ذخیره انرژی متفاوت

ذخیره	دانسیته انرژی Wh/kg	راندمان %	فاصله زمانی چرخه	عمر سرویس دهی یا تعداد چرخه ها
ذخیره سازی انرژی مکانیکی				
آب پمپاژ شده، ۳۰۰ m	۰٫۸۱	۶۵-۷۵	چندین روز یا ماه	۵۰-۸۰ سال
چرخ طیار	۲۰-۳۰	۷۵-۸۵	چندین دقیقه یا ساعت	۲۰ سال
CAES (۱۰۰ بار)	۴	۷۰-۸۰	چندین ساعت	۲۰ سال
ذخیره سازی انرژی حرارتی ($\Delta T = 50\text{ K}$)				
آب	۵۸	۸۰-۹۰	چندین ساعت، روز یا ماه	۲۰ سال
بتن، سنگ	۱۳	۸۰-۹۰	چندین ساعت، روز یا ماه	۲۰ سال
ذخیره سازی انرژی الکتریکی				
باتری اسید سرب	۴۰	۸۰-۹۰	چندین ساعت یا روز	تا ۱۵۰۰ چرخه
باتری نیکل-کادمیوم	۱۰۰	۵۰-۶۰	چندین ساعت یا روز	تا ۳۰۰۰ چرخه

تکنولوژیهای ذخیره سازی انرژی برای نیروگاههای خورشیدی

نیروگاههای خورشیدی برای گستره دمای متوسط 500°C - 300°C و گستره دمای بالای تا 1200°C احتیاج به سیستمهای TES دارند. به دلیل اتلافهای حرارتی زیاد در چنین دماهایی فقط TES کوتاه مدت (از ۵/۰ تا ۳ ساعت) می تواند از نظر اقتصادی مقرون به صرفه باشد.

مفاهیم ذخیره سازی برای نیروگاههای با درجالت کثله مرکزی

مفاهیم ذخیره سازی مناسب بستگی به نوع سیال انتقال حرارت (HTF) مصرفی و سطوح فشار و دمای آن دارد. هوا، نمکهای HTF از قبیل HITEC، روغنهای مصنوعی، و آب/بخار به عنوان HTF در نیروگاههای خورشیدی به کار گرفته می شوند.

سیستمهای ذخیره سازی انرژی تولید قدرت نیروگاههای خورشیدی را با امتداد زمان عمل روزانه آن افزایش می دهند. آنها اجازه می دهند تولید قدرت برای تقاضای قدرت و ساده سازی عمل نیروگاه به کار گرفته شود، ولی سیستمهای ذخیره سازی گران هستند. نیروگاههای خورشیدی پیشرفته باید مجهز به سیستم ذخیره سازی برای بهینه کردن تولید قدرت خورشیدی، کاهش یا عدم استفاده از آتش زایی سوخت فسیلی تکمیلی باشند. نیروگاههای پیوندی خورشیدی/فسیلی بدون سیستمهای

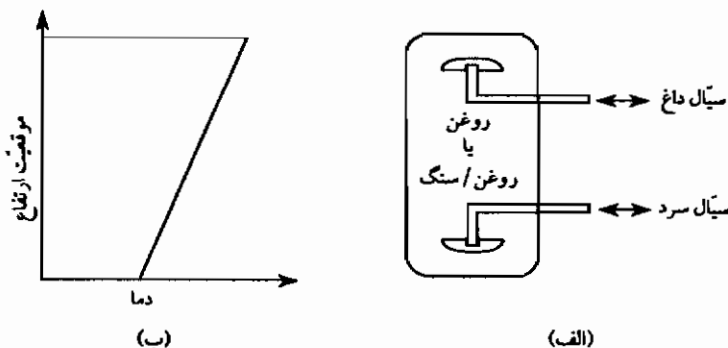
ذخیره می توانند برای استفاده زمان کوتاه جاذب باشند.

برای بهره گیری در سیستمهای دریافت کننده مرکزی سه تکنولوژی ذخیره سازی مختلف در نظر گرفته می شود (الیوت، ۱۹۹۵):

- سیستم ذخیره گرمای محسوس با استفاده دریافت کننده HTF (نمک مذاب، سدیم مایع) یا جامدات (آجر یا کره های سرامیکی، روغن/سنگ، صفحه های فولادی، بلوکه های بتونی و غیره) به عنوان ماده ذخیره سازی
- سیستم ذخیره سازی تغییر فاز
- سیستم ذخیره سازی ترموشیمیایی

شکل (الف) ۹-۱۰ ترسیمه ای از سیستم ذخیره سازی حرارتی تک منبع پیشرفته نیروگاه خورشیدی با دریافت کننده مرکزی SSPS-DCS با نمایه دما در موقعیت عمودی در شکل (ب) ۹-۱۰ نشان داده می شود. مفهوم SHS با استفاده از لوله های چندتایی قرار گرفته در داخل بلوکه های بتونی در شکل (۱۰-۱۰) بیان می شود. این لوله ها HTF داغ برای شارژ ذخیره و سیال سرد برای تخلیه ذخیره حمل می کنند.

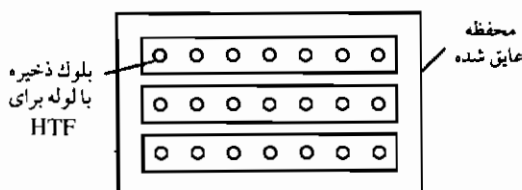
سیستمهای ذخیره سازی گرمای آزمایشگاهی ساخته شده و به کار گرفته شده اند و یا این که اخیراً در دست توسعه هستند. (به خصوص سیستمهای ذخیره سازی پیشرفته برای استفاده در نیروگاههای دریافت کننده هوای حجمی). سیستمهای ذخیره سازی با تغییر فاز و الکتروشیمیایی که امتیازهای فنی و کارکردی را عرضه دارند، در مراحل اولیه توسعه برای کاربردهای آینده هستند. ذخیره سازی نمک



شکل ۹-۱۰. سیستم ذخیره سازی حرارتی تک منبع پیشرفته یک نیروگاه خورشیدی با دریافت کننده مرکزی:

الف - ترسیمه ای؛ ب - دما در مقابل موقعیت ارتفاع

مذاب برای سیستمهای دریافت کننده تجارتي نمک مذاب به کار گرفته خواهند شد (مثلاً، دو طرح (پروژه) خورشیدی در ایالات متحده). ذخیره سازی با بستر شنی سرمایه‌ی در طرحهای کوتاه مدت با استفاده دریافت کننده هوای حجمی پشرفته به کار گرفته خواهد شد.



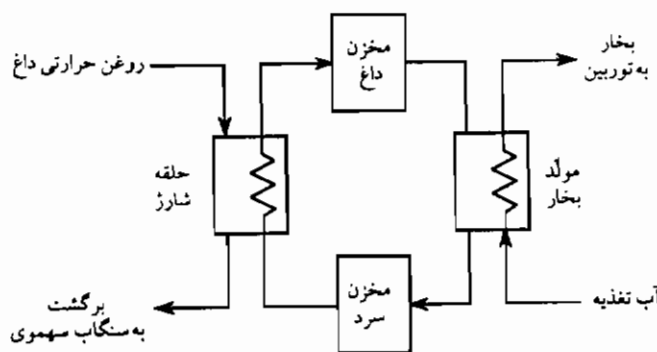
شکل ۱۰-۱. ذخیره سازی گرمای محسوس لوله دو بتی برای نیروگاههای خورشیدی

ظرفیت ذخیره سازی بهینه بستگی به وضعیت واحد، کاربرد آن و مخارج کل ذخیره سازی ویژه دارد. ظرفیت ذخیره سازی را می توان طوری انتخاب کرد که قدرت خروجی زیادی - مثلاً ۱۲۰۰ MW - برای یک مدت زمان خیلی کوتاه، - مثلاً ۱۰-۵ s - فراهم شود تا پایداری انتقال را گارانتی کند. یک مدت زمانی متوسط ذخیره سازی مربوط به ۳-۱ ساعت خروجی نیروگاه است. در بعضی موارد برای افزایش فاکتور ظرفیت نیروگاه به مدت ۱۵-۱۰ ساعت می تواند تمدید شود. همان طور که انتظار می رود، نیروگاههای خورشیدی با ظرفیت ذخیره سازی بهینه نسبت به نیروگاههای خورشیدی بدون ذخیره سازی انرژی مقرون به صرفه تر هستند. زمان پاسخ یک سیستم ذخیره سازی بستگی به نوع ذخیره دارد. برای باتریهای الکتریکی و سیم پیچهای با قابلیت هدایت عالی خیلی کوتاه (۰/۰۲ s) و برای ذخیره انرژی پتانسیل مثل PHPS و CAES در حدود ۱۰ دقیقه است.

چندین مفهوم TES که در نیروگاههای دریافت کننده مرکزی خورشیدی آزمایشگاهی ساخته شده، تاکنون آزمایش شده است. آنها شامل یک ذخیره تک منبعی استفاده کننده از یک دریافت کننده HTF از قبیل سدیم مایع یا نمک HITEC مذاب به عنوان محیط ذخیره هستند. ذخیره نمک HITEC ۱۸ MWh با واحد CESA-۱ یک مثال است (مینک و بوئن، ۱۹۹۵). در مفهوم ذخیره حرارتی یک ظرف ذخیره مملو از یک سیستم ذخیره دو محیطی شامل روغن و سنگ استفاده شد (بنگرید به شکل ۹-۱۰)، ولی هنوز نوع ذخیره استفاده شده در نیروگاههای دریافت کننده مرکزی اولیه، ذخیره آب/بخار در ظروف تحت فشار است.

در شکل (۱۰-۱۱) مفهوم SHS دو منبعی قابل کاربرد برای نیروگاههای خورشیدی با سنگاب سهموی نشان داده شد. این نوع ذخیره در یک سیستم ذخیره سازی نیترات نمک مذاب پشرفته ۷ MWh

به کار گرفته شده که به طور موفقیت آمیز در آزمایشگاه ملی ساندیا^۱ کار کرده است (مینک و بوهرن، ۱۹۹۵). در طرح اروپایی دریافت کننده مرکزی PHOEBUS 30 MWe، یک سیستم ذخیره ۲۵۰ MWh استفاده خواهد شد. یک ذخیره آزمایشگاهی پیشرفته با ۱-۰/۵ MWh ظرفیت مفید دارای یک بسته کره های سرامیکی به قطر حدود ۱۰ mm به عنوان محیط ذخیره است (مینک و بوهرن، ۱۹۹۵).



شکل ۱۱-۱. دو مخزن گرمای محسوس TES برای یک نیروگاه خورشیدی با سنگاب سهمی

مفاهیم ذخیره سازی برای نیروگاههای با سنگاب سهمی

سیستمهای ذخیره سازی برای نیروگاههای با سنگاب سهمی کمتر از نیروگاههای دریافت کننده مرکزی مقرون به صرفه هستند. به هر حال از چند سیستم ذخیره در نیروگاههای آزمایشگاهی با سنگاب سهمی استفاده شده است. آنها بر مبنای اصول حرارتی تک منبعی (بنگرید به شکل ۹-۱۰) یا اصول دو منبعی (بنگرید به شکل ۱۰-۱۱) هستند. این به خاطر دمای نسبتاً پایین روغن مصنوعی HTF که فقط تا ۳۹۰ °C می رسد. برخلاف نمک مذاب، روغن حرارتی اگر به عنوان یک محیط ذخیره به کار برده شود دارای خواص ضعیفی است. افت دمای روغن با عبور از شبکه انتقال حرارت در منبع ذخیره نسبتاً کوچک است و در نتیجه ظرفهای ذخیره بزرگتری را طلب می کند.

مثالهای چندی از این سیستمهای ذخیره در نیروگاههای خورشیدی آزمایشگاهی استفاده می شوند. در نیروگاه SEGS ۱۳/۸ MWe در ایالات متحده یک سیستم ذخیره دو منبعی ۱۱۷ MWh از روغن حرارتی به عنوان محیط ذخیره سازی استفاده می کند. در نیروگاه

EA-SSPS-DCS 500 kW در آلمریا در اسپانیا یک سیستم ذخیره پشرفته دو محیطی 4 MWh در حرارتی تک منبعی به کار گرفته می شود. این تانک ذخیره سازی دارای صفحات چدنی است و با روغن انتقال حرارت پر می شود؛ بنابراین ظرفیت ذخیره افزایش می یابد و از مصرف روغن گران صرفه جویی می شود.

پس اساساً سه مفهوم SHS برای دریافت کننده مرکزی و نیروگاه با سنگاب سهموی وجود دارد:

۱- ذخیره سازی حرارتی دو محیطی تک منبعی (روغن + سنگ)

۲- ذخیره سازی تک محیطی دو منبعی (نمک مذاب، روغن حرارتی)

۳- ذخیره سازی با بستر انباشته (سنگ، شن، کره های سرامیکی)

دانسیته حجمی انرژی در SHS معمولاً در حدود 540 MJ/m^3 برای ذخیره با بستر انباشته با ۲۰٪ کسر حفره خالی و در حدود 790 MJ/m^3 برای ذخیره نمک مذاب (نیترات) است.

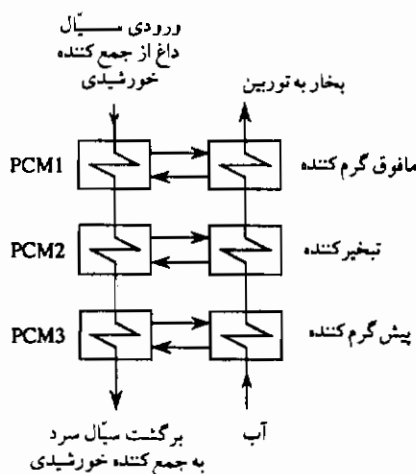
مفاهیم پشرفته بیشتر

در مفاهیم ذخیره سازی انرژی پشرفته میان مدت و درازمدت ترکیب مواد سرامیکی و تغییر فاز (مثل نیترات نمک) پیش بینی می شوند تا در سیستمهای قدرت خورشیدی با یکدیگر همراه شوند. چنین سیستمهای ذخیره سازی می تواند در نیروگاههای با سنگاب سهموی تجارتی آینده بر مبنای تولید قدرت مستقیم که تولید کمی بخار مافوق داغ برای بهبود راندمان سیستم ضمن تخلیه را اجازه می دهد.

هیدرات فلز مثل MgH_2 می تواند به عنوان محیط ذخیره برای $300-400^\circ\text{C}$ استفاده شود. هنگامی که حرارت اضافه می شود آنها به فلز و هیدروژن تجزیه می شوند و بنابراین ذخیره سازی انرژی ترموشیمیایی امکان پذیر می گردد. برای گستره دمای $500-1300^\circ\text{C}$ ، مفهوم ذخیره سازی محسوس با مواد سرامیکی از قبیل SiO_2 ، Al_2O_3 یا MgO کاربرد دارد.

در طرحهای پشرفته نیروگاههای خورشیدی، TES بر مبنای PCM نیز استفاده می شود. چند PCM برای استفاده احتمالی در سیستمهای ذخیره عبارت از نمک اوتکتیک ($70\% \text{ NaF} + 30\% \text{ FeF}_2$) با دمای هم جوشی در حدود 680°C و بالاترین دانسیته ذخیره انرژی حجمی 1500 MJ/m^3 ، و کلراید روی با دمای هم جوشی در حدود 370°C و دانسیته ذخیره انرژی حجمی در حدود 400 MJ/m^3 هستند. شکل (۱۲-۱۰) مفهوم TES پره ای با سه PCM هر کدام با دمای هم جوشی متفاوت را نشان می دهد. در این مفهوم دمای مطلوب لایه ای در ذخیره حرارتی کسب می شود. گرما از قسمتهای مربوطه ذخیره برای گرمایش آب تغذیه در صرفه جو، تبخیر کننده و مافوق گرم کردن بخار تولیدی برای استفاده بیشتر در توربین بخار یک نیروگاه پیوندی خورشیدی - فسیلی اخذ می شود.

راندمان بالا در یک LHS با محیط دوتایی به دست می آید. بدین ترتیب قسمت‌های متخلخل کره‌های سرامیکی با نمک PCM پر می شود و در نتیجه یک محیط ذخیره سازی حرارت محسوس - نهانی به وجود می آید. به علاوه انتقال حرارت مؤثر زمانی اتفاق می افتد که گاز HTF از داخل مجاری مواد ذخیره سازی عبور می کند (مینک و بوئن، ۱۹۹۵).



شکل ۱۰-۱۲. TES. پره‌ای با سه PCM برای یک نیروگاه خورشیدی

مؤثره

در این فصل تأکید بر روی تکنولوژی TES است. ذخیره گرماي محسوس و نهانی به طور موفقیت آمیز در نیروگاههای خورشیدی دما پایین استفاده می شوند. همچنین از انواع اصلی TES برای کاربردهای کوتاه و درازمدت به طور کامل بحث می شود. مسأله ذخیره انرژی مؤثر دما بالا که برای تکنولوژی تولید قدرت حرارتی خورشیدی لازم است، هنوز از طریق راه مناسب اقتصادی حل نشده است.

مسائل

۱-۱۰ قدرتهای پمپاژ و تولید و راندمان ذخیره سازی انرژی برای یک سیستم ذخیره قدرت آبی پمپاژی (PHPS) را محاسبه کنید اگر تفاوت ارتفاع بین منبعها 250 m ، نرخهای جریانی حجمی در حالت‌های پمپاژ و تولید $100\text{ m}^3/\text{s}$ و $180\text{ m}^3/\text{s}$ ، فاصله زمانی پمپاژ و تولید $12/5\text{ h/d}$ و $9/5\text{ h/d}$ و راندمانهای پمپ، توربین، و مولد - موتور به ترتیب $0/77$ ، $0/9$ ، و $0/98$ باشند. اتلاف

هد در مجرای آب ۴٪ و دانسیته آب را 1000 kg/m^3 فرض کنید.

۱۰-۲ ذخیره سازی انرژی هوای متراکم (CAES) برای یک تأسیسات توربین گاز/کمپرسور در حالت پر مصرف 150 MW را در نظر بگیرید. راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و توربین گاز به ترتیب 0.86 و 0.82 هستند. راندمان موتور-مولد 0.98 و اتلافهای دیگر انرژی در چرخه ذخیره سازی ۶٪ می باشند. مکش کمپرسور دو مرحله ای با خنک کن میانی 20°C و 0.1 MPa و تخلیه در 0.9 MPa است. خنک کردن میانی در فشار بهینه با برگشت به دمای مکش انجام می گیرد. توربین انبساطی بازگرم با آتش زایی تکمیلی کار می کند که دمای هوای فشرده را در مرحله اول به یک TIT برابر 1100°C توسط سوخت گاز طبیعی می رساند. پس از انبساط در قسمت HP توربین گاز در یک فشار 0.7 MPa ، گاز تا دمای اولیه بازگرم می شود. با فرض ارزش حرارتی پایتتر 49.7 MJ/kg برای گاز طبیعی و گرمای ویژه ثابت برای هوا مقدار 1.05 kJ/(kg K) در سرتاسر گستره دما: الف- نرخ سوخت کلی آتش زایی تکمیلی و بازگرم بر حسب kg/s ب- ظرفیت ذخیره CAES بر حسب MWh ج- نرخ جریان متوسط هوا ضمن ۵ ساعت وظیفه شارژ محفظه بر حسب m^3/h را حساب کنید.

۱۰-۳ جرم و حجم یک دیوار ذخیره سازی با گرم شدن غیرفعال یک اتاق ساخته شده از: الف- بتون؛ ب- منابع آب را اگر ظرفیت ذخیره سازی لازم 320 kWh و تغییر دمای پیشینه ذخیره 13 K باشد، مقایسه کنید. گرمای ویژه آب 1.16 Wh/(kg K) یا $1160 \text{ Wh/(m}^3 \text{ k)}$ و در مورد بتون 0.28 Wh/(kg K) یا $672 \text{ Wh/(m}^3 \text{ k)}$ فرض می شود.

۱۰-۴ جرم ذخیره گرمای نهان نترات نمک (LHS) لازم برای به کارگیری ظرفیت کامل ۳ ساعت در یک نیروگاه خورشیدی با سنگاب سهموی با قدرت خروجی الکتریکی 80 MW و راندمان واحد کلی ۱۴٪ را محاسبه کنید. محیط ذخیره سازی یک ماده با تغییر فاز (PCM) است که شامل $60\% \text{ NaNO}_3$ و $40\% \text{ KNO}_3$ (حجمی) می باشد و بین دماهای 350°C تا 280°C کار می کند. راندمان ذخیره سازی ۹۵٪ است. فرض کنید که دمای ذوب PCM برابر با 323°C ، دانسیته 1898 kg/m^3 ، گرمای ویژه 1.83 kJ/(kg K) و حرارت هم جوشی برابر با 169.2 kJ/kg است.

مراجع

- Beckman, G., and Gilli, P. V. 1984. *Thermal energy storage*. Wien: Springer-Verlag.
 Bitterlich, W. 1987. *Speicher für thermische Energie*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
 Burnham, L., ed. 1993. *Renewable energy sources for fuels and electricity*. Washington, D.C.: Island Press.

- Dalenbäck, J.-O. 1990. Central solar heating plants with seasonal storage. Status Report Doc. D14, Swedish Council for Building Research, Stockholm.
- Dinter, F. 1992. *Thermische Energiespeicher in Solarfarmkraftwerken und ihre Bewertung*. Aachen: Shaker.
- Duffie, J. A., and Beckman, W. A. 1991. *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. New York: Wiley.
- Elliot, T. 1995. Electrical energy storage hinges on three leading technologies. *Power* 139(8):42-45.
- Garg, H. P., Mullick, S. K., and Bhargava, A. K. 1985. *Solar thermal energy storage*. Dordrecht: Reidel.
- Hoogendoorn, C. J., and Bart, G. C. J. 1992. Performance and modelling of latent heat stores. *Solar Energy* 48(1):53.
- Jensen, J., and Sorensen, B. 1981. *Fundamentals of energy storage*. New York: Wiley.
- Kharchenko, N. V. 1995. *Thermische Solaranlagen*. Berlin: Springer.
- Lane, G. A. 1983. *Solar heat storage: Latent heat materials*, vol. I. Boca Raton, Fla.: CRC Press.
- Lane, G. A. 1986. *Solar heat storage: Latent heat materials*, vol. II. Boca Raton, Fla.: CRC Press.
- Meinecke, W., and Bohn, M. 1995. *Solar energy concentrating systems*, eds., M. Becker and P.C. Klimas. Heidelberg: Müller.

فهرست علائم اختصاری

جریان متناوب	AC
نسبت هوا به سوخت	AF
(نسبت سوخت) ضمن سوختن	AF
احتراق بستر افشانه ای آتمسفری	AFBC
سلول سوختی الکلی	AFC
واحد جداسازی هوا	ASU
گاز انگلیسی/لورجی	BGL
ذخیره سازی انرژی هوای فشرده	CAES
ذخیره سازی انرژی هوای فشرده با رطوبت زنی هوا	CASH
نیروگاه سیکل ترکیبی	CC
سیستم احتراق زغال سنگ تمیز	CCCS
هواي مازاد احتراق	CCOFA
فاکتور ظرفیت	CF
احتراق بستر افشانه ای چرخشی	CFBC
سیستم آتش زایی متمرکز	CFS
بازيافتی	CG
تمیزکاری با گاز سرد	CGCU
چرخه شیمیایی هوای مرطوب توربین	CHAT
اکسی سولفید کربن	COS
خاکستر خشک آزاد (سوخت جامد)	DAF

جریان مستقیم	DC
سیستم احتراق زغال سنگی مستقیم	DCCS
موتور دیزلی زغال سنگ سوز مستقیم	DCFD
توربین گازی زغال سنگ سوز مستقیم	DCFGT
NO _x خشک پایین	DLN
دپارتمان انرژی آمریکا	DOE
نیروگاه با چرخه ترکیبی با آتش زایی خارجی	EFCC
سیستم قدرت با عملکرد بالا/ چرخه ترکیبی با آتش زایی خارجی	EFCC/HIPPS
نیروی با محرکه الکتریکی	EMF
آژانس محافظت محیط زیست ایالات متحده	EPA
رطوبت زن الکترواستاتیکی	ESP
فاکتور مصرف انرژی	EUF
احتراق با بستر افشانه ای	FBC
نسبت صرفه جویی انرژی سوختی	FESR
گوگردزدایی گاز دودکش	FGD
چرخش مجدد گاز دودکش	FGR
گرم کن آب تغذیه	FWH
توربین گاز	GT
چرخه توربین با هوای مرطوب	HAT
تمیزکاری با گاز داغ	HGCU
ارزش حرارتی بالاتر	HHV
سیستم قدرت با عملکرد بالا	HIPPS
فشار بالا	HP
مولد بخار با گرمای بازیافتی	HRSG
واحد بازیافت گرما	HRU
گرم کن هوای با دمای بالا	HTAF
گرم کن هوای با دمای بالا	HTAH
سیال انتقال حرارت	HTF
چشمک زن دمای بالا	HTW

چرخه ترکیبی میان خنک کن	ICC
چرخه بهبود یافته میان خنک کن	ICR
آژانس انرژی بین المللی	IEA
چرخه پیشرفته مجتمع گاز سازی	IGAC
چرخه ترکیبی مجتمع گاز سازی	IGCC
نیروگاه سلول سوختی با مجتمع گاز سازی	IGFC
نرخ گرمای نموی	IHR
فشار میانی	IP
چرخه تزریق بخار میان خنک کن	ISTIG
هوای اضافی پایین	LEA
دیگ هوای اضافی پایین	LEAB
ذخیره سازی گرمای نهان	LHS
ارزش حرارتی پایینتر	LHV
فشار پایین	LP
کمپرسور فشار پایین	LPC
سلول سوختی کربنات مذاب	MCFC
مولد هیدرو دینامیکی مغناطیسی	MHD
هوای آتش زایی اضافی	OFA
سلول سوختی اسید فسفری	PAFC
همزمانی زغال سنگ سوز افشانه ای	PCCG
احتراق بستر افشانه ای گردشی تحت فشار	PCFBC
دیگ زغال سنگ پودر با پخش پایین	PCLEB
ماده تغییر فاز	PCM
احتراق بستر افشانه ای تحت فشار	PFBC
ذخیره سازی قدرت آب پمپاژی	PHPS
قسمت در میلیون	PPM
قسمت در میلیون حجمی	PPMV
چرخه آب تزریق شده بهبود بخشنده	RWI
کاهش کاتالیزوری انتخابی	SCR

سیستم تولید الکتریسته خورشیدی	SEGS
ذخیره سازی گرمای محسوس	SHS
ذخیره سازی انرژی مغناطیسی با هدایت عالی	SMES
کاهش بدون کاتالیزور انتخابی	SNCR
گاز طبیعی جانشین شده	SNG
NO_x - SO_x راکس - باکس	SNRB
هوای اضافی جدا شده	SOFA
سلول سوختی با الکترولیت جامد	SOFC
چرخه ترکیبی توربین گاز و بخار	STAG
چرخه توربین گاز با تزریق بخار	STIG
ذخیره سازی انرژی گرمایی	TES
درجه حرارت ورودی توربین گاز	TIT
درجه حرارت خروجی توربین گاز	TOT
هیدروکربنهای سوخته نشده	UHC
دیگ گرمای مواد زائد	WHB
واحد بهبود بخشنده گرمای مواد زائد	WHR

ضمائم

ضمیمه الف : فاکتورهای تبدیل واحد

طول

$$۱ \text{ متر} = ۳,۲۸۱ \text{ فوت}$$

$$۱ \text{ فوت} = ۰,۳۰۴۸ \text{ متر}$$

$$۱ \text{ اینچ} = ۲۵,۴ \text{ میلی متر}$$

$$۱ \text{ مایل} = ۱,۶۰۹ \text{ کیلومتر}$$

سطح

$$۱ \text{ فوت مربع} = ۰,۰۹۲۹۰۳۰۴ \text{ متر مربع}$$

$$۱ \text{ اینچ مربع} = ۰,۰۰۰۶۴۵۱۶ \text{ متر مربع}$$

حجم

$$۱ \text{ متر مکعب} = ۱,۰۲ \text{ لیتر} = ۳۵,۳۱ \text{ فوت مکعب} = ۲۶۴,۲ \text{ گالن آمریکایی}$$

$$۱ \text{ فوت مکعب} = ۰,۰۲۸۳ \text{ متر مکعب}$$

$$۱ \text{ گالن انگلیسی} = ۴,۵۴۶ \text{ لیتر}$$

$$۱ \text{ گالن آمریکایی} = ۳,۷۸۵ \text{ لیتر}$$

جرم

$$۱ \text{ پوند} = ۰,۴۵۳۵۹۲۳۱ \text{ کیلوگرم}$$

$$۱ \text{ کیلوگرم} = ۲,۲۰۵ \text{ پوند}$$

۱ تن متریک = ۱۰۰۰ کیلوگرم

۱ تن کوتاه = ۲۰۰۰ پوند

دانسیته

۱ متریک/کیلوگرم = ۰/۰۶۲۴۳ فوت مکعب/پوند

۱ فوت مکعب/پوند = ۱۶/۰۲ متر مکعب/کیلوگرم

نیرو

۱ نیوتن = ۱ مربع ثانیه/کیلوگرم-متر = ۰/۲۲۴۸۱ پوند نیرو

۱ پوند نیرو = ۴/۴۴۸۲ نیوتن

فشار

۱ پاسکال = ۱ مترمربع/نیوتن

۱ بار = ۱۰^۵ پاسکال = ۰/۹۸۶۹ اتمسفر

۱ پوند بر اینچ مربع = ۱ پوند نیرو بر اینچ مربع = ۶/۸۹۴ پاسکال

۱ اتمسفر = ۱۰۱۳۲۵ بار = ۱۴/۶۹۶ پوند نیرو بر اینچ

انرژی-گرما

۱ ژول = ۱ نیوتن متر = ۱ وات ثانیه

۱ کیلوژول = ۰/۹۴۷۸۳ BTU

۱ مگاژول = ۰/۲۷۷۶۷ کیلووات ساعت

۱ کیلووات ساعت = ۳/۶ مگاژول = ۳۴۱۲/۱۱ BTU

نرخ جریان جرمی

۱ کیلوگرم بر ثانیه = ۱۶۳۲/۹۳ پوند جرم بر ساعت

۱ پوند جرم بر ساعت = ۰/۰۰۰۶۱۲۴ کیلوگرم بر ثانیه = ۲/۲۰۴۶۴ کیلوگرم بر ساعت

۱ BTU = ۱/۰۵۵ کیلوژول = $۱۰^{-۳} \times ۰/۲۹۲۹۶۳$ کیلووات ساعت

۱ MBTU = ۱/۰۵۵ مگاژول = ۲۹۲/۹۶۳ کیلووات ساعت

۱ ژول = $۱۰^{۱۸} \times ۶/۲۴۲ \text{ ev} = ۱۰^{-۷} \times ۲/۷۷۸$ کیلووات ساعت

قدرت

۱ وات = ۱ ژول بر ثانیه

۱ کیلو وات = $3412/2$ BTU بر ساعت

۱ BTU بر ساعت = $0/2929$ وات

گرمای ویژه

$1 \text{ kJ}/(\text{kg K}) = 0/2388 \text{ BTU}/(\text{lbm } ^\circ\text{F})$

$1 \text{ BTU}/(\text{lbm } ^\circ\text{F}) = 4/1868 \text{ kJ}/(\text{kg K})$

قابلیت هدایت حرارتی

$1 \text{ W}/(\text{m K}) = 0/5778 \text{ BTU}/(\text{h ft } ^\circ\text{F})$

$1 \text{ BTU}/(\text{h ft } ^\circ\text{F}) = 1/7307 \text{ W}/(\text{m K})$

ضریب انتقال حرارت

$1 \text{ BTU}/(\text{h ft}^2 ^\circ\text{F}) = 5/6783 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$

$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}) = 0/17611 \text{ BTU}/(\text{h ft}^2 ^\circ\text{F})$

لزجت

$1 \text{ cP} = 10^2$ پاسکال ثانیه

$1 \text{ lbf h}/\text{Ft}^2 = 0/1124$ مگاپاسکال ثانیه

درجه حرارت

$1 \text{ K} = 1/8 ^\circ\text{R}$

$T (\text{K}) = 273/15 + t (^\circ\text{C})$

$t (^\circ\text{C}) = (t (^\circ\text{F}) - 32)/1/8$

$T (^\circ\text{R}) = 459/67 + t (^\circ\text{F})$

واحدهای الکتریکی و مغناطیسی

$1 \text{ A} = 1 \text{ W}/\text{V} = 1 \text{ C}/\text{s}$

$1 \text{ V} = 1 \text{ J}/\text{C} = 1 \text{ آمپر اهم}$

$1 \text{ اهم} = 1 \text{ V}/\text{A}$

$1 \text{ F} = 1 \text{ C} \cdot \text{s}/\text{V}$

$1 \text{ Wb} = 1 \text{ V} \cdot \text{s}$

$1 \text{ تسلا} = 1 \text{ Wb}/\text{m}^2$

ضمیمه ب: ثابتهای فیزیکی

$k = 1/381 \times 10^{-23} \text{ J/K} = 8/618 \times 10^{-11} \text{ MeV/K}$	ثابت بولتزمن :
$e = 1/602 \times 10^{-19} \text{ C} (1 \text{ C} = \text{J/V})$	شارژ الکترون :
$F = 9/649 \times 10^7 \text{ کیلوگرم مول الکترون/کولن}$	ثابت فاراده :
$h = 6/626 \times 10^{-34} \text{ J s} = 4/136 \times 10^{-21} \text{ MeV s}$	ثابت پلانک :
$\sigma = 5/67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$	ثابت استفان بولتزمن :
$R = 8/314 \text{ kJ/(kg mol K)}$	ثابت جهانی گاز :
$c = 2/998 \times 10^8 \text{ m/s}$	سرعت نور :
$Av = 6/022 \times 10^{26} \text{ (کیلوگرم مول)/(مولکول (یا اتم))}$	عدد آوگادرو :
$149/5 \times 10^9 \text{ کیلومتر}$	ثابت خورشیدی : $1/367 \text{ kW/m}^2$ در یک فاصله متوسط بین خورشید و زمین
$M_E = 5/979 \times 10^{24} \text{ kg}$	جرم زمین :
$r_E = 6/371 \times 10^6 \text{ m}$	شعاعی متوسط زمین :
$1 \text{ atm} = 1/013 \times 10^5 \text{ Pa} = 1/013 \text{ بار} = 14/696 \text{ lbf/in}^2$	فشار اتمسفری استاندارد :
$g = 9/807 \text{ m/s}^2$	ثابت گرانش استاندارد :

ضمیمه ج: تبدیل درجه حرارت از مقیاس سلسیوس به مقیاس فارنهایت

$$t(^{\circ}\text{C}) = (t(^{\circ}\text{F}) - 32)/1.8; t(^{\circ}\text{F}) = 1.8t(^{\circ}\text{C}) + 32$$

$$\Delta t(^{\circ}\text{F}) = 1.8\Delta t(^{\circ}\text{C}); \Delta t(^{\circ}\text{C}) = \Delta t(^{\circ}\text{F})/1.8$$

$t, ^{\circ}\text{C}$	$t, ^{\circ}\text{F}$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$t, ^{\circ}\text{F}$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$t, ^{\circ}\text{F}$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$t, ^{\circ}\text{F}$
0	32	100	212	450	842	1400	2552
10	50	110	230	500	932	1500	2732
20	68	120	248	600	1112	1600	2912
30	86	140	284	700	1292	1700	3092
40	104	160	320	800	1472	1800	3272
50	122	180	356	900	1652	1900	3452
60	140	200	392	1000	1832	2000	3622
70	158	250	482	1100	2012	2200	3992
80	176	300	572	1200	2192	2600	4712
90	194	400	752	1300	2372	3000	5432

ضمیمه د: گرمای ویژه مولی گازهای ایده آل در فشار متوسط ثابت برحسب (K مول kJ/k)

$t, ^{\circ}\text{C}$	N_2	O_2	H_2	Air	H_2O	CO_2	CO	NH_3	CH_4	SO_2
0	29.09	29.26	28.62	29.08	33.47	35.92	29.11	34.99	34.59	38.91
100	29.12	29.53	28.94	29.15	33.71	38.17	29.16	36.37	37.02	40.71
200	29.20	29.92	29.07	29.30	34.08	40.13	29.29	38.13	39.54	42.43
300	29.35	30.39	29.14	29.52	34.54	41.83	29.50	40.04	42.34	43.99
400	29.56	30.87	29.19	29.79	35.05	43.33	29.77	41.98	45.23	45.35
500	29.82	31.32	29.25	30.09	35.59	44.66	30.08	44.04	48.20	46.53
600	30.11	31.75	29.32	30.41	36.15	45.85	30.41	46.09	50.70	47.55
700	30.40	32.14	29.41	30.72	36.74	46.91	30.74	48.01	53.34	48.43
800	30.69	32.49	29.52	31.03	37.34	47.86	31.05	49.85	55.77	49.20
900	30.98	32.82	29.65	31.32	37.95	48.72	31.36	51.53	58.03	49.88
1000	31.25	33.11	29.79	31.60	38.56	49.50	31.65	53.08	60.25	50.47
1100	31.52	33.38	29.95	31.86	39.16	50.21	31.92	54.50	62.29	51.01
1200	31.77	33.62	30.12	32.11	39.76	50.85	32.17	55.84	64.13	51.49
1300	32.00	33.85	30.29	32.35	40.34	51.44	32.41	57.06		51.92
1400	32.22	34.07	30.47	32.57	40.91	51.98	32.63	58.14		52.31
1500	32.43	34.28	30.65	32.77	41.47	52.47	32.84	59.19		52.67
1600	32.62	34.47	30.84	32.97	42.00	52.93	33.03	60.20		53.00
1700	32.80	34.65	31.02	33.15	42.52	53.35	33.21	61.12		53.31
1800	32.97	34.83	31.21	33.32	43.03	53.74	33.38	61.95		53.59
1900	33.12	35.00	31.39	33.48	43.51	54.10	33.54	62.75		53.85
2000	33.28	35.17	31.58	33.64	43.97	54.44	33.69	63.46		54.09
2100	33.42	35.33	31.75	33.79	44.42	54.76	33.83	64.13		54.32
2200	33.55	35.48	31.93	33.93	44.86	55.06	33.96	64.76		54.54
2300	33.68	35.64	32.10	34.06	45.27	55.34	34.08	65.35		54.75
2400	33.80	35.78	32.27	34.19	45.68	55.60	34.20	65.93		54.94
2500	33.91	35.93	32.44	34.31	46.07	55.85	34.31	66.48		55.13
2600	34.02	36.07	32.60	34.42	46.44	56.09	34.42	66.98		55.31
2700	34.12	36.21	32.76	34.54	46.80	56.31	34.52	67.44		55.47
2800	34.22	36.35	32.91		47.15	56.52	34.62	67.86		55.64
2900	34.31	36.48	33.07		47.49	56.72	34.71	68.28		55.79
3000	34.40	36.62	33.22		47.82	56.91	34.79	68.70		55.95
3100	34.48	36.75	33.36		48.13	57.10	34.88			56.09
3200	34.56	36.87	33.51		48.44	57.27	34.96			56.24
3300	34.64	37.00	33.65		48.73	57.44	35.03			56.37
M	28.01	32.00	2.016	28.95	18.02	44.01	28.01	17.03	16.04	64.06

M is molar mass in kg/kmol.

ضمیمه هـ: گرمای ویژه مولی گازهای ابده آل و بخار آب در فشار متوسط ثابت برحسب $\text{kJ}/(\text{kg K})$

$t, ^\circ\text{C}$	CO_2	O_2	N_2	Air	CO	H_2	H_2O	SO_2
0	0.8165	0.9148	1.0387	1.0033	1.0397	14.07	1.8584	0.6083
25	0.8299	0.9164	1.0387	1.0036	1.0399	14.17	1.8608	0.6153
50	0.8429	0.9182	1.0389	1.0042	1.0403	14.28	1.8640	0.6224
100	0.8677	0.9230	1.0396	1.0059	1.0416	14.40	1.8718	0.6365
150	0.8907	0.9288	1.0408	1.0081	1.0435	14.41	1.8814	0.6503
200	0.9122	0.9354	1.0426	1.0111	1.0462	14.43	1.8924	0.6634
250	0.9321	0.9425	1.0450	1.0145	1.0496	14.44	1.9046	0.6700
300	0.9509	0.9499	1.0480	1.0185	1.0537	14.45	1.9177	0.6878
350	0.9685	0.9574	1.0516	1.0229	1.0583	14.46	1.9316	0.6988
400	0.9850	0.9649	1.0556	1.0278	1.0634	14.48	1.9460	0.7090
450	1.0005	0.9721	1.0601	1.0328	1.0688	14.50	1.9608	0.7186
500	1.0152	0.9792	1.0648	1.0380	1.0745	14.51	1.9760	0.7274
550	1.0291	0.9860	1.0698	1.0434	1.0803	14.52	1.9915	0.7357
600	1.0422	0.9925	1.0750	1.0488	1.0862	14.55	2.0074	0.7434
650	1.0546	0.9987	1.0802	1.0542	1.0921	14.57	2.0236	0.7505
700	1.0663	1.0047	1.0855	1.0595	1.0979	14.59	2.0400	0.7572
750	1.0775	1.0103	1.0907	1.0648	1.1036	14.62	2.0566	0.7634
800	1.0880	1.0157	1.0960	1.0700	1.1092	14.64	2.0733	0.7692
850	1.0981	1.0209	1.1011	1.0751	1.1148	14.67	2.0901	0.7747
900	1.1076	1.0258	1.1062	1.0800	1.1201	14.71	2.1070	0.7798
950	1.1167	1.0305	1.1112	1.0848	1.1254	14.74	2.1239	0.7846
1000	1.1253	1.0350	1.1160	1.0895	1.1304	14.78	2.1408	0.7891
1100	1.1413	1.0434	1.1254	1.0985	1.1402	14.85	2.1744	0.7975
1200	1.1560	1.0511	1.1343	1.1069	1.1492	14.94	2.2075	0.8050
1300	1.1693	1.0583	1.1426	1.1173	1.1577	15.03	2.2399	0.8117
1400	1.1816	1.0651	1.1504	1.1242	1.1656	15.12	2.2716	0.8179
1500	1.1928	1.0715	1.1578	1.1309	1.1730	15.21	2.3024	0.8235
1600	1.2032	1.0775	1.1647	1.1378	1.1799	15.30	2.3322	0.8286
1700	1.2128	1.0832	1.1711	1.1442	1.1863	15.39	2.3610	0.8334
1800	1.2217	1.0888	1.1772	1.1504	1.1924	15.48	2.3889	0.8378
1900	1.2299	1.0941	1.1829	1.1562	1.1980	15.56	2.4157	0.8419
2000	1.2376	1.0993	1.1883	1.1608	1.2034	15.65	2.4416	0.8457
2100	1.2449	1.1043	1.1934	1.1659	1.2084		2.4666	0.8493
2200	1.2516	1.1092	1.1981	1.1712	1.2131		2.4906	0.8527
2300	1.2580	1.1140	1.2026	1.1758	1.2175		2.5138	0.8559
2400	1.2640	1.1186	1.2069	1.1799	1.2217		2.5362	0.8590
2500	1.2696	1.1232	1.2109	1.1844	1.2257		2.5577	0.8619
2600	1.2750	1.1276	1.2147		1.2295		2.5785	0.8647
2700	1.2800	1.1320	1.2184		1.2331		2.5986	0.8673
2800	1.2848	1.1363	1.2218		1.2365		2.6180	0.8699
2900	1.2894	1.1405	1.2251		1.2398		2.6368	0.8723
3000	1.2938	1.1446	1.2282		1.2429		2.6549	0.8747

Source: Baehr, H. D., Hartmann, H., Pohl, H.-Chr. and Schomächer, H., 1968. Thermodynamische Funktionen idealer Gase für Temperaturen bis 6000 K. Berlin.

ضمیمه و : خواص ترمولیزیکی آب اشباع و بخار آب اشباع : جدول درجه حرارت

t_s , °C	p , bar	v' , dm ³ /kg	v'' , m ³ /kg	h' , kJ/kg	h'' , kJ/kg	r , kJ/kg	s' , kJ/(kg K)	s'' , kJ/(kg K)
0.00	0.006108	1.0002	206.3	-0.04	2502	2502	-0.0002	9.158
5	0.008718	1.0000	147.2	21.01	2511	2490	0.0762	9.027
10	0.012270	1.0003	106.4	41.99	2520	2478	0.1510	8.902
15	0.01704	1.0008	77.98	62.94	2529	2466	0.2243	8.783
20	0.02337	1.0017	57.84	83.86	2538	2454	0.2963	8.668
25	0.03166	1.0029	43.40	104.77	2547	2443	0.3670	8.559
30	0.04241	1.0043	32.93	125.7	2556	2431	0.4365	8.455
35	0.05622	1.0060	25.24	146.6	2565	2419	0.5049	8.354
40	0.07375	1.0078	19.55	167.5	2574	2407	0.5721	8.258
45	0.09582	1.0099	15.28	188.4	2583	2395	0.6383	8.166
50	0.1234	1.0121	12.05	209.3	2592	2383	0.7035	8.078
55	0.1574	1.0145	9.579	230.2	2601	2371	0.7677	7.993
60	0.1992	1.0171	7.679	251.1	2610	2359	0.8310	7.911
65	0.2501	1.0199	6.202	272.0	2618	2346	0.8933	7.832
70	0.3116	1.0228	5.046	293.0	2627	2334	0.9548	7.757
75	0.3855	1.0259	4.134	313.9	2635	2322	1.0154	7.684
80	0.4736	1.0292	3.409	334.9	2644	2309	1.0753	7.613
85	0.5780	1.0326	2.829	355.9	2652	2297	1.134	7.545
90	0.7011	1.0361	2.361	376.9	2660	2283	1.193	7.480
95	0.8453	1.0399	1.982	398.0	2668	2270	1.250	7.417
100	1.0133	1.0437	1.673	419.1	2676	2257	1.307	7.355
105	1.2080	1.0477	1.419	440.2	2684	2244	1.363	7.296
110	1.433	1.0519	1.210	461.3	2691	2230	1.419	7.239
115	1.691	1.0562	1.036	482.5	2699	2216	1.473	7.183
120	1.985	1.0606	0.8915	503.7	2706	2202	1.528	7.129
125	2.321	1.0652	0.7702	525.0	2713	2188	1.581	7.077
130	2.701	1.0700	0.6681	546.3	2720	2174	1.634	7.026
135	3.131	1.0750	0.5818	567.7	2727	2159	1.687	6.977
140	3.614	1.0801	0.5085	589.1	2733	2144	1.739	6.928
145	4.155	1.0853	0.4460	610.6	2739	2129	1.791	6.882
150	4.760	1.0908	0.3924	632.2	2745	2113	1.842	6.836
155	5.433	1.0964	0.3464	653.8	2751	2097	1.892	6.791
160	6.181	1.1022	0.3068	675.5	2757	2081	1.943	6.748
165	7.008	1.1082	0.2724	697.3	2762	2065	1.992	6.705
170	7.920	1.1145	0.2426	719.1	2767	2048	2.042	6.663
175	8.924	1.1209	0.2165	741.1	2772	2031	2.091	6.622
180	10.027	1.1275	0.1938	763.1	2776	2013	2.139	6.582
185	11.23	1.1344	0.1739	785.3	2780	1995	2.188	6.542
190	12.55	1.1415	0.1563	807.5	2784	1977	2.236	6.504
200	15.55	1.1565	0.1272	852.4	2791	1939	2.331	6.428
210	19.08	1.1726	0.1042	897.7	2796	1899	2.425	6.354
215	21.06	1.1811	0.09463	920.6	2798	1878	2.471	6.318
220	23.20	1.1900	0.08604	943.7	2800	1856	2.518	6.282
225	25.50	1.1992	0.07835	966.9	2801	1834	2.564	6.246
230	27.98	1.2087	0.07145	990.3	2802	1812	2.610	6.211
235	30.63	1.2187	0.06525	1013.8	2802	1789	2.656	6.176
240	33.48	1.2291	0.05965	1037.6	2802	1765	2.702	6.141
245	36.52	1.2399	0.05461	1061.6	2802	1740	2.748	6.106
250	39.78	1.2513	0.05004	1085	2800	1715	2.794	6.071
255	43.25	1.2632	0.04590	1110	2799	1689	2.839	6.036
260	46.94	1.2756	0.04213	1135	2796	1662	2.885	6.001
265	50.88	1.2887	0.03871	1160	2794	1634	2.931	5.966
270	55.06	1.3025	0.03559	1185	2790	1605	2.976	5.930
275	59.50	1.3170	0.03274	1211	2786	1575	3.022	5.895

(Continued)

ضمیمه و : (ادامه)

t , °C	p , bar	v' , dm ³ /kg	v'' , m ³ /kg	h' , kJ/kg	h'' , kJ/kg	r , kJ/kg	s' , kJ/(kg K)	s'' , kJ/(kg K)
280	64.20	1.3324	0.03013	1237	2780	1544	3.068	5.859
285	69.19	1.3487	0.02773	1263	2775	1511	3.115	5.822
290	74.46	1.3659	0.02554	1290	2768	1478	3.161	5.785
295	80.04	1.3844	0.02351	1317	2760	1443	3.208	5.747
300	85.93	1.4041	0.02165	1345	2751	1406	3.255	5.708
305	92.14	1.4252	0.01993	1373	2741	1368	3.303	5.669
310	98.70	1.4480	0.01833	1402	2730	1328	3.351	5.628
315	105.61	1.4726	0.01686	1432	2718	1286	3.400	5.586
320	112.9	1.4995	0.01548	1463	2704	1241	3.450	5.542
325	120.6	1.5289	0.01419	1494	2688	1194	3.501	5.497
330	128.6	1.5615	0.01299	1527	2670	1144	3.553	5.449
335	137.1	1.5978	0.01185	1560	2650	1090.5	3.606	5.398
340	146.1	1.6387	0.01078	1596	2626	1030.7	3.662	5.343
350	165.4	1.7411	0.008799	1672	2568	895.7	3.780	5.218
360	186.8	1.8959	0.006940	1764	2485	721.3	3.921	5.060
370	210.5	2.2136	0.004973	1890	2343	452.6	4.111	4.814
371	213.1	2.2778	0.004723	1911	2318	407.4	4.141	4.774
372	215.6	2.3636	0.004439	1936	2287	351.4	4.179	4.724
373	218.2	2.4963	0.004084	1971	2244	273.5	4.233	4.656
374	220.8	2.8407	0.003458	2046	2155	108.6	4.249	4.517
374.15	221.2	3.17	0.00317	2107	2107	0	4.443	4.443

ضمیمه ز : خواص ترموفیزیکی آب اشباع و بخار آب اشباع : جدول فشار

p , bars	t , °C	u' , dm ³ /kg	u'' , m ³ /kg	q'' , kg/m ³	h' , kJ/kg	h'' , kJ/kg	r , kJ/kg	s' , kJ/(kg K)	s'' , kJ/(kg K)
0.010	6.9808	1.0001	129.20	0.007739	29.34	2514.4	2485.0	0.1060	8.9767
0.020	17.513	1.0012	67.01	0.01492	73.46	2533.6	2460.2	0.2607	8.7246
0.030	24.100	1.0027	45.67	0.02190	101.00	2545.6	2444.6	0.3544	8.5785
0.040	28.983	1.0040	34.80	0.02873	121.41	2554.5	2433.1	0.4225	8.4755
0.050	32.898	1.0052	28.19	0.03547	137.77	2561.6	2423.8	0.4763	8.3960
0.060	36.183	1.0064	23.74	0.04212	151.50	2567.5	2416.0	0.5209	8.3312
0.070	39.025	1.0074	20.53	0.04871	163.38	2572.6	2409.2	0.5591	8.2767
0.080	41.534	1.0084	18.10	0.05523	173.86	2577.1	2403.2	0.5925	8.2296
0.090	43.787	1.0094	16.20	0.06171	183.28	2581.1	2397.9	0.6224	8.1881
0.10	45.833	1.0102	14.67	0.06814	191.83	2584.8	2392.9	0.6493	8.1511
0.20	60.086	1.0172	7.650	0.1307	251.45	2609.9	2358.4	0.8321	7.9094
0.30	69.124	1.0223	5.229	0.1912	289.30	2625.4	2336.1	0.9441	7.7695
0.40	75.886	1.0265	3.993	0.2504	317.65	2636.9	2319.2	1.0261	7.6709
0.50	81.345	1.0301	3.240	0.3086	340.56	2646.0	2305.4	1.0912	7.5947
0.60	85.954	1.0333	2.732	0.3661	359.93	2653.6	2293.6	1.1454	7.5327
0.70	89.959	1.0361	2.365	0.4229	376.77	2660.1	2283.3	1.1921	7.4804
0.80	93.112	1.0387	2.087	0.4792	391.72	2665.8	2274.0	1.2330	7.4352
0.90	96.713	1.0412	1.869	0.5350	405.21	2670.9	2265.6	1.2696	7.3954
1.0	99.632	1.0434	1.694	0.5904	417.51	2675.4	2257.9	1.3027	7.3598
1.5	111.37	1.0530	1.159	0.8628	467.13	2693.4	2226.2	1.4336	7.2234
2.0	120.23	1.0608	0.8854	1.129	504.70	2706.3	2201.6	1.5301	7.1268
2.5	127.43	1.0675	0.7184	1.392	535.34	2716.4	2181.0	1.6071	7.0520
3.0	133.54	1.0735	0.6056	1.651	561.43	2724.7	2163.2	1.6716	6.9909
3.5	138.87	1.0789	0.5240	1.908	584.27	2731.6	2147.4	1.7273	6.9392
4.0	143.62	1.0839	0.4622	2.163	604.67	2737.6	2133.0	1.7764	6.8943
4.5	147.92	1.0885	0.4138	2.417	623.16	2742.9	2119.7	1.8204	6.8547

(Continued)

ضمیمه ز : (ادامه)

p , bars	t , °C	u' , dm ³ /kg	u'' , m ³ /kg	Q'' , kg/m ³	h' , kJ/kg	h'' , kJ/kg	r , kJ/kg	s' , kJ/(kg K)	s'' , kJ/(kg K)
5.0	151.84	1.0928	0.3747	2.669	640.12	2747.5	2107.4	1.8604	6.8192
6.0	158.84	1.1009	0.3155	3.170	670.42	2755.5	2085.0	1.9308	6.7575
7.0	164.96	1.1082	0.2727	3.667	697.06	2762.0	2064.9	1.9918	6.7052
8.0	170.41	1.1150	0.2403	4.162	720.94	2767.5	2046.5	2.0457	6.6596
9.0	175.36	1.1213	0.2148	4.655	742.64	2772.1	2029.5	2.0941	6.6192
10.0	179.88	1.1274	0.1943	5.147	762.61	2776.2	2013.6	2.1382	6.5828
11	184.07	1.1331	0.1774	5.637	781.13	2779.7	1998.5	2.1786	6.5497
12	187.96	1.1386	0.1632	6.127	798.43	2782.7	1984.3	2.2161	6.5194
13	191.61	1.1438	0.1511	6.617	814.70	2785.4	1970.7	2.2510	6.4913
14	195.04	1.1489	0.1407	7.106	830.08	2787.8	1957.7	2.2837	6.4651
15	198.29	1.1539	0.1317	7.596	844.67	2789.9	1945.2	2.3145	6.4406
16	201.37	1.1586	0.1237	8.085	858.56	2791.7	1933.2	2.3436	6.4175
17	204.31	1.1633	0.1166	8.575	871.84	2793.4	1921.5	2.3713	6.3957
18	207.11	1.1678	0.1103	9.065	884.58	2794.8	1910.3	2.3976	6.3751
19	209.80	1.1723	0.1047	9.555	896.81	2796.1	1899.3	2.4228	6.3554
20	212.37	1.1766	0.09954	10.05	908.59	2797.2	1888.6	2.4469	6.3367
25	223.94	1.1972	0.07991	12.51	961.96	2800.9	1839.0	2.5543	6.2536
30	233.84	1.2163	0.06663	15.01	1008.4	2802.3	1793.9	2.6455	6.1837
40	250.33	1.2521	0.04975	20.10	1087.4	2800.3	1712.9	2.7965	6.0685
50	263.91	1.2858	0.03943	25.36	1154.5	2794.2	1639.7	2.9206	5.9735
60	275.55	1.3187	0.03244	30.83	1213.7	2785.0	1571.3	3.0273	5.8908
70	285.79	1.3513	0.02737	36.53	1267.4	2773.5	1506.0	3.1219	5.8162
80	294.97	1.3842	0.02353	42.51	1317.1	2759.9	1442.8	3.2076	5.7471
90	303.31	1.4179	0.02050	48.79	1363.7	2744.6	1380.9	3.2867	5.6820
100	310.96	1.4526	0.01804	55.43	1408.0	2727.7	1319.7	3.3605	5.6198
110	318.05	1.4887	0.01601	62.48	1450.6	2709.3	1258.7	3.4304	5.5595
120	324.65	1.5268	0.01428	70.01	1491.8	2689.2	1197.4	3.4972	5.5002
130	330.83	1.5672	0.01280	78.14	1532.0	2667.0	1135.0	3.5616	5.4408
140	336.64	1.6106	0.01150	86.99	1571.6	2642.4	1070.7	3.6242	5.3803
150	342.13	1.6579	0.01034	96.71	1611.0	2615.0	1004.0	3.6859	5.3178
200	365.70	2.0370	0.005877	170.2	1826.5	2418.4	591.9	4.0149	4.9412
220	373.69	2.6714	0.003728	268.3	2011.1	2195.6	184.5	4.2947	4.5799
221.2	374.15	3.17	0.00317	315.5	2107.4	2107.4	0	4.4429	4.4429

ضمیمه ح : خواص ترمولیزیکی آب

t , °C	p , bars	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/(kg K)	k , W/(m K)	$10^3\beta$, 1/K	$10^3\eta$, kg/(m s)	$10^6\nu$, m ² /s	$10^6\alpha$, m ² /s	Pr
0	0.9807	999.8	4.218	0.552	-0.07	1.792	1.792	0.131	13.67
10		999.7	4.192	0.578	+0.088	1.307	1.307	0.138	9.47
20		998.2	4.182	0.598	0.206	1.002	1.004	0.143	7.01
30		995.7	4.178	0.614	0.303	0.797	0.801	0.148	5.43
40		992.2	4.178	0.628	0.385	0.653	0.658	0.151	4.35
50		988.0	4.181	0.641	0.457	0.548	0.554	0.155	3.57
60		983.2	4.184	0.652	0.523	0.467	0.475	0.158	3.00
70		977.8	4.190	0.661	0.585	0.404	0.413	0.161	2.56
80		971.8	4.196	0.669	0.643	0.355	0.365	0.164	2.23
90		965.3	4.205	0.676	0.698	0.315	0.326	0.166	1.96
100	1.0132	958.4	4.216	0.682	0.752	0.282	0.295	0.169	1.75
120	1.9854	943.1	4.245	0.686	0.860	0.235	0.2485	0.171	1.45

(Continued)

ضمیمه ح : (ادامه)

$t, ^\circ\text{C}$	p, bars	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ/(kg K)}$	$k, \text{W/(m K)}$	$10^3\beta, 1/\text{K}$	$10^3\eta, \text{kg/(m s)}$	$10^6\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$10^6\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
140	3.6136	926.1	4.287	0.684	0.957	0.199	0.215	0.172	1.25
160	6.1804	907.4	4.324	0.682	1.098	0.172	0.1890	0.173	1.09
180	10.027	886.9	4.409	0.676	1.233	0.151	0.1697	0.172	0.98
200	15.550	864.7	4.497	0.666	1.392	0.136	0.1579	0.171	0.92
220	23.202	840.3	4.610	0.653	1.597	0.125	0.1488	0.168	0.88
240	33.480	813.6	4.760	0.636	1.862	0.116	0.1420	0.164	0.87
260	46.491	784.0	4.978	0.612	2.21	0.107	0.1365	0.157	0.87
280	64.191	750.7	5.309	0.581	2.70	0.0994	0.1325	0.145	0.91
300	85.917	712.5	5.86	0.541	3.46	0.0935	0.1298	0.129	1.00
320	112.89	667.0	6.62	0.491	4.60	0.0856	0.1282	0.111	1.15
340	146.08	609.5	8.37	0.430	8.25	0.0775	0.1272	0.0844	1.5
360	186.74	524.5	13.4	0.349		0.0683	0.1306	0.0500	2.6
374.2	221.24	326	∞	0.209	∞	0.0506	0.155	0	∞

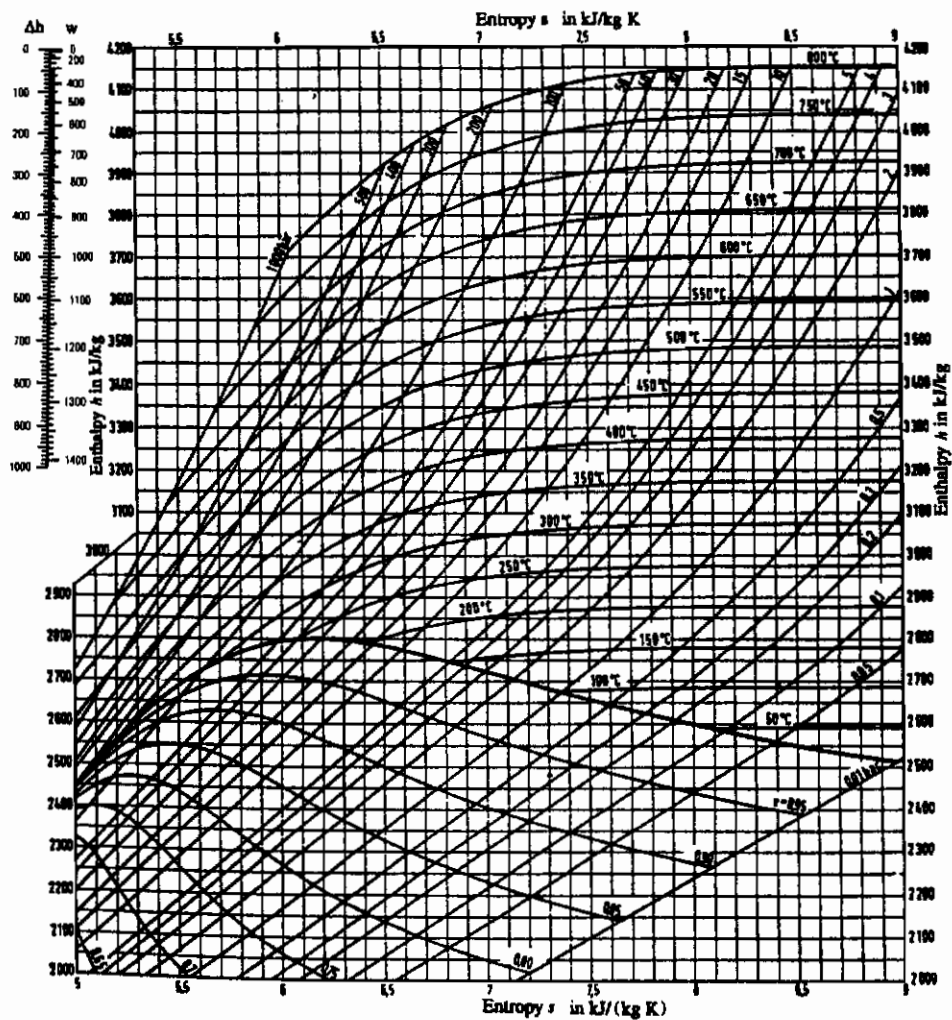
ضمیمه ط : خواص ترموفیزیکی هوا در ۱۰/۳ کیلو پاسکال

$t, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{kJ/(kg K)}$	$k, \text{W/(m K)}$	$10^5\eta, \text{kg/(m s)}$	$10^6\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$10^6\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
-150	1.026	0.0120	0.870	3.11	4.19	0.74
-100	1.009	0.0165	1.18	5.96	8.28	0.72
-50	1.005	0.0206	1.47	9.55	13.4	0.715
0	1.005	0.0243	1.72	13.30	18.7	0.711
20	1.005	0.0257	1.82	15.11	21.4	0.713
40	1.009	0.0271	1.91	16.97	23.9	0.711
60	1.009	0.0285	2.00	18.90	26.7	0.709
80	1.009	0.0299	2.10	20.94	29.6	0.708
100	1.013	0.0314	2.18	23.06	32.8	0.704
120	1.013	0.0328	2.27	25.23	36.1	0.70
140	1.013	0.0343	2.35	27.55	39.7	0.694
160	1.017	0.0358	2.43	29.85	43.0	0.693
180	1.022	0.0372	2.51	32.29	46.7	0.69
200	1.026	0.0386	2.58	34.63	50.5	0.685
250	1.034	0.0421	2.78	41.17	60.3	0.68
300	1.047	0.0454	2.95	47.85	70.3	0.68
350	1.055	0.0485	3.12	55.05	81.1	0.68
400	1.068	0.0516	3.28	62.53	91.9	0.68
450	1.080	0.0543	3.44	70.54	103.1	0.685
500	1.093	0.0570	3.58	78.48	114.2	0.69
600	1.114	0.0621	3.86	95.57	138.2	0.69
700	1.135	0.0667	4.12	113.7	162.2	0.70
800	1.156	0.0706	4.37	132.8	185.8	0.715
900	1.172	0.0741	4.59	152.5	210	0.725
1000	1.185	0.0770	4.80	173	235	0.735

ضمیمه ی : خواص ترموفیزیکی بخار آب اشباع

t , °C	p , bars	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/(kg K)	$10^3 \beta$, 1/K	$10^3 k$, W/(m K)	$10^3 \eta$, kg/(m s)	$10^6 \nu$, m ² /s	$10^6 \alpha$, m ² /s	Pr	$10^3 \sigma$, N/m
0.01	0.006112	0.004850	1.864	3.669	18.2	8.02	1650	2029	0.815	75.60
10	0.012271	0.009397	1.868	3.544	18.8	8.42	896	1080	0.831	74.24
20	0.023368	0.01729	1.874	3.431	19.4	8.82	510	602	0.847	72.78
30	0.042417	0.03037	1.883	3.327	20.0	9.22	304	352	0.863	71.23
40	0.073749	0.05116	1.894	3.233	20.6	9.62	188	213	0.883	69.61
50	0.12334	0.08300	1.907	3.150	21.2	10.02	121	135	0.896	67.93
60	0.19919	0.1302	1.924	3.076	21.9	10.42	80.0	87.6	0.913	66.19
70	0.31161	0.1981	1.944	3.012	22.5	10.82	54.6	58.7	0.930	64.40
80	0.47359	0.2932	1.969	2.958	23.2	11.22	38.3	40.4	0.947	62.57
90	0.70108	0.4233	1.999	2.915	24.0	11.62	27.5	28.5	0.966	60.69
100	1.0132	0.5974	2.034	2.882	24.8	12.02	20.1	20.4	0.984	58.78
110	1.4326	0.8260	2.075	2.861	25.6	12.42	15.0	15.0	1.00	56.83
120	1.9854	1.121	2.124	2.851	26.5	12.80	11.4	11.2	1.02	54.85
130	2.7012	1.496	2.180	2.853	27.5	13.17	8.80	8.46	1.04	52.83
140	3.6136	1.966	2.245	2.868	28.5	13.54	6.89	6.50	1.06	50.79
150	4.7597	2.547	2.320	2.897	29.6	13.90	5.46	5.06	1.08	48.70
160	6.1804	3.259	2.406	2.941	30.8	14.25	4.37	3.94	1.11	46.59
170	7.9202	4.122	2.504	3.001	32.1	14.61	3.54	3.13	1.13	44.44
180	10.003	5.160	2.615	3.078	33.6	14.96	2.90	2.52	1.15	42.26
190	12.552	6.398	2.741	3.174	35.1	15.30	2.39	2.03	1.18	40.05
200	15.551	7.865	2.883	3.291	36.8	15.65	1.99	1.64	1.21	37.81
210	19.080	9.596	3.043	3.432	38.7	15.99	1.67	1.35	1.24	35.53
220	23.201	11.63	3.222	3.599	40.7	16.34	1.40	1.11	1.26	33.23
230	27.979	14.00	3.426	3.798	43.0	16.70	1.19	0.922	1.29	30.90
240	33.480	16.77	3.656	4.036	45.5	17.07	1.02	0.767	1.33	28.56
250	39.776	19.99	3.918	4.321	48.4	17.45	0.873	0.642	1.36	26.19
260	46.940	23.74	4.221	4.665	51.7	17.85	0.752	0.537	1.40	23.82
270	55.051	28.11	4.574	5.086	55.5	18.28	0.650	0.451	1.44	21.44
280	64.191	33.21	4.996	5.608	60.0	18.75	0.565	0.379	1.49	19.07
290	74.448	39.20	5.507	6.267	65.5	19.27	0.492	0.319	1.54	16.71
300	85.917	46.25	6.144	7.117	72.2	19.84	0.429	0.266	1.61	14.39
310	98.697	54.64	6.962	8.242	80.6	20.7	0.379	0.222	1.71	12.11
320	112.90	64.75	8.053	9.785	86.5	21.7	0.335	0.173	1.94	9.89
330	128.65	77.15	9.589	12.02	96.0	23.1	0.299	0.133	2.24	7.75
340	146.08	92.76	11.92	15.50	107	24.7	0.266	0.0943	2.82	5.71
350	165.37	113.4	15.95	21.73	119	26.6	0.235	0.0613	3.83	3.79
360	186.74	143.5	26.79	38.99	137	29.2	0.203	0.0380	5.34	2.03
370	210.53	201.7	112.9	170.9	166	34.0	0.169	0.0107	15.7	0.47
374.15	221.20	315.5	∞	∞	238	45.0	0.143	0	∞	0

ضمیمه ۱: نمودار انتالپی - آنترופی مولیر برای بخار: نقطه بحرانی ۱۵°C و $۳۷۳/۲$ و $۲۲/۱$ بار



فهرست علائم

مساحت، m^2	A
کسر جرمی خاکستر در یک زغال سنگ، زغال سنگ /kg خاکستر kg	A
نسبت هوا به سوخت، سوخت /kg هوا kg	AF
مقاومت میدان مغناطیسی، T یا Wb/m^2	B
تمرکز آلودگی گاز دودکش، mg/m^3	c
گرمای ویژه، $J/(kg\ K)$	c
سرعت نور ($3 \times 10^8\ m/s$)	c
گرمای ویژه در فشار ثابت، $J/(kg\ K)$	c_p
گرمای ویژه در حجم ثابت، $J/(kg\ K)$	c_v
کسر جرمی کربن در سوخت، سوخت /kg کربن kg	C
فاکتور ظرفیت، بدون بعد	CF
درصد حجمی متان در گاز دودکش	CH_4
درصد حجمی هیدروکربنهای بالاتر در گاز دودکش	C_nH_m
درصد حجمی منواکسید کربن در گاز دودکش	CO
درصد حجمی دی اکسید کربن در گاز دودکش	CO_2
قطر، m	d
اتلاف گاز خشک دیگ، سوخت /kg	DGL
بار اولیه یک الکترون ($1.6 \times 10^{-19}\ J/V$)	e
انرژی، J	E
پتانسیل الکتریکی، V ، emf	E

فاکتور استفاده از انرژی	EUF
ثابت فاراده [(مول الکترون kg) / کولمپ $\times 10^7$ ۹/۶۴۹]	F
نیرو، N	F
نیروی لورنتس، N	F _L
نسبت ذخیره ای سوخت انرژی	FESR
شتاب ثقل، m/s^2 ؛ شتاب ثقل استاندارد m/s^2 ۹/۸۱ است	g
انرژی آزاد گیجس، J	G
پخش ویژه CO ₂ از نیروگاه، kg/MJ	g _{CO₂}
پخش CO ₂ ویژه از نیروگاه، kg/kWh	g' _{CO₂}
ضریب انتقال حرارت، W/(m ² K)	h
ثابت پلانک $MeV \cdot s \times 10^{-21}$ ۴/۱۳۶ = $Js \times 10^{-34}$ ۶/۶۲۶	h
انتالپی ویژه، J/kg	h
انتالپی، J	H
کسر جرمی هیدروژن در سوخت، سوخت kg H ₂ /kg	H
درصد حجمی هیدروژن در گاز دودکش	H ₂
ارزش حرارتی بالاتر سوخت، J/kg یا J/m ³	HHV
نرخ گرما، J/kWh	HR
جریان الکتریسته، A	i
جریان مدار بسته، A	I _{sc}
دانسیته جریان، A/m ²	J
ثابت بولتزمان $MeV/k \times 10^{-11}$ ۸/۶۱۸ = $J/k \times 10^{-23}$ ۱/۵۵۱	k
نمای آیزنروپیک یا نسبت گرماهای ویژه، c _p /c _v	k
قابلیت هدایت حرارتی یک ماده، W/(m K)	k
فاکتور بارگذاری برای ژنراتور MHD	K
انرژی سینتیک، J	KE
طول، m	L
ارزش حرارتی پایینی سوخت، J/kg یا J/m ³	LHV
جرم، kg	m
نرخ جریان جرمی، kg/s	m

نرخ جریان جرمی هوا، kg/s	m_a
نرخ جریان جرمی میعان، kg/s	m_c
نرخ جریان جرمی سوخت، kg/s	m_f
نرخ جریان جرمی بخار آب، kg/s	m_s
مقدار خاکستر پراکنده برحسب kg در MJ انرژی سوخت ورودی	m_{ash}
آهک لازم برای سیستم FGD، kg/h	m_{CaO}
آمونیاک ساعتی لازم برای خارج ساختن NO_x ، kg/h	m_{NH_3}
مقدار سرباره برحسب کیلوگرم در MJ انرژی سوخت ورودی	m_{slag}
مقدار ساعتی SO_2 که باید از گاز دودکش در واحد صنعتی FGD خارج شود، kg/h	m_{SO_2}
مقدار باقی مانده صلب برحسب kg در MJ انرژی سوخت ورودی	m_{sr}
مقدار باقی مانده صلب برحسب kg در kWh انرژی الکتریکی تولید شده	m'_{sr}
جرم مولی، kg/k	M
کسر جرمی رطوبت در سوخت، سوخت kg / آب kg	M
اتلاف رطوبت در هوای احتراق، سوخت J/kg	MCAL
اتلاف رطوبت دیگ، سوخت J/kg	ML
سرعت زاویه ای یک موتور، دقیقه/r	n
مولهای اجزای سازنده (مثل کربن، هیدروژن) در مول سوخت	n
کسر جرمی نیتروژن، سوخت kg N_2 /kg	N
درصد حجمی نیتروژن در گاز دودکش	N_2
کسر جرمی اکسیژن، سوخت kg O_2 /kg	O
فشار، kPa	p
فشار جزئی CO_2 در گاز دودکش، Pa	p_{CO_2}
فشار جزئی بخار آب در گاز دودکش، Pa	p_{H_2O}
فشار مرجع یک آتمسفر [(۱۴/۷ psi) (۱۰۱/۳ kPa)]	p_0
قدرت، W	P
قدرت ورودی، W	P_{in}
قدرت بیشینه (ماکزیمم)، W	P_{max}
قدرت خروجی خالص، W	P_{net}
قدرت خروجی، W	P_{out}

انرژی پتانسیل، J	PE
نقطه پینچ، K	PP
گرمای افزوده یا برطرف شده در کیلوگرم سیال عامل، J/kg	q
گرما، J	Q
نرخ انتقال حرارت (شار)، W	\dot{Q}
گرمای ورودی، J	Q_{in}
گرمای مفید، J	Q_u
شعاع، m	r
نسبت قطع برای چرخه دیزل، بدون بعد	r_c
نسبت تراکم، بدون بعد	r_k
ثابت گاز، J/(kg K)	R
شعاع، m	R
کسر جرمی ممانعت، سوخت/kg ممانعت	R
مقاومت کلی ژنراتور، Ω	R_g
مقاومت داخل یک سلول سوختی، Ω	R_i
مقاومت بار خارجی مقاومت، Ω	R_L
مقاومت کلی مدار، Ω	R_t
اتلاف تشعشعی و حساب نشده دیگ، سوخت J/kg	RL
آنتروپی مخصوص، J/(kg K)	s
کسر جرمی گوگرد در سوخت، سوخت kg S/kg	S
درجه حرارت، °C	t
زمان، s	t
درجه حرارت محیط، °C	t_a
درجه حرارت گاز خروجی، °C	t_{exh}
درجه حرارت انبار، °C	t_{stack}
درجه حرارت مطلق، K	T
سرعت پره توربین، m/s	u
ضریب کلی انتقال حرارت، W/(m ² K)	U
اتلاف کربن نسوخته، J	UCL

حجم مخصوص، m^3/kg	v
پتانسیل الکتریکی، V	V
حجم، m^3	V
حجم دی اکسید کربن در گاز دودکش، m^3/kg سوخت	V_{CO}
حجم دی اکسید کربن در گاز دودکش، m^3/kg یا m^3 سوخت	V_{CO_2}
ولتاژ قطره در ژنراتور، V	V_g
حجم گاز تر دودکش، m^3/kg یا m^3 سوخت	V_g
ولتاژ قطره در بار خارجی مقاومت، V	V_L
نسبت رطوبت هوا، kg بخار آب / k هوای خشک	w
کار مخصوص، J/kg	w
کار مخصوص خالص چرخه، J/kg	w_{net}
کار، J	W
فاصله خطی، m	x

زیرنویسها

واقعی، هوا، محیط	a
خاکستر	ash
دیگ	b
چرخه پایینی	B
سرد، میعان، جابه جایی	c
کربن ابتدایی	C
آهک	CaO
چرخه مرکب	CC
باز یافت	CG
محیط خنک شونده	cm
متواکسید کربن	CO
دی اکسید کربن	CO ₂
کندانسور	cond
نیروگاه معمولی	conv

آب خنک کننده	cw
خشک	d
نقطه شبنم	dp
مؤثر، معادل، خروجی	e
الکتریکی	el
خروجی	exh
سیال، سوخت	f
خاکستر پراکنده	fa
گاز (تر)، ژنراتور	g
داغ، منبع گرما	h
هیدروژن المانی	H
بخار آب	H ₂ O
ورودی، داخلی	i
خنک کن میانی	ic
ورودی	in
اتلاف	l
بار	L
متوسط	m
بیشینه	max
افشانه سازی کمینه	mf
کمینه	min
خالص	net
نیتروژن المانی	N
نیتروژن	N ₂
آمونیاک	NH ₃
کلی، خروجی، شرط مرجع	o
اکسیژن المانی	O
اکسیژن	O ₂
خروجی	out

فشار ثابت	p
تشعشع، ممانعت	r
برگشت پذیر	rev
اشباع، بخار، ذخیره	s
گوگرد المانی	S
باقی مانده های صلب	sr
دی اکسید گوگرد	SO ₂
پایانی، تئوری، کلی	t
چرخه بالایی	T
حرارتی	th
تئوری، تر	t, w
مفید	u
حجم ثابت	v
دیوار، تر	w

علائم یونانی

زاویه حمله، درجه	α
نسبت فشار کمپرسور، بدون بعد	β
ضخامت، m	δ
تفاوت، تغییر	Δ
تغییر در انرژی آزاد گیبس برای یک واکنش شیمیایی، J/(kg مول)	ΔG
تغییر در انتالپی تشکیل برای یک واکنش شیمیایی، J/(kg مول)	ΔH
افت فشار، Pa	Δp
تفاوت درجه حرارت، k یا °C	ΔT
تغییر در آنتروپی مخصوص، J/K	Δs
تغییر در ارتفاع، m	Δz
مؤثر بودن، بدون بعد	ε
بخش، بدون بعد	ε
ویسکوزیته دینامیکی، Pa S	η

راندمان، بدون بعد	η
راندمان دیگ، بدون بعد	η_b
راندمان حرارتی چرخه کارنو، بدون بعد	η_c
راندمان جمع آوری ماده به خصوص، بدون بعد	η_{coll}
راندمان محفظه احتراقی، بدون بعد	η_{comb}
راندمان الکتریکی، بدون بعد	η_{el}
راندمان ژنراتور، بدون بعد	η_g
راندمان گازی سازی، بدون بعد	η_{gas}
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور، بدون بعد	η_{ic}
راندمان آیزنتروپیک توربین، بدون بعد	η_{tt}
راندمان مکانیکی، بدون بعد	η_m
راندمان پمپ، بدون بعد	η_p
راندمان حرارتی نیروگاه، بدون بعد	η_{th}
نسبت گرما به قدرت در یک واحد صنعتی بازیافتی، بدون بعد	λ
طول موج، μm	λ
فرکانس، ۱/s	ν
لزجت سینماتیکی، m^2/s	ν
دانسیته، kg/m^3	ρ
مقاومت الکتریکی یک ماده، $W m$	ρ
انعکاس، بدون بعد	ρ
ثابت استفان بولتزمن ($5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 K^4)$)	σ
رطوبت نسبی هوا، %	ϕ
سرعت زاویه ای، rad/s	ω

واژه نامه

A

aerosol	پراکندگی جامد یا مایع در گاز
affinity	ربایش
air fuel ratio	نسبت هوا به سوخت
aromatic	حلقوی
aqueous	آبگونه ای
anthropogenic	مربوط به تماس بشر با طبیعت
absolute pressure	فشار مطلق
absorbitivity	ضریب جذب
adiabatic	آدیاباتیک
availability	قابلیت کاردهی
available energy	انرژی مفید
axial compressor	کمپرسور محوری
after burner	پس سوز
approach	رهیافت
air-breather	تنفس کننده هوایی
airfoil	بالواره

B

benign	بی خطر - سالم
--------	---------------

boiler	دیگ
by-products	فرآورده های جانبی
bulk-temperature	دمای توده
bituminous coal	زغال سنگ چرب
beneficiation	سودمند کردن
bin	انبارك
boundary of system	مرز سیستم
brass	برنج

C

char	چار
coke	کک
condensate	حاصل تقطیر
counter flow	جریان ناهمسو
cross flow	جریان عمودی
caustic	سوزآور
calcination	تکلیس
corona	هاله
cogeneration	تولید همزمان
cut off ratio	نسبت قطع
cartesian	کارترین
cast-iron	چدن
chain-rule	قاعده زنجیری
characteristic	مشخصه
chock	خفگی
clearance	لقی
compressibility	قابلیت تراکم
compression	تراکم
concept	مفهوم

configuration	وضعیت - پیکربندی
conservative	پاینده
control mass	جرم معیار
control surface	سطح معیار
control volume	حجم معیار
converging	همگرا
copper	مس
correlation	همبستگی
corrugated steel	فولاد کرکره ای
criterion	معیار
critical	بحرانی
cycle	چرخه
circulation	گردش
centrifugal compressor	کمپرسور گریز از مرکز
chemical equilibrium	تعادل شیمیایی
closed system	سیستم بسته
coal	زغال سنگ
combustion	احتراق
conduction	هدایت
cooling tower	برج خنک کننده

D

diffuser	پخش کن
decay	فرسایش
displacement work	کار جابه جایی
deaerator	هواگیر
degree of reaction	درجه واکنش
dehumidification	رطوبت زدایی
deviation	انحراف

dew point	نقطه شبنم
diesel cycle	سیکل دیزل
dimension	بعد
dissociation	تجزیه
downstream	پایین دست
density	دانسیته
diagram	نمودار
discrete	مجزأ - ناپیوسته
distribution	توزیع
disturbance	اغتشاش
duct	مجرا

E

economizer	صرفه جو (پیش گرم کن در ترمودینامیک)
efficiency	راندمان
emissive power	توان تابشی
endothermic	گرماگیر
exothermic	گرمازا
evaporator	تبخیر کننده
extraction	یرداشت - استخراج
effluent	تراونده
extraneous	خارجی - بیگانه
elutriation	خاک شویی
elastic	کشسان
enthalpy	انتالپی
entropy	آنترپی
equilibrium	تعادل
environment	محیط
equation of state	معادله حالت
excess air	هوای اضافی

F

feed water heater	گرم کن تغذیه آب
formation	تشکیل
fission	شکاف هسته ای
fusion	همجوشی
flow work	کار جریانی
fluidized-bed	بستر بادافشان
felt	نمد
fungi	قارچ - انگل
fused silica	سیلیس متراکم
flux	شار
fluid	سیال
four-cycle engine	موتور چهارزمانه
fuel injection	تزریق سوخت
flow losses	اتلافهای جریانی

G

geothermal	حرارت مربوط به زمین
grate	شبکه
gasification	گازی کردن
getter	خارج کننده
gas constant	ثابت خصوصی گاز
gas properties	خواص گازها
gravity	گرانش
gage pressure	فشار نسبی
gas turbine cycle	سیکل توربین گازی
gravitational constant	ثابت جاذبه (ثقلی)

H

heterogenous	ناهمگن
higher heating value	ارزش حرارتی بالایی
hybrid cycles	چرخه های پیوندی
hydro	آب
heterocyclic	ترکیب حلقوی مرکب از اتمهای مختلف الجنس
heat capacity	ظرفیت حرارتی
heat of formation	حرارت تشکیل
heat exchanger	مبدل حرارتی
heat pump	پمپ حرارتی
homogeneous	همگن
humidification	رطوبت زنی
hydrocarbon	هیدروکربن
heater	گرم کن
hydrogenation	هیدروژن دادن

I

isochoric	حجم ثابت
isobaric	فشار ثابت
inorganic	معدنی
in situ	محلّی
intergranular	درون دانه ای
intercool	خنک کن میانی
incongruent	نامتجانس
inductance	ضریب القایی
incremental	نموی
indicator	نمایانگر
inertia	اینرسی
infinitesimal	بی نهایت کوچک

intensive	متمرکز
irreversible	برگشت ناپذیر
isentropic	آیزنتروپیک
isothermal	دما ثابت
iterative	تکراری
ideal gas	گاز ایده آل
internal combustion engines	موتورهای احتراق داخلی
intrinsic	ذاتی
ionization	یونیزاسیون

J

jig	قالب
jet propulsion	محرک جت
joule	ژول (واحد انرژی)
jet	افشانه

K

kiln	کوره گچ و آجرپزی
kinetic	جنبشی
kinetic energy	انرژی جنبشی

L

lower heating value	ارزش حرارتی پایینی
lignite	لینیت
leaching	شستشوی معدنی
liquefaction	تبدیل به مایع کردن
lattice energy	انرژی شبکه
liquid	مایع
lost work	کار تلف شده

laminar flow

جریان آرام

local

محلی

M

mole fraction

نسبت مولی

mercaptans

ترکیبات آلی گوگردی

membrane

غشاء

maximum

بیشینه

minimum

کمینه

moment

گشتاور

momentum

اندازه حرکت

magnetism

مغناطیس

mixture

مخلوط

N

nucleus

هسته

nucleon

ذرات متشکله هسته

naphta

نفت

noncaking coke

زغال سنگ سخت

nitrous

شوره دار

normal stress

تنش عمودی

O

operation

عمل

operator

عملگر /

optimum

بهینه //

open system

سیستم باز

otto cycle

چرخه اتو

overall heat-transfer coefficient

ضریب انتقال حرارت کلی

P

preheater	پیش گرم کن
pit	زغال سطحی
precipitator	رسوب کن
precipitation	رسوب نشینی
parasitic	انگل - مزاحم
polarization	قطبی شدن
pebble	ریگ
perforated	سوراخ شده
pulse	ضربه ای
pyrolysis	تجزیه شیمیایی در اثر حرارت
photovoltaic	وابسته به نیروی محرکه برقی
perfect gas	گاز کامل
physical constants	ثوابت فیزیکی
polytropic process	فرآیند پلی تروپیک
potential energy	انرژی پتانسیل
power cycle	سیکل قدرت
prandtl number	عدد پراتل
pressure recovery factor	ضریب بازیافت فشار
products of combustion	محصولات احتراق
properties	خواص
propulsion	نیروی محرکه
pump work	کار پمپ
pure substance	ماده خالص
paraboloid of revolution	سهموی
partial differential	مشتق جزئی
passage	گذرگاه
pattern	الگو
performance	عملکرد

سیستمهای انرژی پشرفته	۴۷۰
process	فرآیند
profile	نمایه
propeller	پروانه
propulsion	رانش

Q

quantity	کمیت
quality	کیفیت

R

reactant	واکنش کننده
reagent	معرف - عامل شیمیایی
regeneration	بازیابی
regenerator	بازیاب
reheat	بازگرم
refractory	نسوز - دیرگداز
range	گستره - محدوده
rate	میزان

S

spectrum	طیف
shaft work	کار محوری
stoichiometry	استوکیومتری
slag	تفاله
slurry	دوغاب
sorbent	ماده جذب کننده
sluge	لجن - گل و لای
steady flow	جریان دائم
suhcooled liquid	مایع مادون سرد

superheat	داغ - مافوق گرم
sintering	تف جوشی
screen printing	چاپ شابلون
solvent	حلال
stratified	لایه ای
section	مقطع
source	منبع
stagnation	سکون
static	ایستا
steady	دائمی
subscript	شاخص
symmetric	متقارن
saturated liquid	مایع اشباع
saturated vapor	بخار اشباع
specific heat	گرمای ویژه
system	سیستم
surroundings	محیط

T

trough	سنگاب
temperature	دما
theoretical air	هوای تئوری
thermal conductivity	ضریب هدایت حرارتی
throttling process	فرآیند خفگی
turbojet engine	موتور توربوجت
two-cycle engine	موتور دو زمانه
topography	موضع نگاری
turbine	توربین

U

unique	یکتا
unsteady	غیردائمی
uniform	یکنواخت
units	آحاد
upstream	بالادست

V

volume fraction	نسبت حجمی
void	حفره خالی
volatile	فرّار
viscosity	لزجت
vane	تیغه

W

water	آب
water vapor	بخار آب
weight	وزن
working fluid	سیال عامل

Z

zeolite	سیلیکات آبدار
---------	---------------



FERDOWSI UNIVERSITY OF MASHHAD

Publication No. 292

Advanced Energy Systems

Nikolai V. Khartchenko

Translated by

Dr. A. Baradaran Rahimi

FERDOWSI UNIVERSITY PRESS

2001