

تحلیل و مدل سازی عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت با استفاده از سوخت های نوین (زیست توده) با رویکرد کاهش آلاینده ها

محمود چهارطاقی^{۱*} و سروش کلاتی^۲

۱- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، chahartaghi@shahroodut.ac.ir
۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، Soroush.kalati@gmail.com
* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۱/۰۵، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۰/۰۲/۲۲، پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۰۴)

چکیده: در کار حاضر، عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت سه فشاره با گرمایش مجدد از نظر توان سیکل، بازده و میزان آلاینده‌گی آن در شرایط استفاده از سوخت گازی حاصل از زیست توده توسط عوامل اکسیداسیون اکسیژن، عامل هوا و همچنین بخار، به عنوان سوخت سیکل ترکیبی، بررسی شده‌اند. علاوه بر این، در شرایط استفاده از این سوخت پارامترهای طراحی آن، نظیر دمای پینچ فشاربالا تا فشارپایین، میزان بخار تولیدشده و فشار بخار مراحل فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیافت و اختلاف دماهای بخار مافوق گرم تولیدشده با جریان گاز، با هدف کسب بیشینه توان و بازده سیکل، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، بهینه سازی شده‌اند. مطابق نتایج، میزان توان و بازده بیشینه سیکل در استفاده از گاز تولیدی از زیست توده توسط عامل بخار نسبت به عامل اکسیژن، به طور میانگین، ۱۱۷ مگاوات و ۳/۲۴٪ افزایش را نشان می‌دهد. اما، میزان NOx موجود در گازهای حاصل از احتراق گاز تولیدی از زیست توده توسط عامل اکسیژن نسبت به عامل بخار ۷۹۰ گرم بر ثانیه کاهش می‌یابد. در انتها نیز، مقایسه‌ای میان سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی، از نظر توان، بازده سیکل و میزان آلاینده‌گی، صورت گرفته است.

کلیدواژگان: دیگ بخار بازیافت حرارت، گازی سازی، زیست توده، آلاینده‌های احتراق

مقدمه

در حال حاضر، سوخت های فسیلی، مثل نفت، زغال سنگ و گاز طبیعی، منابع اول تامین انرژی در جهان‌اند (تقریباً چیزی در حدود ۸۰٪ انرژی مصرفی دنیا، بیش از ۴۰۰ EJ در سال)، با این حال انتظار می‌رود این منابع طی ۴۰ تا ۵۰ سال آینده به‌تمام برسد. به‌علاوه، آسیب‌های محیطی که این منابع دارند، مثل گرمایش جهانی، باران اسیدی و دود شهری در اثر انتشار گازهای گلخانه‌ای این منابع، جهان را به کاهش انتشار آلاینده‌های کربنی تا میزان ۸۰٪ و استفاده از منابع متنوع انرژی‌های تجدیدپذیر، که آلاینده‌گی محیطی کمتری دارند، مثل انرژی باد، انرژی خورشیدی، زیست توده و غیره، ترغیب می‌کند. زیست توده به هر ماده آلی که از گیاهان مشتق شده باشد گفته می‌شود و به‌طور کلی شامل کلیه زباله‌هایی است که منشأ زیستی داشته باشند و از تکثیر سلولی پدید آمده باشند. از منابع زیست توده می‌توان به جنگل‌ها و ضایعات جنگلی، محصولات و ضایعات کشاورزی، باغداری و صنایع غذایی، فضولات دامی، فاضلاب‌های شهری، فاضلاب‌ها، پسماندها و زائدات آلی صنعتی و ضایعات جامد زباله‌های شهری اشاره کرد [۱-۳]. یکی از فرایندهایی که برای تبدیل زیست توده به سوخت مورد استفاده قرار می‌گیرد فرایند تبدیل کردن زیست توده به گاز است. فرایند تبدیل کردن زیست توده به گاز توسط سه سیال اکسیژن، هوا و بخار صورت می‌گیرد که استفاده از هر کدام از این فرایندها تاثیرات متفاوتی روی ارزش حرارتی، ترکیبات گاز تولیدشده و ارزش حرارتی و دمای احتراق آن به‌ازای استفاده از یک نوع زیست توده دارد. فرایند تبدیل به گاز آخرین نسل تولید انرژی از زیست توده است که

توسط دستگاهی به نام تبدیل کننده گاز انجام می شود و برحسب سوخت مورد استفاده در ابعاد مختلفی ارائه شده است [۴-۷]. در حال حاضر، بسیاری از کشورها از ترکیب زیست توده با سوخت های فسیلی و احتراق هم زمان آن ها استفاده می کنند که در نتیجه آن کاهش قابل ملاحظه ای در آلاینده های و هزینه های سوختی خود دارند. در نتیجه، می توان با ترکیب زیست توده با سوخت های فسیلی و جایگزینی تدریجی آن تاثیر قابل ملاحظه ای در کاهش انتشار گازهای گلخانه ای و حفظ و ذخیره سوخت های فسیلی ایجاد کرد [۱]. مولد بخار بازیاب حرارت یا دیگ بخار بازیاب حرارت یک مبدل حرارتی بازیابی انرژی است که از گرمای گازهای داغ خروجی از توربین گاز برای تولید بخار استفاده می کند و در واقع دو سیکل تولید توان گازی و بخار را به یکدیگر مرتبط می سازد [۸، ۹]. لذا، استفاده از ابزاری برای بهینه سازی پارامترهای طراحی آن از اهمیت زیادی برخوردار است. به منظور افزایش بازده سیکل بخار، از روش های متعددی استفاده شده است که یکی از این روش ها افزایش دمای ورودی به توربین گاز است، اما افزایش دمای ورودی به توربین گاز موجب افزایش میزان NOx در محصولات احتراق می شود. تاکنون، در زمینه تحلیل سیکل های توان ترکیبی و نیز بررسی عملکرد اجزای سیکل و بهینه سازی آن ها مطالعات متعددی صورت گرفته است. رضایی و همکاران [۱۰] به طراحی حرارتی و بهینه سازی اقتصادی دیگ بخار بازیافت حرارت نیروگاه سیکل ترکیبی پرداختند. آن ها با استفاده از الگوریتم ژنتیک و تغییر پارامترهای هندسی و سرعت جریان سیال در دیگ بخار، توانستند هزینه های کل سیستم را در حالت بهینه تا بیش از ۲۰ درصد کاهش دهند. احمدی و دینسر [۱۱] تجزیه و تحلیل و بهینه سازی اقتصادی دیگ بخار بازیاب حرارت دوفشاره سیکل ترکیبی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک مورد بررسی قرار دادند. آن ها تابع هدف بهینه سازی را مجموع کل هزینه های نیروگاه در واحد دلار به ثانیه بخش بر مجموع کل هزینه های عملیاتی مربوط به مصرف سوخت و سرمایه گذاری برای خرید تجهیزات و هزینه های تعمیر و نگهداری تعریف کردند. پس از آن، بخش های مختلف تابع هدف را به صورت متغیرهای تصمیمی بیان کردند که هدف از بهینه سازی آن ها را در راستای به حداقل رساندن تابع هدف قرار دادند. نتایج کار آن ها نشان داد که میانگین خطای مدل شبیه سازی شده آن ها با اطلاعات واقعی حدود ۱/۴۱٪ است. باسیلی [۱۲] مدل سازی و بهینه سازی ترمودینامیکی دیگ بخار بازیاب حرارت سه فشاره با گرمایش مجدد از دیدگاه کاهش انرژی را مورد بررسی قرار داد. از جمله پارامترهایی که او برای بهینه سازی این مدل در نظر گرفت می توان به دمای نقطه نزدیکی یا نقطه پینچ (PP) اشاره کرد که عبارت است از حداقل اختلاف دمای جریان گاز و آب. همچنین، فشار و دمای بخار ورودی به توربین بخار و نیز کیفیت بخار خروجی از توربین بخار نیز به عنوان پارامترهای دیگر لحاظ شد. وی دیگ بخار بازیاب حرارت سه فشاره گرمایش مجدد را با استفاده از ۴۱ دمای متفاوت ورودی به توربین گاز به دو روش جست و جو مستقیم و متغیرهای متریک بهینه سازی کرد. آلوس و پتروویچ [۱۳] بهینه سازی ترمودینامیکی و اقتصادی دیگ بخار بازیاب گرمای تولیدکننده بخار سه فشاره را مورد بررسی قرار دادند و پارامترهای عملکردی بهینه سازی را دمای نقطه نزدیکی و فشار بخار دیگ بخار بازیاب در نظر گرفتند. آن ها همچنین نتایج بهینه سازی را با یک نمونه نیروگاه سیکل ترکیبی مورد مقایسه قرار دادند. بهینه سازی براساس توابع هدف متفاوتی مانند افزایش بازدهی، کاهش هزینه ها و یا افزایش سوددهی صورت می گیرد.

همچنین، مطالعاتی نیز در زمینه استفاده از زیست توده در سیکل های تولید توان در نیروگاه ها و نیز موتورهای احتراقی و بررسی عملکرد آن ها صورت گرفته است. ماهیدین و همکاران [۱۴] امکان سنجی استفاده از چهار نوع سوخت زیست توده از روغن پالم را برای تولید توان در نیروگاه بررسی کردند. آن ها اثر ترکیبات مختلف سوخت و نیز اثر نرخ جرمی سوخت و نرخ جرمی هوا را بر روی توان تولیدی نیروگاه تحلیل کردند و نشان دادند که سوخت با منشأ روغن پالم می تواند کارایی خوبی برای تولید قدرت داشته باشد. امیرانته و همکاران [۱۵] به بررسی عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی مقیاس کوچک با استفاده از سوخت زیست توده حاصل از پسماند کشاورزی پرداختند. آن ها سیکل پیشنهادی را برای تولید هم زمان برق و حرارت به کار گرفتند و بررسی تجربی را روی یک نمونه کوچک انجام دادند. همچنین، عملکرد سیستم از لحاظ بازده انرژی بررسی شد و برخی پارامترهای اقتصادی، شامل هزینه تراز شده انرژی، تعیین شد.

یاری و همکاران [۱۶]، با استفاده از فرایند گازی‌سازی بر روی زیست‌توده، تاثیر سوخت حاصل را بر روی آلاینده‌های موتورهای احتراق داخلی تراکمی بررسی کردند و میزان بازده موتور و نیز تولید آلاینده‌ها را در ترکیبات مختلف گاز ارزیابی کردند. بهاری و همکاران [۱۷] به بررسی فرایند تولید بیوگاز از زیست‌توده شامل ذرات چوب پرداختند و عملکرد سیستم را مورد ارزیابی قرار دادند. همچنین، اثر نسبت هم‌ارزی بر روی میزان تولید آلاینده‌ها، از جمله مونوکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن، در فرایند احتراق مورد بررسی قرار گرفت و نسبت هم‌ارزی بهینه ارائه شد. ژیانگ و همکاران [۱۸] به بررسی فرایند تولید بیوگاز از زیست‌توده و استفاده از آن در سیکل ترکیبی تولید توان پرداختند. آن‌ها در تولید بیوگاز به تاثیر دما و فشار واحد تولید بیوگاز بر روی ترکیب بیوگاز تولیدشده و ارزش حرارتی بیوگاز پرداخته و توان تولیدشده از واحد توربین گاز و توربین بخار را برحسب آن تعیین کردند. همچنین، بازده انرژی و انرژی سیکل نیز محاسبه شد.

بررسی مطالعات پیشین نشان می‌دهد که فرایند تولید بیوگاز و روش‌های تولید و نیز استفاده از آن در سیستم‌های تولید توان و نیروگاه‌ها، در سال‌های اخیر، در حد قابل‌قبولی انجام شده است. با این حال، تحلیل که بتواند جزئیات استفاده از بیوگاز تولیدی در دیگ بخار بازیافت حرارت نیروگاه ترکیبی را نشان دهد و علاوه بر تحلیل فنی عملکرد سیستم، میزان آلاینده‌های آن را بررسی کند به‌طور جامع انجام نشده است.

در این مقاله، به بهینه‌سازی ترمودینامیکی (بیشینه بازده) نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در شرایط استفاده از زیست‌توده، که آلاینده‌گی کمتری نسبت به سوخت‌های فسیلی دارد، پرداخته می‌شود. در کار حاضر، عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت سه‌فشاره با گرمایش مجدد، از نظر توان تولیدی سیکل، بازده و میزان آلاینده‌گی آن، در شرایط استفاده از گاز تولیدشده از زیست‌توده، به‌عنوان سوخت سیکل ترکیبی، بررسی شده است. همچنین، در شرایط استفاده از این سوخت‌ها پارامترهای طراحی آن، نظیر دمای پینچ فشار بالا تا فشار پایین، میزان بخار تولیدشده در مراحل فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیافت، فشار بخار مراحل فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیافت حرارت و اختلاف دماهای بخار مافوق گرم تولیدشده با جریان گاز، با هدف کسب بیشینه توان و بازده سیکل با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی شده‌اند. با توجه به اینکه عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت و در نتیجه کل سیکل از نظر میزان بخار تولیدی، توان تولیدی، بازده و میزان آلاینده‌گی متأثر از نوع سوخت مورد استفاده و دمای گازهای حاصل از احتراق آن است، لذا، با تغییر نوع سوخت سیکل، هم میزان بخار بهینه تولیدی دیگ بخار بازیافت قابل تغییر بوده و هم میزان توان، بازده و میزان تولید NOx گازهای خروجی از دیگ بخار بازیافت حرارت در این شرایط تغییر می‌کند. اما، بایستی توجه داشت که برحسب استفاده از نوع دستگاهی که زیست‌توده در آن به گاز تبدیل می‌شود، نوع عامل اکسیداسیون زیست‌توده و نوع زیست‌توده، ترکیبات گاز تولیدی از آن نیز تفاوت‌های عمده‌ای با یکدیگر خواهند داشت که در عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت و کل سیکل تأثیرات متفاوتی خواهند گذاشت. بنابراین، بررسی تمامی عوامل مؤثر در ترکیبات گاز تولیدی از زیست‌توده و تأثیر این عوامل بر روی عملکرد دیگ بخار بازیافت حرارت و سیکل، از نظر تغییرات پارامترهای طراحی آن، میزان توان تولیدی، بازده و میزان آلاینده‌گی گازهای خروجی از آن، امری ضروری و مهم به‌نظر می‌رسد. در کار حاضر، تأثیر عامل اکسیداسیون زیست‌توده بر عملکرد دیگ بخار بازیافت و کل سیکل مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته و همچنین میان زیست‌توده و گاز طبیعی، از نظر میزان آلاینده‌گی، توان و بازده سیکل، مقایسه‌های جامع و شاملی صورت گرفته است.

فرایندهای تبدیل زیست‌توده به سوخت قابل اشتعال

برای اینکه بتوان از هر نوع زیست‌توده به‌عنوان سوخت در نیروگاه‌ها استفاده کرد، بایستی آن را طی فرایندهایی به سوخت قابل اشتعال دیگ بخار تبدیل کرد. در حال حاضر، فرایندهای تبدیل زیست‌توده به سوخت مایع و گازی شامل دو فرایند ترموشیمیایی و بیوشیمیایی می‌شود. فرایند بیوشیمیایی به دو روش هضم^۱ و تخمیر^۲ صورت می‌گیرد که معمولاً از این روش‌ها برای تولید

1. Digestion
2. Fermentation

بیوگاز، الکل و اتانول استفاده می‌شود که مصارف پزشکی یا نهایتاً حمل‌ونقل در وسایل نقلیه دارند. فرایند ترموشیمیایی نیز به دو روش آتشکافت^۱ و تبدیل به گاز یا گازی کردن^۲ صورت می‌گیرد. در روش آتشکافت، زیست‌توده را می‌توان به سوخت مایع، زغال، گازهای غیرقابل چگالش، استیک اسید، استون و متانول با گرمادادن به آن در غیاب اکسیژن و در دمای ۷۵۰ کلوین تبدیل کرد. اما، متداول‌ترین روش و بهینه‌ترین روشی که در حال حاضر مورد استفاده قرار می‌گیرد روش گازی کردن یا تبدیل به گاز است که زیست‌توده را به سوخت گازی و قابل ترکیب با متان یا گاز طبیعی تبدیل می‌کند. در این روش با تزریق زیست‌توده به دستگاهی به نام تبدیل‌کننده به گاز^۳ و طی فرایندهای حرارت‌زایی، که در داخل آن با اکسیژن، هوا یا بخار صورت می‌گیرد، زیست‌توده به گاز قبل اشتعال با ترکیبات مختلف تبدیل می‌شود. تفاوت استفاده از سیال‌های عامل اکسیژن، هوا و بخار در هزینه گاز تولیدی، ترکیبات گاز تولیدی و همچنین ارزش حرارتی و دمای احتراق آن است که بسته به شرایط مورد نیاز در دیگ بخار بازیافت حرارت می‌توان از هر کدام از این سیال‌های عامل برای تولید گاز استفاده کرد. در جدول ۱، ترکیبات گاز تولیدشده از زیست‌توده (مواد سلولزی و چوبی) توسط سه سیال عامل هوا، بخار و اکسیژن مورد بررسی قرار گرفته است [۱۹].

جدول ۱- ترکیبات گاز تولیدی از زیست‌توده توسط سه سیال عامل متفاوت

Table 1- Produced gas components from biogas according to three different gasification processes

Gasification process	Air	Oxygen	Steam
Heating value of produced gas (MJ Nm ⁻³)	4-6	10-15	15-20
Products	CO ₂ , N ₂ , H ₂ , CO, HC, Water, Asphalt	HC, CO ₂ , CO, H ₂	CO, H ₂ , CH ₄ , light HC
Average components of produced gas	(H ₂ :15%, CO:20%, CH ₄ :2%, CO ₂ :15%, N ₂ : 48%)	(H ₂ :40%, CO:40%, CO ₂ :20%)	(H ₂ :40%, CO ₂ :25%, CO:25%, CH ₄ :8%, N ₂ :2%)
Reactor temperature (°C)	900-1100	1000-1400	700-1200
Cost	Cheap	Expensive	Moderate

در شکل ۱، فرایند کلی تولید گاز از زیست‌توده نشان داده شده است. بعد از تزریق خوراک زیست‌توده^۴ به دستگاه تولیدکننده گاز و واکنش با سیال‌های عامل اکسیژن، هوا یا بخار به گاز تبدیل می‌شود. گاز تولیدشده، که دارای آلایندگی و گردوغبار و ذرات ریز است، بعد از عبور از فیلترهای تصفیه‌کننده و سیکلون^۵، ریفرمر^۶ اسکرابر^۷ و فیلتر گردوغبار^۸، آلایندهای آن تصفیه شده و گاز حاصل در نهایت می‌تواند به‌عنوان سوختی قابل استفاده در نیروگاه‌ها مورد استفاده قرار بگیرد [۲۱،۲۰].

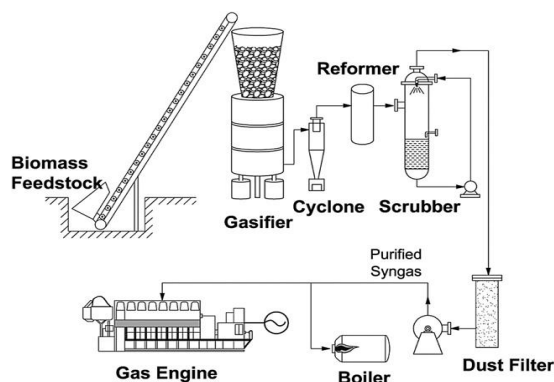


Figure 1- Gas production process from biomass

شکل ۱- فرایند تولید گاز از زیست‌توده

1. Pyrolysis
2. Gasification
3. Gasifier
4. Biomass feedstock
5. Cyclone
6. Reformer
7. Scrubber
8. Dust filter

طرح سیستم دیگ بخار بازیاب حرارت

دیگ بخار بازیاب حرارت به‌عنوان یکی از مهم‌ترین اجزای نیروگاه سیکل ترکیبی در نظر گرفته می‌شود. هرگونه تغییر در طراحی آن به‌طور مستقیم در عملکرد سیکل بخار و در نتیجه عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی تاثیر می‌گذارد. دیگ بخارهای بازیافت حرارت در سه نوع تک‌فشاره، دوفشاره و سه‌فشاره تقسیم‌بندی می‌شوند که استفاده از نوع دوفشاره و سه‌فشاره بیشتر متداول است. با توجه به اینکه کارهای پیشین صورت‌گرفته در زمینه دیگ بخار بازیاب بیشتر دیگ‌های بخار بازیاب تک‌فشاره و دوفشاره را مورد بررسی قرار داده‌اند، لذا، در کار حاضر، از دیگ بخار بازیاب سه‌فشاره با گرمایش مجدد استفاده شده است تا عملکرد این دیگ بخار در شرایط استفاده از سوخت گازی زیست‌توده مشخص شود. طرح دیگ بخار بازیاب مورد نظر در این مقاله نیز مشابه طرح‌های مورد بررسی در مراجع [۱۰] تا [۱۳] و مرجع [۱۹] در نظر گرفته شده است. دیگ بخار بازیابی که در این مقاله مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد از نوع سه‌فشاره با گرمایش مجدد است که شامل قسمت‌های فشارباین، فشارمتوسط و فشاربالايند. هر قسمت شامل لوله‌های اکونومايزر^۱ یا صرفه‌جو، لوله‌های اوپراتور^۲ یا تبخیرکننده و لوله‌های سوپرهیتور^۳ یا مافوق گرم‌کن است. طرح سیستم دیگ بخار بازیاب گرمای تولیدکننده بخار مورد نظر در شکل ۲ نشان داده شده است.

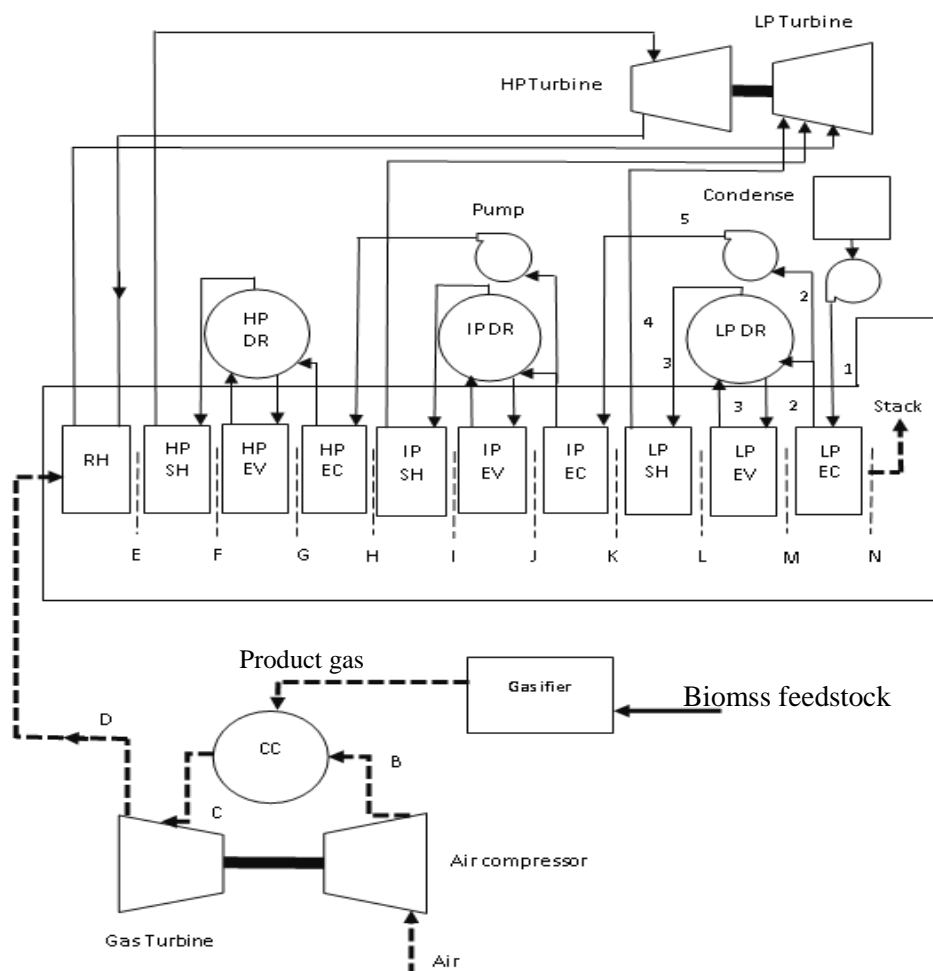


Figure 2- Schematic of the proposed boiler

شکل ۲- طرحواره دیگ بخار مورد نظر

1. Economizer
2. Evaporator
3. Super heater

در این سیستم، سوخت گازی زیست‌توده در محفظه احتراق با هوای خروجی از کمپرسور می‌سوزد و تولید گازهای داغ می‌کند. گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق با دمای بالا وارد توربین گاز شده و پس از تولید کار با کاهش دما از آن خارج شده و وارد دیگ بخار بازیاب حرارت می‌شوند.

مدل‌سازی انرژی سیکل گازی

به‌منظور بهینه‌سازی پارامترهای طراحی و توان تولیدی دیگ بخار بازیاب گرما در شرایط استفاده از سوخت گازی زیست‌توده و کاهش آلاینده‌گی آن، از الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک با در نظر گرفتن معادلات زیر برای هر بخش از سیکل ترکیبی استفاده شده است. رابطه (۱) ارتباط میان دمای ورودی و خروجی از کمپرسور را نشان می‌دهد. کار مصرفی کمپرسور هوا نیز در رابطه (۲) ارائه شده است [۲۲].

$$T_B = T_A \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \left[r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \quad (1)$$

$$W_{AC} = m_a C_{p_a} (T_B - T_A) \quad (2)$$

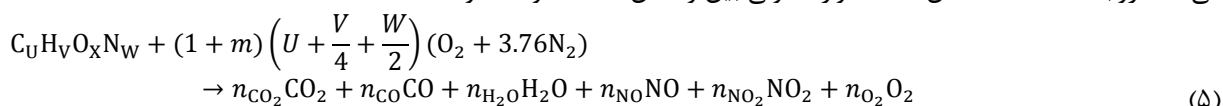
روابط (۳) و (۴) معادلات بقای انرژی و دبی جرمی گازهای حاصل از احتراق را نشان می‌دهند.

$$m_a h_B + m_f LHV = m_g C_{p_g} T_g + (1 - \eta_{cc}) m_f LHV \quad (3)$$

$$m_g = m_f + m_a \quad (4)$$

در رابطه (۱)، T_B نشان‌دهنده دمای خروجی کمپرسور، T_A دمای ورودی به کمپرسور، η_{AC} بازده انتروپی ثابت^۱ کمپرسور، r_c نسبت تراکم کمپرسور و γ نسبت ضریب گرمای ویژه فشار ثابت به ضریب گرمای ویژه حجم ثابت است. در رابطه (۲)، m_a دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و C_{p_a} ضریب گرمای ویژه هواست.

در رابطه (۳)، m_a دبی جرمی هوای ورودی به محفظه احتراق، h_B آنتالپی هوای ورودی به محفظه احتراق، m_f دبی جرمی سوخت، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت ورودی به محفظه احتراق، C_{p_g} گرمای ویژه فشار ثابت گازهای حاصل از احتراق، m_g و h_c دبی جرمی و آنتالپی گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق و η_{cc} بازده احتراق است. رابطه (۵) احتراق سوخت گازی زیست‌توده با ترکیب کلی $C_u H_v O_w N_x$ با m درصد هوای اضافی نسبت به حالت استوکیومتری را نشان می‌دهد. روابط (۶) تا (۹) نشان‌دهنده موازنه مولی بین واکنش‌دهنده‌ها و محصولات معادله (۵) است [۱۵-۱۲].



$$U = n_{CO_2} + n_{CO} \quad (6)$$

$$V = 2n_{H_2O} \quad (7)$$

$$W + 2 \left(1 + \frac{m}{100} \right) \left(u + \frac{v}{4} - \frac{w}{2} \right) = 2n_{CO_2} + n_{CO} + n_{NO} + 2n_{NO_2} + n_{H_2O} + 2n_{O_2} \quad (8)$$

$$x + 2 \times 3.76 \times \left(1 + \frac{m}{100} \right) = n_{NO} + n_{NO_2} + 2n_{N_2} \quad (9)$$

به‌دلیل اینکه تعداد محصولات احتراق بیشتر از تعداد معادلات موازنه مولی است، بایستی از معادلات کمکی و ثابت تعادل K برای به‌دست‌آوردن درصد مولی ترکیبات محصولات احتراق استفاده کرد. برای این منظور از روابط (۱۰) تا (۱۲) می‌توان بهره برد [۲۳].



1. Isentropic
2. Lower heating value

به منظور استفاده از معادلات تعادلی (۸) و (۹)، همانند معادله تعادلی $n_A A + n_B B \Leftrightarrow n_C C + n_D D$ بایستی از ثابت تعادل این معادلات، رابطه (۱۲) استفاده کرد.

$$K = \frac{y_C^{n_C} y_D^{n_D}}{y_A^{n_A} y_B^{n_B}} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{n_C + n_D - n_A - n_B} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، P فشار محصولات احتراق، P_0 فشار محیط که برابر ۰/۱ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است و γ نسبت مول هرکدام از محصولات احتراق به مجموع کل مول‌های محصولات احتراق در معادله (۵) است. با به دست آوردن دمای محصولات احتراق سوخت زیست توده با هوا یا همان دمای شعله بی دررو^۱ در نرم افزار EES^۲ و مشخص شدن این دما، می توان مقادیر ثابت تعادل K را از جداول ترمودینامیکی برای هریک از معادلات کمکی آلاینده‌ها (۱۰) تا (۱۲) در دمای احتراق به دست آورد. در نهایت، با داشتن ثابت تعادل هر یک از معادلات کمکی آلاینده‌ها و تشکیل یک دستگاه معادله غیرخطی هفت معادله، هفت مجهول (به تعداد محصولات واکنش) در نرم افزار متلب و دادن یک حدس اولیه برای مقادیر مولی هر یک از محصولات واکنش (هر یک از مجهولات) و پس از انجام فرایند تکرار و حدس و خطا توسط الگوریتم ژنتیک، می توان مقادیر صحیح مول هر یک از محصولات را در دمای واکنش به دست آورد و تمامی مجهولات مقدارشان مشخص شود. پس از احتراق سوخت با هوا، گازهای داغ حاصل از احتراق با دمای T_C وارد توربین گاز شده و پس از تولید کار، همان گونه که در شکل (۴) نشان داده شده است، با دمای T_{1g} وارد دیگ بخار بازیاب گرمای تولیدکننده بخار می شود. رابطه (۱۳) ارتباط میان دمای ورودی و خروجی توربین گاز را نشان می دهد. در این رابطه، T_C دمای گازهای ورودی به توربین گاز است. رابطه (۱۴) توان تولیدی توربین گاز و رابطه (۱۵) توان تولیدی سیکل گازی را نشان می دهد [۲۱، ۱۱].

$$T_{1g} = T_C \left(1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_C}{P_{1g}}\right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}\right]\right) \quad (13)$$

$$W_{GT} = m_g C_{P_g} (T_C - T_{1g}) \quad (14)$$

$$W_{GC} = W_{GT} - W_{AC} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵)، توان تولیدی خالص سیکل گازی نشان داده شده است. در این رابطه، W_{GT} توان تولیدی توربین گاز بر حسب kW و W_{AC} توان مصرفی کمپرسور هوا را نشان می دهد.

مدل سازی انرژی دیگ بخار بازیاب حرارت

همان گونه که در شکل ۲ نشان داده شده است، دیگ بخار بازیاب شامل سه بخش فشار پایین، فشار متوسط، فشار بالا و یک بخش ری هیتر یا گرمایش مجدد است. هر بخش به ترتیب از راست به چپ شامل لوله های اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر می شود که آب و بخار در آن ها جریان دارد. پس از ورود گازهای داغ با دمای T_{1g} به داخل دیگ بخار بازیاب و تبادل حرارت با آب، با دمای T_{11g} از انتهای دودکش خارج می شود. معادلات انتقال حرارت مربوط به هر بخش، طبق رابطه انتقال حرارت $Q = mcdt = mdh$ در روابط (۱۶) تا (۲۵) آورده شده است [۱۲، ۹].

ری هیتر:

$$Q_1 = m_g C_{P_g} (T_{1g} - T_{2g}) = m_{W,RH} (h_{14} - h_{13}) \quad (16)$$

سوپرهیتر فشار بالا:

$$Q_2 = m_g C_{P_g} (T_{2g} - T_{3g}) = m_{W,HP} (h_{12} - h_{11}) \quad (17)$$

اواپراتور فشار بالا:

$$Q_3 = m_g C_{P_g} (T_{3g} - T_{4g}) = m_{W,HP} (h_{11} - h_{10}) \quad (18)$$

1. Adiabatic
2. Engineering equation solver

اکونومايزر فشاربالا:

$$Q_4 = m_g C_{P_g} (T_{4g} - T_{5g}) = m_{W,HP} (h_{10} - h_9) \quad (19)$$

سوپرهیتر فشارمتوسط:

$$Q_5 = m_g C_{P_g} (T_{5g} - T_{6g}) = m_{W,IP} (h_8 - h_7) \quad (20)$$

اوپراتور فشارمتوسط:

$$Q_6 = m_g C_{P_g} (T_{6g} - T_{5g}) = m_{W,IP} (h_7 - h_6) \quad (21)$$

اکونومايزر فشارمتوسط:

$$Q_7 = m_g C_{P_g} (T_{5g} - T_{4g}) = m_{W,IP} (h_6 - h_5) \quad (22)$$

سوپرهیتر فشارپایین:

$$Q_8 = m_g C_{P_g} (T_{4g} - T_{3g}) = m_{W,LP} (h_4 - h_3) \quad (23)$$

اوپراتور فشارپایین:

$$Q_9 = m_g C_{P_g} (T_{3g} - T_{2g}) = m_{W,LP} (h_3 - h_2) \quad (24)$$

اکونومايزر فشارپایین:

$$Q_{10} = m_g C_{P_g} (T_{2g} - T_{1g}) = m_{W,LP} (h_2 - h_1) \quad (25)$$

در روابط ذکرشده، رابطه (۱۶) نرخ انتقال حرارت به گرم‌کننده مجدد را نشان می‌دهد. روابط (۱۷) تا (۱۹) به ترتیب مربوط به نرخ انتقال حرارت به سوپرهیتر فشاربالا، اوپراتور فشاربالا و اکونومايزر فشاربالايند. روابط (۲۰) تا (۲۲) مربوط به نرخ انتقال حرارت به سوپرهیتر فشارمتوسط، اوپراتور فشارمتوسط و اکونومايزر فشارمتوسط و روابط (۲۳) تا (۲۵) مربوط به نرخ انتقال حرارت به سوپرهیتر فشارپایین، اوپراتور فشارپایین و اکونومايزر فشارپایین‌اند. در کلیه این روابط، m_w نمایانگر دبی جرمی آب است. با توجه به اینکه ظرفیت گرمایی فشارثابت و نسبت گرماهای ویژه وابسته به ترکیب مخلوط گاز و دمای گاز است، لذا، این پارامترها با مشخص شدن ترکیب مخلوط گازی و همچنین دمای گازهای حاصل از احتراق و با در نظر گرفتن محدوده دمای تقریبی گازهای خروجی از دودکش دیگ بخار بازیاب به صورت میانگین (میانگین دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب و دمای خروجی از دودکش آن)، با استفاده از نرم‌افزار EES محاسبه شده و در محاسبات لحاظ شده است. در نتیجه تبادل حرارت آب با گازهای داغ ورودی، آب به بخار تبدیل شده و پس از تزریق به داخل توربین‌های فشاربالا و فشارپایین تولید توان می‌کند. روابط (۲۶) و (۲۷) مدل انرژی توربین بخار فشاربالا و توربین بخار فشارپایین و همچنین روابط (۲۸) و (۲۹) بازده سیکل بخار و بازده کل سیکل را نشان می‌دهند. برای به دست آوردن توان خالص سیکل بخار، بایستی توان تولیدی توربین‌های بخار از توان مصرفی پمپ‌های فشارپایین، فشاربالا و فشارمتوسط کسر شود. بدین منظور، توان مصرفی این پمپ‌ها در روابط (۳۰) تا (۳۲) آورده شده است [۱۱،۲۱].

$$m_{W,HP} (h_{12} - h_{13}) = W_{ST,HP} \quad (26)$$

$$m_{W,RH} h_{14} + m_{W,IP} h_8 + m_{W,LP} h_4 - (m_{W,RH} + m_{W,IP} + m_{W,LP}) h_{0.07bar,0.88\%} = W_{ST,LP} \quad (27)$$

$$\eta_{ST} = \frac{W_{ST} - W_{PUMP}}{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_{10}} \quad (28)$$

$$\eta_{CCPP} = \frac{W_{GT} - W_{COMP} + W_{ST} - W_{PUMP}}{m_f LHV} \quad (29)$$

$$W_{PUMP,LP} = m_{W,LP} (h_1 - h_0) \quad (30)$$

$$W_{PUMP,IP} = m_{W,IP} (h_5 - h_2) \quad (31)$$

$$W_{PUMP,HP} = m_{W,LP} (h_9 - h_6) \quad (32)$$

آنتالپی آب خروجی از پمپ فشارپایین، که از داخل کندانسور به دیگ بخار بازیاب هدایت می‌شود، (h_0) طبق فرض صورت گرفته در شرایط دمایی ۳۱۵ کلوین و فشار ۰/۰۸ بار محاسبه شده است.

مدل سازی خواص آب و بخار

برای مدل سازی خواص آب-بخار از آخرین استاندارد مربوطه به نام یاپس ۹۷^۱ استفاده شده است. همان طور که در شکل ۳ ملاحظه می‌شود، این استاندارد منحنی فشار-دمای آب را به ۵ ناحیه تقسیم می‌کند و در هر ناحیه یک چندجمله‌ای برای محاسبه خواص، بر مبنای توابع استاندارد گیبس-هلمهولتز، ارائه شده است که بقیه خواص با داشتن دو خاصیت دما و فشار به طور کامل بر مبنای آن محاسبه می‌شوند [۲۴].

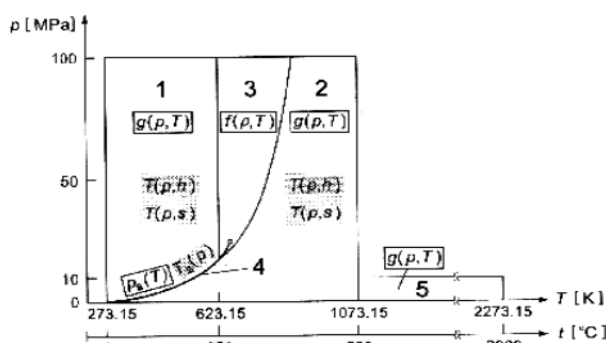


Figure 3-The operational area of IAPWS 97 standard
شکل ۳- نواحی عملکردی استاندارد IAPWS 97

بهینه سازی و الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک یکی از روش‌های بهینه‌سازی تجربی یا اتفاقی است و از آنجا که به روابط تحلیلی (فرمول‌های بسته ریاضی) نیازی ندارد بلکه رفتار سیستم را تحلیل می‌کند، برای کلیه سیستم‌ها قابل اعمال است. به طور کلی، نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک را می‌توان در پنج مرحله تشریح کرد [۲۴، ۲۵].

- ۱- یک جمعیت تصادفی از افراد تولید می‌شود. هویت هر فرد با متغیرهای تصمیم‌گیری مشخص می‌شود.
 - ۲- تابع شایستگی^۲ برای هر فرد ارزیابی شده و افراد بر اساس این معیار طبقه‌بندی می‌شوند.
 - ۳- سالم‌ترین افراد یا به عبارتی افرادی که میزان تابع شایستگی آن‌ها بیشتر است به عنوان والدین برای نسل بعدی انتخاب می‌شوند. برای این منظور، اصول عملکردی ژنتیک (ازدواج، جهش، نخبه‌گرایی) بر این دسته منتخب اعمال می‌شود و نسلی جدید به تعداد افراد نسل قبلی به وجود می‌آید.
 - ۴- نسل جدید دوباره بر اساس معیار تابع شایستگی ارزیابی می‌شود. انتظار می‌رود نسل جدید، که از والدین سالم‌تر برخوردار بوده‌اند، از نسل قبلی بهتر باشند.
 - ۵- این فرایند تا زمانی که سلامت یا شایستگی همه افراد به حد خاصی نرسیده است ادامه دارد.
- از آنجا که سیستم مورد بررسی در این مقاله دارای رفتار غیرخطی است و نقاط بهینه محلی بسیاری را شامل می‌شود و همچنین برهمکنش میان روابط در آن پیچیده است، لذا استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی آن بهترین راه ممکن به نظر می‌رسد. متغیرهای تصمیم در دیگ بخار بازیاب شامل حداقل اختلاف دمای جریان آب و جریان گاز (دمای نقطه نزدیکی یا دمای پینچ)، اختلاف دمای سوپرهیترها با دمای گاز، فشار اواپراتور یا تبخیرکننده‌ها، دبی‌های جرمی مراحل

1. IAPWS: international association for properties of water and steam
2. Fitness function

فشارپایین تا فشاربالا و دمای ری هیتر می شود. به طور کلی، مسئله بهینه سازی شامل تابع هدف و محدودیت هایی برای بعضی از متغیرهای تصمیم یا وابسته است. از آنجا که در مدل سازی دیگ بخار بازیاب و سیکل بخار محدودیت هایی نظیر حداقل دمای دودکش، حداکثر دمای بخار ورودی به توربین بخار و حداقل کیفیت بخار خروجی از توربین ها وجود دارد. این محدودیت ها در داخل برنامه کامپیوتری لحاظ شده است. در کار حاضر، از تابع تک هدفه، که همان توان خالص تولیدی سیکل بخار است، استفاده شده است. لذا، تابع شایستگی (تابع هدف) به صورت رابطه (۳۲) بیان می شود.

$$F_{fitness}(X) = W_{net} \quad (32)$$

$$W_{net} = W_{ST,HP} + W_{ST,LP} - W_{PUMP,LP} - W_{PUMP,IP} - W_{PUMP,HP} \quad (33)$$

بحث و نتایج

سیکل طراحی شده با استفاده از روابط و قوانین ترمودینامیکی در نرم افزار MATLAB مدل سازی و با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی شده است. همان گونه که قبلا گفته شد، هدف از بهینه سازی بیشینه کردن توان و بازده سیکل ترکیبی با دیدگاه کاهش آلاینده گی دیگ بخار بازیاب گرم است. با داشتن معادلات مربوط به هر بخش از سیکل به تحلیل انرژی و بازده سیکل پرداخته و با به دست آوردن ترکیبات آلاینده حاصل از احتراق زیست توده از طریق معادلات موازنه مولی و معادلات کمکی آن تجزیه و تحلیل آلاینده گی این سوخت ها و مقایسه آن ها با سوخت های فسیلی انجام شده است. در جدول ۲، پارامترهای ثابت ورودی به برنامه و همچنین در جدول ۳ متغیرهای تصمیم یا پارامترهای بهینه سازی انتخاب شده به همراه کران بالا و پایین آن ها برای بهینه سازی دیگ بخار بازیاب به همراه واحد آن ها آورده شده است.

جدول ۲- پارامترهای ورودی به برنامه برای بهینه سازی دیگ بخار بازیاب

Table 2- Input parameters of boiler optimization

Input parametes	value	Unit
Condenser pressure	0.07	bar
Gas flow rate	500	kg s ⁻¹
Ambient temperature	298	K
Minimum stack temperature	345	K
Vapor quality at the exit of low pressure turbine	0.88	-
Isentropic efficiencies of gas turbine and compressor	0.88	-
Maximum temperature at turbine inlet	850	K
Compressor pressure ratio	14.1	-

جدول ۳- متغیرهای تصمیم ورودی به برنامه

Table 3- Decision variables of program

Variable	Upper limit	Lower limit	Unit
m_{HP}	90	40	Kg s ⁻¹
m_{IP}	30	5	Kg s ⁻¹
m_{LP}	30	5	Kg s ⁻¹
PP_{HP}	30	0	K
PP_{IP}	15	0	K
PP_{LP}	15	0	K
ΔT_{HP}	30	25	K
ΔT_{IP}	30	25	K
ΔT_{LP}	30	25	K
P_{HP}	160	80	bar
P_{IP}	50	10	bar
P_{LP}	5	0.5	bar
ΔT_{RH}	150	25	K
T_{13}	700	490	K

در شکل ۴، برخی از متغیرهای تصمیم دیگ بخار بازیاب در دیاگرام تغییرات دما برحسب نرخ انتقال حرارت در طول دیگ بخار بازیاب آورده شده است.

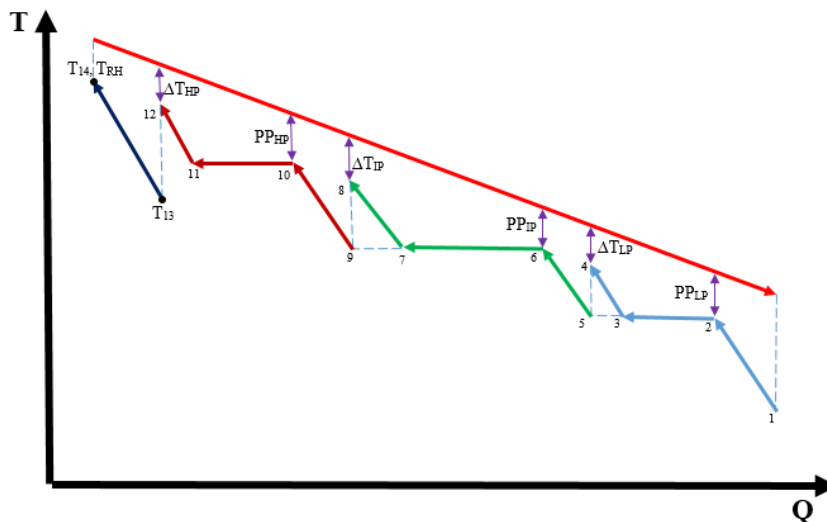


Figure 4- Temperature versus heat transfer rate through the recovery boiler
شکل ۴- دیاگرام تغییرات دما برحسب نرخ انتقال حرارت در طول دیگ بخار بازیاب

تأثیر عامل اکسیداسیون زیست توده در عملکرد دیگ بخار بازیاب

در این بخش، به بررسی تأثیر عامل اکسیداسیون زیست توده در عملکرد دیگ بخار بازیاب از نظر بازده سیکل، میزان آلاینده‌گی، توان تولیدی و مقادیر بهینه پارامترهای طراحی آن با هدف بیشینه کردن توان تولیدی سیکل پرداخته شده است. همان گونه که قبلاً گفته شد، زیست توده را می توان با تزریق اکسیژن، هوا و یا بخار به داخل دستگاه تبدیل کننده گاز و انجام فرایند آتشکافت داخل آن به سوخت گازی تبدیل کرد. اما، بایستی توجه کرد که تزریق هر کدام از این عوامل به داخل دستگاه تأثیرات بسیار قابل توجهی در ترکیبات سوخت تولیدی و ارزش حرارتی آن و در نتیجه عملکرد کل سیکل خواهند گذاشت. در این مقایسه، از اطلاعات موجود در جدول ۳ به منظور مقایسه استفاده شده است. در شکل ۵، میزان آلاینده‌گی گازهای حاصل از احتراق زیست توده‌ای، که توسط عوامل اکسیژن، هوا و بخار به سوخت گازی تبدیل شده، درازای دمای این گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب نشان داده شده است.

با مشاهده شکل ۵ و مقایسه عددی این سه فرایند، از نظر میزان آلاینده‌گی گازهای حاصل از احتراق سوخت تولیدی آن‌ها، می توان گفت میزان تولید NO_x گازهای حاصل از احتراق زیست توده‌ای که توسط عامل هوا به سوخت گازی تبدیل شده است، به طور میانگین، $1/52$ کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل اکسیژن و $2/32$ کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل بخار کمتر است. به منظور افزایش دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب، بایستی نسبت سوخت به هوا را افزایش داد. با توجه به اینکه دبی جرمی گازهای ورودی به دیگ بخار ثابت است (500 کیلوگرم بر ثانیه)، با افزایش نسبت سوخت به هوا، به منظور افزایش دمای احتراق و در نتیجه افزایش توان تولیدی سیکل، نیتروژن و اکسیژن موجود در مخلوط احتراق کاهش یافته و در نتیجه از میزان NO_x تولیدی در محصولات احتراق کاسته می شود.

در شکل ۶، میزان دبی سوخت مصرفی سه فرایند برحسب دمای ورودی گازهای حاصل از احتراق این سوخت‌ها به دیگ بخار بازیاب ارائه شده است. با مشاهده شکل ۶، می توان دریافت دبی مصرفی زیست توده‌ای که توسط عامل هوا به سوخت گازی تبدیل شده است، در شرایط یکسان دمای گازهای حاصل از احتراق ورودی به دیگ بخار بازیاب، بسیار بیشتر از دو فرایند دیگر است و این میزان به طور متوسط $51/7$ کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل اکسیژن و $62/8$

کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل بخار بیشتر است. در شکل ۷، مقایسه بین سوخت تولیدی در فرایندهای مربوطه از نظر دمای احتراق در شرایط یکسان دبی سوخت مصرفی (۴۰ کیلوگرم بر ثانیه) ارائه شده است.

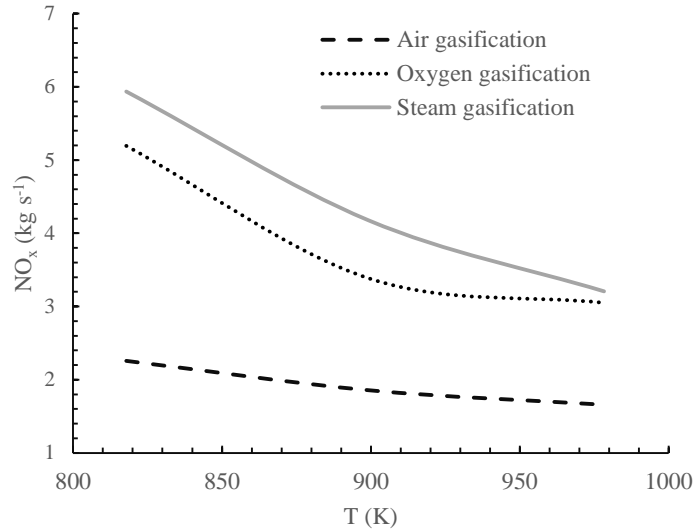


Figure 5- Comparison of pollution levels between three fuels produced from different gasification processes versus inlet gas temperature to the recovery boiler

شکل ۵- مقایسه میزان آلاینده‌گی بین سه سوخت تولیدی از زیست توده توسط عوامل اکسیژن هوا و بخار برحسب دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب

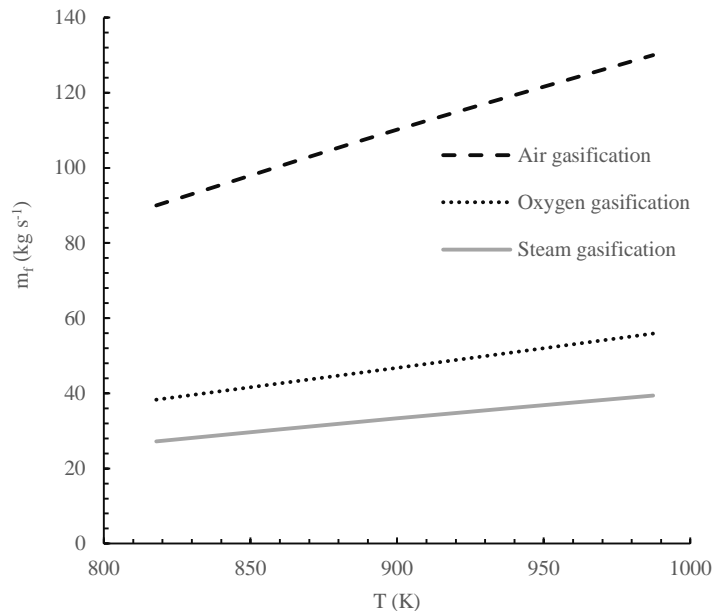


Figure 6- Fuel consumption rate of three gasification processes in terms of inlet temperature of combustion gases to the recovery boiler

شکل ۶- میزان دبی سوخت مصرفی سه فرایند تبدیل به گاز برحسب دمای ورودی گازهای حاصل از احتراق این سوخت‌ها به دیگ بخار بازیاب

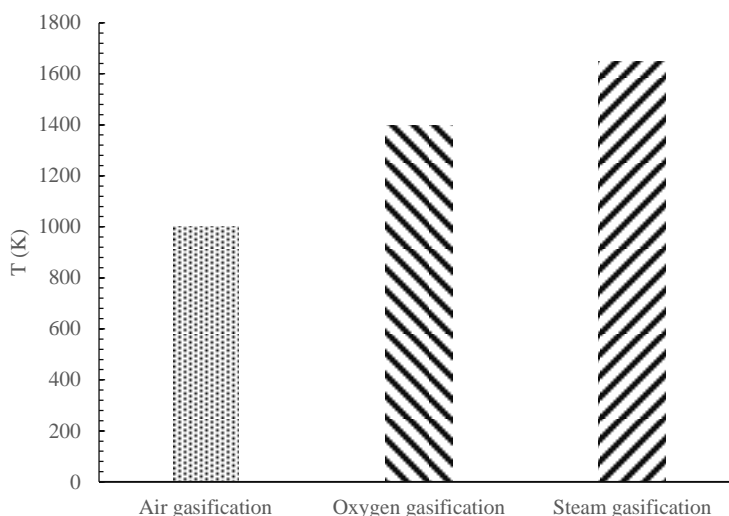


Figure 7- Comparison of combustion gas temperatures (adiabatic flame temperature) of produced fuel in three gasification processes
 شکل ۷- مقایسه دمای گازهای حاصل از احتراق (دمای شعله بی دررو) سوخت تولیدی در سه فرایند تبدیل به گاز

با مقایسه دمای گازهای حاصل از احتراق سوخت تولیدی بین سه فرایند می توان دریافت که دمای احتراق سوخت تولیدی توسط عامل هوا به نسبت دو فرایند دیگر بسیار پایین تر بوده و با در نظر گرفتن دمای مناسب گازهای ورودی به توربین گاز، که در محدوده ۱۳۰۰ تا ۱۷۰۰ کلوین است، می توان به این نتیجه رسید که دمای احتراق این فرایند فاقد دمای لازم برای ورود به توربین گاز و دیگ بخار بازیاب است و توجیهی برای تولید توان سیکل ندارد. لذا، استفاده از زیست توده ای که توسط عامل هوا به سوخت گازی تبدیل شده است، به عنوان سوخت نیروگاه، به دلیل دمای احتراق پایین و تولید بسیار کم بخار و توان، در این شرایط منطقی به نظر نمی رسد. در جدول ۴، مقادیر بهینه پارامترهای طراحی دیگ بخار بازیاب به منظور دستیابی به توان و بازده بیشینه در شرایط استفاده از سوخت تولیدی توسط عوامل اکسیژن و بخار ارائه شده است.

جدول ۴- مقادیر بهینه پارامترهای طراحی دیگ بخار بازیاب به منظور دستیابی به توان و بازده بیشینه در شرایط استفاده از سوخت تولیدی توسط عوامل اکسیژن و بخار

Table 4- Recovery boiler optimum design parameters in order to achieve maximum power and efficiency in the conditions of using the produced fuel by oxygen and steam gasification processes

parameter	Oxygen gasification	Steam gasification	Unit
$m_{w,HP}$	54.95	84.36	(kg s ⁻¹)
$m_{w,IP}$	12.49	7.34	(kg s ⁻¹)
$m_{w,LP}$	16.48	7.74	(kg s ⁻¹)
PP_{HP}	5.98	6.83	(K)
PP_{IP}	3.02	3.81	(K)
PP_{LP}	5.54	11.36	(K)
P_{HP}	117.1	132	(bar)
P_{IP}	28.4	31.26	(bar)
P_{LP}	1.01	1.42	(bar)
ΔT_{HP}	25.39	56.94	(K)
ΔT_{IP}	28.18	25.43	(K)
ΔT_{LP}	25	25	(K)
ΔT_{RH}	27.82	138.46	(K)
T_{RH}	520	603.12	(K)
W_{net}	95.93	142.45	(MW)

با مشاهده جدول ۴ و مقایسه میزان دبی بخار تولیدی دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده سوخت تولیدی دو فرایند معرفی شده، می توان متوجه شد که دیگ بخار بازیاب در حالت استفاده از سوخت گازی تولید شده توسط عامل بخار به عنوان سوخت سیکل، میزان بخار بیشتری نسبت به استفاده از سوخت گازی تولید شده توسط عامل اکسیژن تولید می کند. مجموع بخار بهینه تولیدی فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده از سوخت گازی تولید شده توسط عامل بخار ۹۹/۴ کیلوگرم بر ثانیه و در شرایط استفاده از سوخت گازی تولید شده توسط عامل اکسیژن ۸۳/۹۲ کیلوگرم بر ثانیه به دست آمده است. علت این امر بالاتر بودن دمای احتراق گاز تولید شده از زیست توده توسط عامل بخار نسبت به دمای احتراق گاز تولید شده توسط عامل اکسیژن است. دمای احتراق برای ۴۰ کیلوگرم بر ثانیه گاز تولید شده از زیست توده توسط عوامل بخار و اکسیژن با ۴۶۰ کیلوگرم هوا، به ترتیب، ۱۶۴۸ کلوین و ۱۳۹۹ کلوین محاسبه شده است. در نتیجه، با بالاتر رفتن دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب موجب انتقال حرارت بیشتر به آب و بیشتر شدن بخار تولیدی می شود. اما، این افزایش بایستی به گونه ای باشد که شرط حداقل دمای گازهای خروجی از دیگ بخار بازیاب، که ۳۴۵ کلوین در نظر گرفته شده است را ارضا کند. در شکل ۸، میزان بخار بهینه تولیدی دیگ بخار بازیاب در استفاده از سوخت تولیدی طی فرایندهای نام برده شده نشان داده شده است.

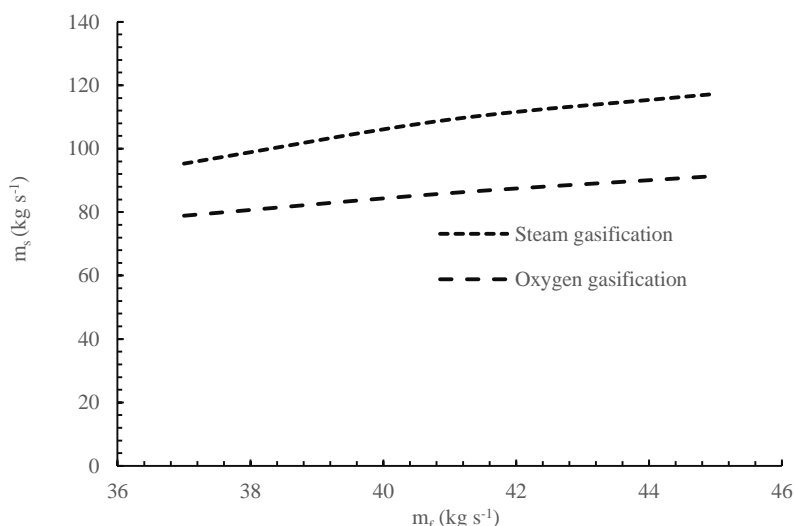


Figure 8- Optimal mass rate of steam generated by the recovery boiler in the gasification process by oxygen and steam
 شکل ۸- تغییرات بخار بهینه تولید شده توسط دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده از سوخت تبدیل شده به گاز زیست توده توسط عوامل اکسیژن و بخار

با مقایسه دمای پینچ مراحل فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیاب بین دو حالت بررسی شده، می توان به این نکته پی برد که به طور کلی دمای پینچ دیگ بخار در شرایط استفاده از گاز تولید شده از زیست توده توسط عامل بخار بیش از دمای پینچ در شرایط استفاده از گاز تولیدی توسط عامل اکسیژن است و این تفاوت در تمامی دمای پینچ فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیاب مشاهده می شود. با افزایش دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب، میزان اختلاف دمای جریان گاز و آب بیشتر شده و در نتیجه باعث افزایش دمای پینچ می شود. در شکل ۹، تغییرات دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده از میزان سوخت مصرفی دو فرایند نام برده شده، مقایسه شده است. مقادیر فشار بخار مراحل فشاربالا تا فشارپایین دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده از گاز تولیدی توسط عامل بخار به عنوان سوخت سیکل بیشتر از حالت دیگر به دست آمده است. دلیل این موضوع نیز بالاتر بودن دمای گازهای حاصل از احتراق این سوخت در ورود به دیگ بخار بازیاب حرارت و افزایش اختلاف دمای جریان گاز و آب است. به منظور کاهش اختلاف دمای بخار اشباع با جریان گاز و در نتیجه کاهش دمای پینچ،

بایستی پمپ‌های آب فشاربالا، فشارمتوسط و فشارپایین، میزان فشار آب ورودی به لوله‌های اکونومایزر را افزایش داده تا از این طریق میزان فشار اشباع آب در استوانه بخار^۱ افزایش پیدا کرده و باعث کاهش مقدار دمای پینچ شود. در نتیجه، این عامل باعث افزایش فشار بخار می‌شود. با مقایسه توان تولیدی سیکل بخار بین دو حالت می‌توان دریافت که توان تولیدی در شرایط استفاده از گاز تولیدی توسط عامل بخار بسیار بیشتر از توان تولیدی در استفاده از گاز تولیدی توسط عامل اکسیژن است و علت آن را نیز می‌توان در شرایط یکسان، دمای بالاتر گازهای ورودی به دیگ بخار و به دنبال آن افزایش بخار تولیدی توسط دیگ بخار بازیاب و افزایش دمای بخار سوپرهیت عنوان کرد که این عوامل نیز باعث افزایش توان تولیدی توربین‌های بخار و در نتیجه افزایش توان سیکل خواهند شد.

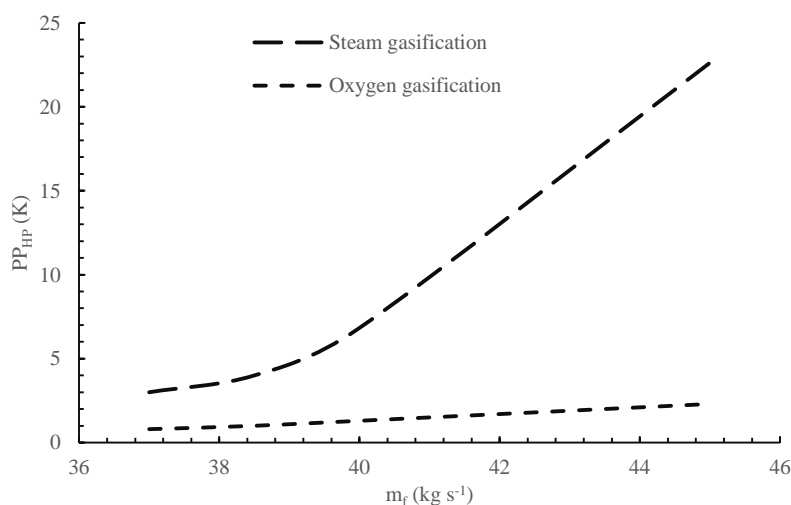


Figure 9- High pressure pinch temperature changes of the recovery boiler in the gasification process by oxygen and steam
 شکل ۹- تغییرات دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در استفاده از گاز تولیدشده از زیست‌توده توسط عوامل بخار و اکسیژن

همان‌گونه که در شکل ۸ مشخص است، در نسبت‌های دبی یکسان سوخت مصرفی دو فرایند، میزان بخار بهینه تولیدی توسط دیگ بخار بازیاب به‌طور متوسط ۲۳ کیلوگرم بر ثانیه با یکدیگر تفاوت دارد. علت این امر بالاتر بودن دمای احتراق گاز تولیدی توسط عامل بخار نسبت به عامل اکسیژن بوده که این عامل منجر به تولید بخار بیشتر می‌شود. میزان بخار بهینه تولیدشده توسط دیگ بخار بازیاب تولیدشده در استفاده از ۳۷ تا ۴۵ کیلوگرم از سوخت گازی تولیدشده توسط عامل بخار بین ۹۵ تا ۱۱۸ کیلوگرم بر ثانیه است، در صورتی که این میزان در استفاده از ۳۷ تا ۴۵ کیلوگرم سوخت گازی تولیدشده توسط عامل اکسیژن بین ۸۷ تا ۹۱ کیلوگرم بر ثانیه است. محدوده انتخاب دبی سوخت مصرفی به‌گونه‌ای تعیین شده است که دمای گازهای حاصل از احتراق ورودی به توربین گاز در محدوده مناسب و مجاز (۱۳۰۰ تا ۱۷۰۰) به‌دست آید. در شکل ۹، تغییرات دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در استفاده از گاز تولیدشده از زیست‌توده توسط عوامل بخار و اکسیژن نشان داده شده است. یکی دیگر از پارامترهایی که در توان تولیدی و بازده نقش بسزایی دارد دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب است. به‌دلیل اینکه در قسمت فشاربالای دیگ بخار بازیاب میزان بخار بسیار بیشتری نسبت به قسمت‌های فشارمتوسط و فشارپایین تولید می‌شود، لذا، تأثیر حداقل اختلاف دمای جریان گاز و آب یا همان دمای پینچ در این قسمت در میزان بخار تولیدی و در نتیجه تولید توان سیکل، بسیار بیشتر از دمای پینچ فشارمتوسط و پایین است. همان‌گونه که در شکل ۹ مشخص است، دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در شرایط استفاده از گاز تولیدی از زیست‌توده توسط عامل بخار نسبت به عامل

1. Staeum drum

اکسیژن بیشتر بوده و اختلاف آن‌ها، به‌خصوص در دبی‌های جرمی بالا، به‌دلیل دمای احتراق بسیار بالاتر گاز تولیدی توسط عامل بخار نسبت به عامل اکسیژن، بیشتر مشاهده می‌شود. در شکل ۱۰، تأثیر دمای پینچ فشاربالا در تولید توان سیکل بخار ارائه شده است.

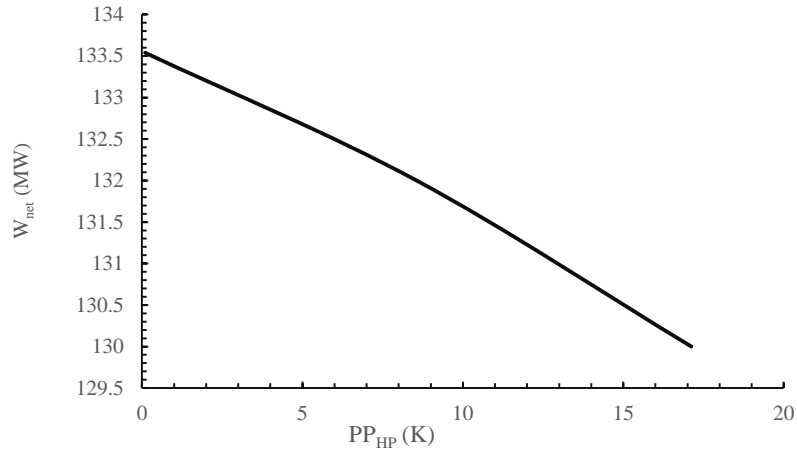


Figure 10- The effect of high pressure pinch temperature on output power of steam cycle
 شکل ۱۰- تأثیر دمای پینچ فشاربالا در توان تولیدی سیکل بخار

به‌طور کلی افزایش دمای پینچ فشار بالای دیگ بخار منجر به کاهش گرمای بازیابی‌شده از جریان گازهای داغ، کاهش میزان بخار تولیدی و در نتیجه کاهش توان سیکل می‌شود. با مشاهده شکل ۱۰ می‌توان این موضوع را دریافت. در شکل ۱۱، توان تولیدی کل سیکل در استفاده از گاز تولیدشده از زیست‌توده توسط عوامل اکسیژن و بخار، به‌عنوان سوخت سیکل، نشان داده شده است.

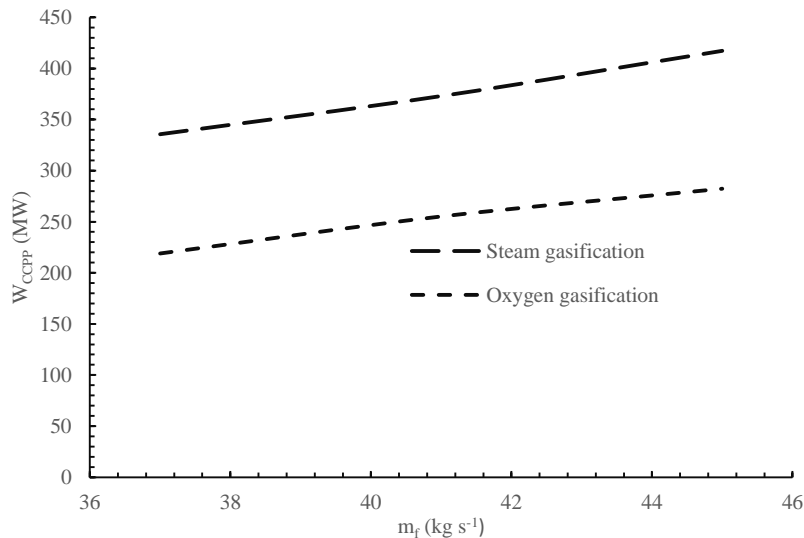


Figure 11- The output power of the cycle using the gas produced from the gasification process by oxygen and steam
 شکل ۱۱- توان تولیدی کل سیکل در استفاده از گاز تولیدشده از زیست‌توده توسط عوامل اکسیژن و بخار، به‌عنوان سوخت سیکل

همان طور که در شکل ۱۱ مشخص است، میزان بیشینه توان تولیدی کل سیکل در استفاده از گاز تولیدشده از زیست توده توسط عامل بخار نسبت به عامل اکسیژن بیشتر بوده و این میزان در نسبت های دبی سوخت مصرفی یکسان بین ۳۳۵ تا ۴۱۷ مگاوات برای سوخت عامل بخار و ۲۱۸ تا ۲۸۲ مگاوات برای سوخت عامل اکسیژن محاسبه شده است. در شکل ۱۲، بازده کل سیکل در استفاده از گاز تولیدشده از زیست توده توسط عوامل اکسیژن و بخار به عنوان سوخت سیکل نشان داده شده است.

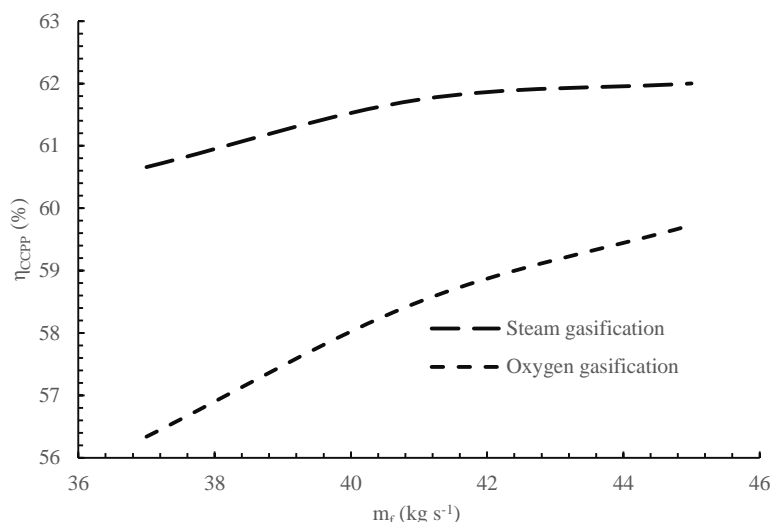


Figure 12- Efficiency of the cycle using the gas produced from the gasification process by oxygen and steam
 شکل ۱۲- تغییرات بازده کل سیکل در استفاده از گاز تولیدی زیست توده توسط عوامل اکسیژن و بخار

با مشاهده شکل ۱۲، می توان به این نکته پی برد که بازده کل سیکل در استفاده از گاز تولیدی زیست توده توسط عامل بخار برحسب میزان دبی گاز مصرفی بین ۶۰/۵٪ تا ۶۲٪ متغیر است، در صورتی که این میزان برای عامل اکسیژن بین ۵۶/۳٪ تا ۵۹/۷٪ است. دلیل این اختلاف را می توان در میزان توان تولیدی بیشتر سیکل در استفاده از گاز تولیدشده توسط عامل بخار دانست. با مشاهده روند تغییرات بازده سیکل، در استفاده از گاز تولیدی توسط عامل بخار، با افزایش میزان دبی جرمی مصرفی، شدت افزایش بازده و شیب آن رفته رفته کندتر می شود. چون در دبی سوخت مصرفی بالا دمای گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب زیاد است، مقدار دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار افزایش یافته و این عامل نیز باعث افزایش میزان تلفات گرمایی، کاهش میزان بخار تولیدی و در نتیجه کاهش توان سیکل می شود. اما، در مجموع، به دلیل افزایش دما و به دنبال آن افزایش آنتالپی بخار ورودی به توربین گاز، بازده سیکل به طرز محسوسی در دبی های سوخت مصرفی بالا و دمای گازهای بالای ورودی به دیگ بخار بازیاب افزایش می یابد.

مقایسه زیست توده و گاز طبیعی از نظر عملکرد دیگ بخار بازیاب حرارت، توان، بازده و میزان آلاینده

با توجه به اینکه یکی از اهداف کار حاضر کاهش میزان آلاینده دیگ بخار بازیاب و در نتیجه کل سیکل است، بایستی مقایسه ای بین زیست توده و سوخت های فسیلی، نظیر گاز طبیعی، از نظر میزان آلاینده های حاصل از احتراق آن ها صورت گیرد. همچنین، بایستی دید عملکرد دیگ بخار بازیاب از نظر توان تولیدی سیکل و بازده در شرایط استفاده از این سوخت ها چه تفاوت هایی با یکدیگر دارند. بدین منظور، از زیست توده تبدیل شده به گاز سوخت مشتق زباله، به دلیل ارزش حرارتی و دمای بالای گازهای حاصل از احتراق آن، برای مقایسه با گاز طبیعی استفاده شده است تا بتوان در نسبت های دبی مصرفی یکسان آن ها را مقایسه کرد. در جدول ۵، ترکیبات موجود در گاز تولیدشده از زیست توده سوخت مشتق زباله توسط عامل بخار و گاز طبیعی نشان داده شده است [۱۷].

جدول ۵- ترکیبات موجود در گاز تولیدشده از زیست توده سوخت مشتق زباله توسط عامل بخار و گاز طبیعی
Table 5- Components in gases produced from waste with steam gasification process compared to natural gas

Fuel type	(MJ m ⁻³) Heating value	(% vol) Components
Fuel from waste [26]	17.8	O ₂ : 2%, H ₂ : 66.2%, CH ₄ : 9.98%, CO: 17.37%, CO ₂ : 4.59%, C ₂ H ₄ : 1%
Natural gas [23]	35.98	CH ₄ : 86.14%, C ₂ H ₆ : 9.34%, C ₃ H ₈ : 3.25%, C ₄ H ₁₀ : 0.25%, CO ₂ : 0.47%

در جدول ۶، نتایج حاصل از بهینه‌سازی پارامترهای طراحی دیگ بخار بازیاب، به‌منظور کسب بیشینه توان تولیدی سیکل، در شرایط استفاده از زیست توده و گاز طبیعی به‌عنوان سوخت سیکل ارائه شده است. در این مقایسه، معادله احتراق بین ۱۳ کیلوگرم بر ثانیه از هر یک از دو سوخت با ۴۸۷ کیلوگرم بر ثانیه صورت گرفته است. با احتراق ۱۳ کیلوگرم بر ثانیه از سوخت‌های سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی با ۴۸۷ کیلوگرم هوا، دمای گازهای حاصل از احتراق آن‌ها پس از خروج از توربین گاز به ترتیب ۷۷۵ و ۱۰۱۶ کلوین به‌دست آمده است. در این شرایط، همان‌گونه که در جدول ۶ نشان داده شده است، میزان بخار بهینه تولیدی دیگ بخار بازیاب در استفاده از گاز طبیعی بسیار بیشتر از بخار تولیدی در استفاده از زیست توده، به‌عنوان سوخت سیکل، به‌دست آمده است. دلیل آن نیز بالاتر بودن دمای احتراق گاز طبیعی نسبت به سوخت مشتق زباله است. با مقایسه مقادیر دمای پینچ دیگ بخار بازیاب بین دو حالت مورد بررسی می‌توان دریافت که مقدار دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در استفاده از متان بسیار بیشتر از دمای پینچ در استفاده از زیست توده است و مقدار آن بیش از محدوده مجاز پینچ به‌دست آمده است. در واقع، در دماهای بیش از ۱۰۰۰ کلوین گازهای ورودی به دیگ بخار بازیاب، مقادیر دمای پینچ فشاربالا افزایش چشمگیری خواهد داشت و این عامل نیز منجر به کاهش روند افزایشی بازده سیکل و توان تولیدی آن می‌شود. با مشاهده دمای پینچ فشاربالای دیگ بخار بازیاب در استفاده از گاز طبیعی می‌توان این موضوع را دریافت. میزان توان تولیدی سیکل بخار نیز در شرایط استفاده از متان بیش از دوبرابر توان تولیدی در استفاده سوخت مشتق زباله به‌دست آمده است. در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مقدار توان تولیدی و بازده سیکل در استفاده از این دو سوخت نشان داده شده است.

جدول ۶- نتایج حاصل از بهینه‌سازی پارامترهای طراحی دیگ بخار بازیاب با هدف کسب بیشینه توان تولیدی در شرایط استفاده از سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی به‌عنوان سوخت سیکل

Table 6- Results of optimizing the design parameters of the recovery boiler for obtaining maximum power for fuel from waste and natural gas

Parameter	Fuel from waste	Natural gas	Unit
$m_{w,HP}$	43.3	79.19	(kg s ⁻¹)
$m_{w,IP}$	13.59	16.05	(kg s ⁻¹)
$m_{w,LP}$	17.92	12.98	(kg s ⁻¹)
PP_{HP}	1.98	55.93	(K)
PP_{IP}	0.95	29.76	(K)
PP_{LP}	0.75	14.28	(K)
P_{HP}	115.1	150.9	(bar)
P_{IP}	33.2	28.73	(bar)
P_{LP}	1.51	1.54	(bar)
ΔT_{HP}	25.54	90.45	(K)
ΔT_{IP}	25	25.39	(K)
ΔT_{LP}	25	25	(K)
ΔT_{RH}	25.21	167.77	(K)
T_{RH}	513.66	552.53	(K)
W_{net}	71.75	147.91	(MW)

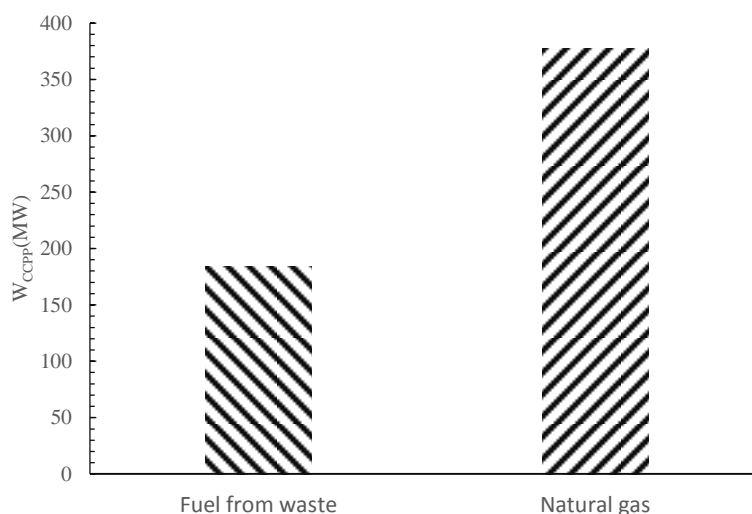


Figure 13- Comparison of maximum output power with using of natural gas and fuel from waste

شکل ۱۳- مقایسه توان تولیدی بیشینه سیکل در استفاده از گاز طبیعی و سوخت مشتق زباله به عنوان سوخت سیکل

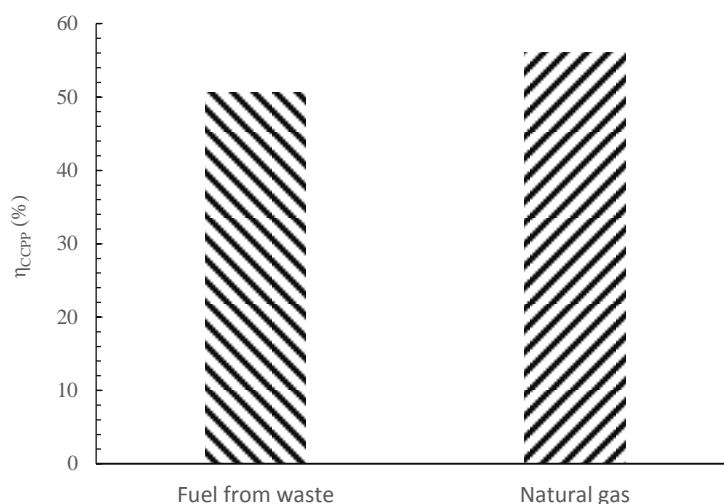


Figure 14- Comparison of maximum cycle efficiency with using of natural gas and fuel from waste

شکل ۱۴- مقایسه بازده بیشینه سیکل در استفاده از گاز طبیعی و سوخت مشتق زباله به عنوان سوخت سیکل

همان طور که در شکل های ۱۳ و ۱۴ مشخص است، سوخت مشتق زباله در مقایسه با گاز طبیعی در نسبت های یکسان دبی مصرفی از نظر بازده و توان تولیدی سیکل قابل رقابت نبوده و در واقع میزان توان تولیدی آن بسیار کم است. دلیل این موضوع نیز به دمای احتراق بسیار پایین آن نسبت به گاز طبیعی باز می گردد. برای داشتن دمای احتراق یکسان سوخت مشتق زباله و متان، بایستی از مقدار سوخت مشتق زباله بیشتری نسبت به گاز طبیعی استفاده کرد. در شکل ۱۵، مقایسه دبی مصرفی سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی در ازای دمای یکسان گازهای حاصل از احتراق آن ها نشان داده شده است.

همان طور که در شکل ۱۵ نشان داده شده است، مشخص است که به منظور یکسان سازی دمای گازهای حاصل از احتراق سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی، بایستی از ۶/۸ کیلوگرم سوخت مشتق زباله بیشتر نسبت به گاز طبیعی استفاده کرد و در این شرایط می توان و بازده سیکل را در استفاده از این دو سوخت تقریباً یکسان دانست، اما بایستی توجه کرد که در این

شرایط میزان آلاینده‌گی این سوخت‌ها چه تفاوتی باهم دارند. در شکل ۱۶، میان سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی از نظر میزان NO_x موجود در گازهای حاصل از احتراق آن‌ها در شرایط دمایی یکسان احتراق آن‌ها مقایسه انجام شده است.

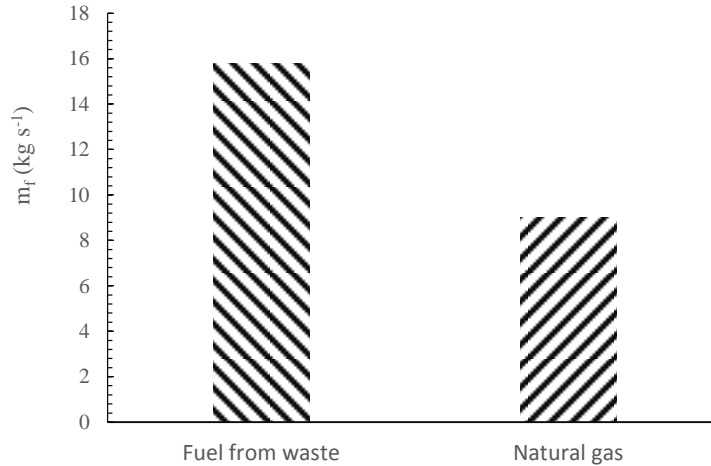


Figure 15- Comparison of mass consumption rate of natural gas and fuel from wastel for the same temperature of combustion gases
 شکل ۱۵- مقایسه دبی مصرفی گاز طبیعی و سوخت مشتق زباله در ازای دمایی یکسان گازهای حاصل از احتراق آن‌ها

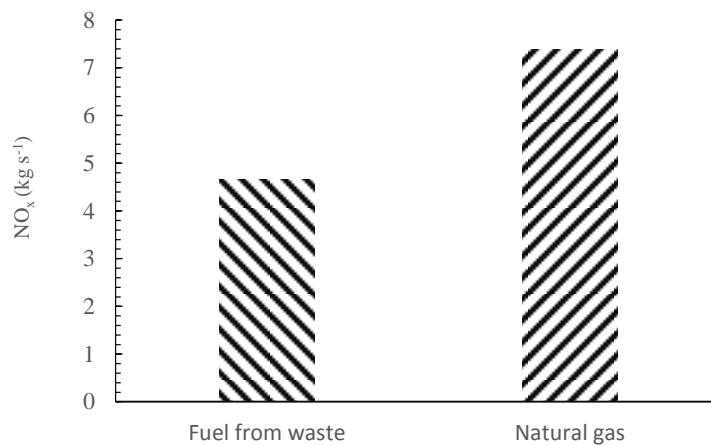


Figure 16- Comparison of NO_x content in combustion gases of natural gas and fuel from waste for the same combustion temperature

شکل ۱۶- مقایسه میزان NO_x موجود در گازهای حاصل از احتراق گاز طبیعی و سوخت مشتق زباله در ازای دمایی یکسان آن‌ها

با مقایسه میزان تولید NO_x سوخت مشتق زباله و گاز طبیعی می‌توان دریافت که در شرایط دمایی یکسان گازهای حاصل از احتراق آن‌ها سوخت مشتق زباله حدود $2/727$ کیلوگرم بر ثانیه NO_x کمتری نسبت به گاز طبیعی تولید می‌کند. با تحلیل و بررسی‌های صورت‌گرفته پیرامون این دو سوخت می‌توان نتیجه گرفت که سوخت طبیعی و بازده سیکل در استفاده از سوخت مشتق زباله بسیار کمتر از گاز طبیعی است، اما می‌توان این کمبود را با $6/8$ کیلوگرم سوخت مشتق زباله بیشتر نسبت به گاز طبیعی جبران کرد و علاوه بر این کاهش قابل‌ملاحظه‌ای در تولید آلاینده NO_x داشت. با مقایسه عددی میزان آلاینده‌گی این دو سوخت مشاهده می‌شود که در ازای فقط یک ساعت کار دیگ بخار بازیاب، در شرایط استفاده از سوخت مشتق زباله به عنوان سوخت سیکل، 9817 کیلوگرم کاهش در تولید آلاینده NO_x نسبت به استفاده از گاز طبیعی حاصل می‌شود.

اعتبارسنجی

در جدول ۷، مقادیر بهینه به دست آمده کار حاضر با نتایج مرجع [۱۲] در ازای دمای گازهای ورودی ۱۷۰۰ کلوین به توربین گاز مقایسه شده است.

جدول ۷- مقایسه مقادیر بهینه به دست آمده کار حاضر با نتایج مرجع [۱۲]

Table 7- Comparison of the optimal result values of the present work with the reference [12]

Parameter	Present work	Reference [12]	Difference	Unit
$m_{w,HP}$	79.36	-		(kg s ⁻¹)
$m_{w,IP}$	7.09	-		(kg s ⁻¹)
$m_{w,LP}$	10.31	-		(kg s ⁻¹)
$\sum m_w$	96.76	95.13	1.63%	(kg s ⁻¹)
PP_{HP}	9.9	10	1%	(K)
PP_{IP}	21.85	22	0.6%	(K)
PP_{LP}	10.78	11	0.2%	(K)
P_{HP}	164.13	165	0.5%	(bar)
P_{IP}	24	23.79	0.8%	(bar)
P_{LP}	2.1	2.15	2.3%	(bar)
ΔT_{HP}	41.49	-		(K)
ΔT_{IP}	29.39	-		(K)
ΔT_{LP}	26.13	-		(K)
ΔT_{RH}	114.3	-		(K)
T_{RH}	590	-		(K)
W_{net}	136.82	-		(MW)
W_{CCPP}	430	425	1.1%	(MW)
η_{CCPP}	63	62.8	0.3%	(%)

نتیجه گیری

با تحلیل و بررسی‌های انجام شده مشخص شد که میزان NO_x موجود در گازهای حاصل از احتراق سوخت تولیدی توسط عامل هوا در شرایط دمایی احتراق یکسان به طور متوسط ۱/۵۲ کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل اکسیژن و ۲/۳۲ کیلوگرم بر ثانیه نسبت به سوخت تولیدی توسط عامل بخار کمتر است. اما، به دلیل دمای احتراق بسیار پایین این سوخت نسبت به سوخت تولیدی توسط عوامل اکسیژن و بخار روشن شد که این سوخت توجیه لازم را از نظر تولید توان سیکل نداشته و در واقع مناسب مصرف در سایر اموری که نیازی به دمای احتراق بالا ندارند است. مجموع بخار بهینه تولیدی توسط دیگ بخار بازیاب در استفاده از گاز تولیدی توسط عامل هوا به عنوان سوخت سیکل به طور متوسط ۲۳/۸ کیلوگرم بر ثانیه بیش از بخار تولیدی در استفاده از گاز تولیدی توسط عامل اکسیژن به دست آمد که این عامل موجب شد توان بیشینه تولیدی کل سیکل نیز در استفاده از گاز تولیدی عامل بخار به طور میانگین ۱۱۷ مگاوات بیش از توان تولیدی در استفاده از گاز عامل اکسیژن به دست بیاید. بازده سیکل نیز در این شرایط به طور متوسط در دبی‌های جرمی مختلف ۳/۲۴٪ بیشتر نسبت به بازده سیکل در استفاده از سوخت عامل اکسیژن محاسبه شد. مقادیر دمای پینچ دیگ بخار بازیاب نیز در استفاده از گاز عامل بخار نسبت به استفاده از گاز عامل اکسیژن، به عنوان سوخت سیکل، بیشتر به دست آمد که این بالاتر بودن دمای پینچ در افت روند افزایشی بازده سیکل با افزایش میزان دبی مصرفی گاز عامل بخار مشاهده شد. با بررسی‌های انجام شده پیرامون مقایسه گاز تولیدی از سوخت مشتق زباله توسط عامل بخار و گاز طبیعی مشخص شد که در دبی‌های یکسان سوخت مصرفی، میزان توان تولیدی بیشینه و بازده بیشینه سیکل در استفاده از گاز طبیعی به ترتیب ۱۹۳ مگاوات و ۵/۴ درصد نسبت به توان و بازده بیشینه سیکل در استفاده از سوخت مشتق زباله، بیشتر است. اما، به منظور اینکه این کمبود توان و بازده را بتوان با استفاده از

این زیست توده جبران کرد، بایستی ۶/۸ کیلوگرم بر ثانیه سوخت مشتق زباله بیشتری نسبت به گاز طبیعی سوزانده شود که البته، در این صورت، به میزان ۲/۷۲ کیلوگرم بر ثانیه از تولید آلاینده NO_x کاسته می شود.

فهرست علائم

ضریب گرمای ویژه (kJ/kg.K)	C _p
اکونومایزر	EC
اوپراتور	EV
آنتالپی (kJ/kg)	h
ارزش حرارتی پایین (kJ/kg)	LHV
جرم مولکولی (kg/mol)	M
دبی جرمی (kg/s)	m
دمای پینچ (K)	PP
فشار (bar)	P
نرخ حرارت (MW)	Q
نسبت تراکم کمپرسور	r _c
سوپرهیتر	SH
دما (K)	T
دمای هوای ورودی به کمپرسور	T _A
دمای هوای خروجی کمپرسور	T _B
دمای گاز ورودی به توربین گاز	T _C
دمای گاز ورودی به دیگ بخار بازیاب	T _D
توان (MW)	W
کسر مولی	y

علائم یونانی

اختلاف دمای نقاط سوپرهیت (K)	ΔT
بازده	η
نسبت هم‌ارزی	φ
نسبت ضرایب گرمای ویژه	γ

زیرنویس‌ها

هوا	a
کمپرسور هوا	AC
سیکل ترکیبی	cc
سوخت	f
گاز	g
سیکل گاز	GC

توربین گاز	GT
فشاربالا	HP
فشارمتوسط	IP
فشارپایین	LP
به‌طور خالص	net
اشباع	S
توربین بخار	ST
آب	W
بخار با کیفیت ۰٪	0%
بخار با فشار ۰/۰۷ بار	0.07
بخار با کیفیت ۰/۸۸٪	88%
نقاط سیکل ...	۳ و ۲

منابع

1. R. Saidur, E. A. Abdelaziz, A. Demirbas, M. S. Hossain and S. Mekhilef, "A review on biomass as a fuel for boilers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 2011, pp. 2262-2289.
2. N. Sasaki, W. Knorr, D. R. Foster, H. Etoh, H. Ninomiya and S. Chay, "Woody biomass and bioenergy potentials in Southeast Asia between 1990 and 2020," *Appl Energy*, 86, 2009, pp. 140-150.
3. S. S. Sikarwar, G. D. Surywanshi, V. S. Patnaikuni, M. Kakunuri and R. Vooradi, "Chemical looping combustion integrated Organic Rankine Cycled biomass-fired power plant – Energy and exergy analyses," *Renewable Energy*, 155, 2020, pp. 931-949.
4. T. Onsree and N. Tippayawong, *Analysis of reaction kinetics for torrefaction of pelletized agricultural biomass with dry flue gas*, *Energy Reports*, 6, 2020, pp. 61-65.
5. A. C. Caputo, M. Palumbo, P. C. Pelagagge and F. Scacchia, "Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: effects of logistic variables," *Biomass Bioenergy*, 28, 2005, pp. 35-51.
6. A. Faaij, "Modern biomass conversion technology," *Mitig Adapt Strat Global Change*, 11, pp. 343-375, 2006.
7. M. Balat, E. Kirtay and H. Balat, "Main routes for the thermo-conversion of biomass into fuels and chemicals," *Energy Convers Manage*, 50, 2009, pp. 3147-3157.
8. M. Valdes and J.L. Rapun, "Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power," *Applied Thermal Engineering*, 21, 2001, pp. 1149-1159.
9. W. Dua, L. Jinbo and Y. Baoqiang, "Dynamic characteristics analysis of a once-through heat recovery steam generator," *Applied Thermal Engineering*, 173, 2020, 115155.
10. A. Rezaie, G. Tsatsaronis and U. Hellwig, "Thermal design and optimization of a heat recovery steam generator in a combined-cycle power plant by applying a genetic algorithm," *Energy*, 168, 2019, pp. 346-357.
11. P. Ahmadi and I. Dincer, "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit," *Energy Conversion and Management*, 52, 2011, pp. 2296-2308.
12. A. M. Bassily, "Enhancing the efficiency and power of the triple pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator," *Applied Energy*, 85, 2008, pp. 1141-1162.
13. M. Alus and M. Petrovic, "Optimization of the triple-pressure combined cycle power plant," *Thermal science*, 16, 2012, pp. 901-914.
14. M. Saifullah and et al., "Analysis of power from palm oil solid waste for biomass power plants: A case study in Aceh Province," *Chemosphere*, 253, 2020, 126714.
15. R. Amirante, S. Bruno, E. Distaso, M. La Scala and P. Tamburrano, "A biomass small-scale externally fired combined cycle plant for heat and power generation in rural communities," *Renewable Energy Focus*, 28, 2019, pp. 36-46.
16. M. Yari, N. Kousheshi and A. Saberimehr, "Effect of the composition of syngas derived from biomass gasification on performance and emission characteristic of a diesel-syngas RCCI engine," *Fuel and Combustion*, 12, No. 4, 2019, pp. 77-95. (in Persian)
17. A. Bahari, K. Atashkari and J. Kmahmoudimehr, "Numerical simulation and optimum operational point determination of a downdraft gasifier regarding pollutant emissions," *Modares Mechanical Engineering*, 18, No. 6, pp. 69-78. (in Persian)

18. Y. Xiang, L. Cai and et al., "Study on the biomass-based integrated gasification combined cycle with negative CO₂ emissions under different temperatures and pressures," *Energy*, 179, 2019, pp. 571-580.
19. P. Parthasarathy and K. Sheeba Narayanan, "Hydrogen production from steam gasification of biomass: Influence of process parameters on hydrogen yield e A review," *Renewable Energy*, 2014, pp. 570-579.
20. J. Herguido, J. Corella and J. Gonzalez-Saiz, "Steam gasification of lignocellulosic residues in a fluidized bed at a small pilot scale," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 31, 1992, pp. 1274-1282.
21. B. Jenkins, L. Baxter, T. Miles, Jr. and T. Miles, "Combustion Properties of Biomass," *Fuel Processing Technology*, 54, 1998, pp. 17-46,
22. S. Nikbakht Naserabad., A. Mehrpanahi, G. Ahmadi., "Multi-objective optimization of HRSG configurations on the steam power plant repowering specifications," *Energy*, 159, 2018, pp. 277-293.
23. A. R. Strehlow, *Combustion fundamentals*, McGraw-Hill, international Editions, New York, USA, 1984.
24. IAPWS 97, International Association for Properties of Water and Steam 97.
25. R. L. Haupt and S. L. Haupt, *Practical Genetic Algorithms*, John Wiley and Sons, New York, USA, 1998.
26. S. Galvagno, S. Casu, G. Casciaro, M. Martino, A. Russo and S. Portofino, "Steam Gasification of Refuse-Derived Fuel (RDF): Influence of Process Temperature on Yield and Product Composition," *Energy & Fuels*, 20, 2006, pp. 2284-2288.

English Abstract

Pollution reduction analysis and modeling of a heat recovery boiler with using of different biomass syngases

Mahmood Chahartaghi^{1*} and Soroosh Kalati Hesari²

1- Faculty of mechanical engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran, chahartaghi@shahroodut.ac.ir

2- Faculty of mechanical engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran, soroush.kalati@gmail.com

*Corresponding author

(Received: 2021.01.25, Received in revised form: 2021.05.12, Accepted: 2021.05.25)

In this paper, the performance of a triple pressure heat recovery boiler with gaseous fuels from biomass is discussed in terms of power output, efficiency and pollutions at oxygen, air, and steam gasification processes. The main parameters to optimization of heat recovery boiler by using genetic algorithm method are water and steam mass flow rates, high to low pressure pinch points temperatures, and temperature difference between the superheat steam and gas flows. It was found that the use of steam gasification in comparison with oxygen gasification increases the power output and efficiency of cycle 117 MW and 3.24%, respectively. However, the NO_x production in oxygen gasification process is 790 gr/s less than steam gasification. Also different types of biomasses are compared in terms of power generation, efficiency and emissions production with each other.

Keywords: Heat recovery boiler, Gasification, Biomass, Combustion pollutants