

بررسی سامانه تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش با سوخت زیست توده، بازیابی حرارت نوآورانه و چرخه ارگانیک رانکین سه گانه

آرش کلانتری^۱، نجمه حاجی علی گل^{۲*}

۱- دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران: arashkalantari1998@gmail.com

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی همدان، همدان: n.hajialigol@hut.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۴/۳۰، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۴/۰۵/۱۲، پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۱۳)

چکیده: در این پژوهش، یک پیکربندی نوین از سامانه تولید همزمان سه منظوره انرژی (توان، گرمایش و سرمایش) مبتنی بر سوخت زیست توده ارائه شده و تحلیل‌های انرژی و انرژی بر روی آن صورت گرفته است. در طرح پیشنهادی، یک روش نوآورانه برای بازیابی حرارتی معرفی شده که ضریب عملکرد آن برابر با ۰/۷۸ است. سامانه مورد بررسی از اجزای مختلفی از جمله واحد احتراق زیست توده، چرخه ارگانیک رانکین سه مرحله‌ای با سیالات عامل اکتان، هپتان و R-141b (برای تولید توان الکتریکی)، چرخه کالینا (جهت تولید توان و گرما)، چرخه تبرید جذبی (برای سرمایش و گرمایش) و مبدل‌های ادغام حرارتی تشکیل شده است. در بخشی از پژوهش، تأثیر تغییر پارامترهای کلیدی شامل دمای گازهای احتراق خروجی از مرحله نخست چرخه رانکین آلی، دمای سیال عامل در چرخه کالینا، و دمای گاز خروجی از بخش سرمایش جذبی بر شاخص‌هایی همچون صرفه جویی در انرژی اولیه و نرخ تولید محصولات انرژی، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل نشان می‌دهد که سامانه پیشنهادی دارای بازده انرژی، بازده انرژی و بازده الکتریکی به ترتیب برابر با ۸۲/۳۶، ۵۵/۳۲ و ۶۰/۴۵ درصد بوده است.

کلیدواژه‌ها: تولید همزمان انرژی، زیست توده، چرخه رانکین آلی سه مرحله‌ای، چرخه کالینا، تحلیل انرژی

مقدمه

با افزایش تقاضای جهانی انرژی و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، نیاز به سیستم‌های پایدار و کارآمد بیش از پیش احساس می‌شود [۱]. زیست توده، به‌ویژه خاکاره کاج، به‌عنوان منبعی تجدیدپذیر با پتانسیل بالای تولید انرژی پاک مطرح است، اما بهره‌برداری بهینه از آن در سیستم‌های تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش محدود است. سیستم‌های متداول مبتنی بر سوخت فسیلی با مشکلاتی مانند بازده پایین، آلودگی زیست محیطی و هزینه‌های بالا مواجه‌اند و انعطاف‌پذیری لازم را ندارند. سیستم‌های CCHP زیست توده‌ای ظرفیت بالاتری در بهبود بازده انرژی و کاهش آلودگی دارند، اما طراحی‌های کنونی عمدتاً کوچک مقیاس و فاقد ادغام حرارتی کافی هستند؛ بنابراین، توسعه سیستم نوآورانه‌ای مبتنی بر گاز سنتز از خاکاره کاج با تمرکز بر بهبود عملکرد و تحلیل‌های فنی و ترمودینامیکی، گامی مهم در جهت استفاده بهتر از زیست توده و انرژی پایدار است. با افزایش تقاضای جهانی انرژی و کاهش منابع

فسیلی، استفاده از سیستم‌های تولید هم‌زمان برق، گرما و سرما (CCHP) به‌عنوان راهکاری کارآمد و پایدار مورد توجه قرار گرفته است [۲]. این سیستم‌ها با بهره‌گیری از گرمای تلف‌شونده، راندمان انرژی را افزایش داده و قابلیت استفاده از محرک‌های متنوع مانند توربین گازی، موتور احتراق داخلی و منابع تجدیدپذیر نظیر زیست‌توده، انرژی خورشیدی و زمین‌گرمایی را دارند [۳،۴]. با وجود هزینه‌های اولیه بالا و نیاز به دانش فنی، مطالعات امکان‌سنجی فنی-اقتصادی نتایج امیدوارکننده‌ای ارائه داده‌اند. به‌عنوان مثال، پاپلی و همکاران [۵] کاهش مصرف برق و بهبود بازیابی انرژی را گزارش کردند. همچنین، ابراهیمی و همکاران [۶] سیستمی هیبریدی با راندمان انرژی ۵۶ و انرژی ۶۹ درصد طراحی کردند که به‌طور قابل توجهی آلاینده‌های زیست‌محیطی را کاهش داد.

مطالعات اخیر بهبود عملکرد سیستم‌های CCHP از منظر انرژی و انرژی را نشان می‌دهند. سانتو [۷] بازده انرژی بین ۶۵ تا ۸۱ درصد و بازده انرژی تا ۳۸/۴ درصد گزارش کردند که با نیروگاه‌های حرارتی پیشرفته رقابت‌پذیر است. یو و همکاران [۸] با طراحی یک سیستم هیبریدی مبتنی بر سلول سوختی اکسید جامد و توربین گازی، توانستند تولید ترکیبی برق، گرما و سرمایش را با بازده بالا ارائه دهند، گرچه هزینه و مقیاس‌پذیری مانع تجاری‌سازی گسترده این فناوری‌هاست. برای بهره‌برداری مؤثر از گرمای زائد، به‌کارگیری چرخه‌های پیشرفته مانند ORC و کالینا رواج یافته است. اوده و همکاران [۹] با ترکیب موتور استرلینگ و ORC، افزایش قابل توجهی در بازده، صرفه‌جویی انرژی و کاهش آلاینده‌ها حاصل کردند. سونگ و همکاران [۱۰] نیز افزایش تولید برق و بازده انرژی را در چرخه ORC دومرحله‌ای گزارش دادند، هرچند انتخاب سیال کاری در این سیستم‌ها اهمیت بالایی دارد. در خصوص چرخه کالینا، پریخانی و همکاران [۱۱] بازده انرژی ۴۹/۸۳ و انرژی ۲۷/۶۸ درصد را به دست آوردند. ترکیب سیستم کالینا با واحد جذب LiBr-H₂O توسط لیو و همکاران [۱۲] باعث افزایش ۴۵ درصد در توان تولیدی شد. وانگ و همکاران [۱۳] نیز با تلفیق چرخه کالینا و چیلر جذبی آمونیاک-آب به بازده حرارتی تقریباً ۱۰۰ درصد و بازگشت سرمایه ۲/۳۱ سال دست یافتند. در مجموع، این تحقیقات بر نقش کلیدی طراحی دقیق، انتخاب فناوری مناسب، و استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در بهبود پایداری و کارایی سیستم‌های CCHP تأکید دارند.

نرم‌افزار Aspen Plus یکی از مؤثرترین نرم‌افزارهای موجود برای فرایندهای ترمودینامیکی زیست‌توده است. تعداد زیاد پژوهش‌های انجام شده با این نرم‌افزار این موضوع را تأیید می‌کند. به‌عنوان نمونه، مطالعه بسیار جالبی توسط سیمونا و همکاران [۱۴] انجام شده است که در آن یک سیستم CCHP مبتنی بر زیست‌توده برای یک ساختمان تاریخی در پروجا، ایتالیا شبیه‌سازی شده است. مدل ساخته شده در Aspen شامل یک توربین گازی، چرخه رانکین ارگانیک، چیلر جذبی و مخزن ذخیره بود که به‌صورت خودکار نیازهای گرمایشی، سرمایشی و آب گرم ساختمان را تأمین می‌کرد. نکته برجسته این مطالعه علاوه بر نوآوری، جنبه‌های مالی آن بود؛ فرض بر این بود که سوخت زیست‌توده رایگان است و سرمایه‌گذاری پس از ۲/۹۳ سال به سوددهی می‌رسد و می‌توان آن را تا ۷/۱۵ سال بدون ضرر حفظ کرد. همچنین این سیستم سالانه بیش از ۶۳۲ تن کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن را به همراه داشت که بسیار چشمگیر است. ژو و همکاران [۱۵] یک سیستم چندمنظوره جدید بر پایه احتراق زیست‌توده برای تولید هم‌زمان برق، گرمایش و سرمایش پیشنهاد کردند. طبق شبیه‌سازی آن‌ها که با استفاده از نرم‌افزار Aspen HYSYS انجام شد، این سیستم قادر بود تقریباً ۱۰۴۰۳ کیلووات برق، ۴۹۲۷/۴ کیلووات سرمایش و ۱۷۴۳ کیلووات گرمایش تولید کند. این سیستم بازده انرژی عالی ۶۷/۱ درصد و بازده انرژی ۳۷/۱۵ درصد داشت. هزینه عملیاتی تقریباً ۵۶۸ دلار به‌ازای هر ساعت کار بود، درحالی‌که هزینه واحد تولید برابر با ۱۴/۸۹ دلار به‌ازای هر گیگاژول گزارش شد. وانگ و همکاران [۱۶] نیز سیستم چندمنظوره زیست‌توده‌ای مشابهی پیشنهاد دادند که نتایج شبیه‌سازی Aspen HYSYS آن‌ها نیز بسیار چشمگیر بود. این سیستم توانست ۱۹۴۴۰ کیلووات برق، ۴۲۶۱ کیلووات گرما و ۲۴۷۸ کیلووات سرما تولید کند. بازده انرژی و بازده انرژی به ترتیب ۵۳/۹۳ درصد و ۳۸/۷۸ درصد بوده و هزینه واحد تولید ۱۵/۵۷ دلار به‌ازای هر گیگاژول گزارش شد.

در شکل (۱) نمودار کلی و جریان محصولات برای فرایند تولید سه‌گانه پیشنهادی نشان داده شده است. این سیستم جدید که براساس سوخت بیومس خاکاره کاج است دارای شبکه ادغام حرارتی موثر و قدرتمند بوده و این یکی از مزایای این سیستم است. طبق شکل (۱) سیستم پس از احتراق بیومس، گازهای احتراق را به عنوان منبع حرارتی به سابسیت‌های ارگانیک رانکین سه‌گانه و کالینا و چیلر-جذبی ارسال کرده است. همان‌طور که شکل نشان داده است، سیستم سه محصول توان، آب گرم و آب سرد را همزمان تولید کرده است و بدلیل استفاده از بیومس، در مصرف سوخت فسیلی صرفه‌جویی کرده است. سیستم تولید توان الکتریکی شامل سه سیکل ارگانیک رانکین با سیالات عامل اکتان (ORC₁)، هپتان (ORC₂) و سیال R141-b (ORC₃) و یک سیکل کالینا بهبود یافته است. سه سیال عامل در سیکل ارگانیک رانکین این امکان را فراهم کرده است که حرارت اتلافی از سیکل اول برای سیکل دوم و از طریق بازیابی حرارت بهبود یافته در سیکل دوم، سیکل سوم تامین گرمایی شود و به این ترتیب بیشینه بازیابی حرارتی و انتگرالسیون انرژی صورت گرفته است. در بخش کالینا علاوه بر تولید توان الکتریکی که محصول متداول آن است، از طریق ادغام حرارتی نیز محصول آب گرم تولید شده است. همین کار در سیکل چیلر جذبی انجام شده است و از طریق بازیابی حرارت بهبود یافته محصول آب گرم به دست آمده که به این ترتیب باعث افزایش کارآمدی شده است. در طراحی ساختار سه‌مرحله‌ای چرخه رانکین آلی، سه سیال عامل متفاوت شامل اکتان (ORC₁)، هپتان (ORC₂) و R-141b (ORC₃) به کار گرفته شده‌اند. این انتخاب بر مبنای تفاوت در سطوح دمایی منبع حرارت، خواص ترمودینامیکی مطلوب، پایداری حرارتی، و ایمنی عملکردی صورت گرفته است. اکتان و هپتان به دلیل دارا بودن دمای جوش بالا و ضریب تبخیر مناسب، گزینه‌های مناسبی برای بازیابی حرارت با کیفیت بالا تا متوسط هستند و به دلیل فشار کاری نسبتاً پایین، از نظر ایمنی نیز کاربردپذیر می‌باشند. در مقابل، سیال R-141b با دمای جوش پایین‌تر، برای بازیابی حرارت کم‌درجه در مرحله سوم مناسب بوده و موجب افزایش بهره‌وری حرارتی کل سامانه شده است. با وجود نگرانی‌های زیست‌محیطی پیرامون پتانسیل گرمایش جهانی نسبتاً بالای R-141b، لازم به ذکر است که این سیال در یک چرخه بسته به کار گرفته شده و تماس مستقیمی با محیط ندارد. به علاوه، استفاده از آن در این مطالعه با هدف ارزیابی کارایی ترمودینامیکی بوده و در صورت تجاری‌سازی، می‌توان از جایگزین‌های زیست‌سازگارتر مانند HFOها بهره گرفت. همچنین، R-141b دارای خواص ایمنی مطلوبی از جمله غیرقابل اشتعال بودن و ثبات شیمیایی در شرایط کاری سیستم است. این ویژگی‌ها در کنار نقش مؤثر آن در افزایش نرخ بازیابی حرارت، انتخاب این سیال را برای مرحله پایینی چرخه ORC توجیه‌پذیر می‌سازد.

مزایای استفاده از این سیستم جدید عبارت‌اند از:

۱- کارآمدی بالا نسبت به نیروگاه تولید توان (سیستم تک محصولی)

۲- صرفه‌جویی در مصرف سوخت فسیلی

۳- تولید همزمان برق، آب گرم و آب سرد برای مصارف شهری و صنعتی

۴- تولید انرژی قابل دسترس

۵- سوخت در دسترس

۶- قابل حمل بودن سابسیت‌های تولید انرژی

¹Trigeneration

²Pine Sawdust

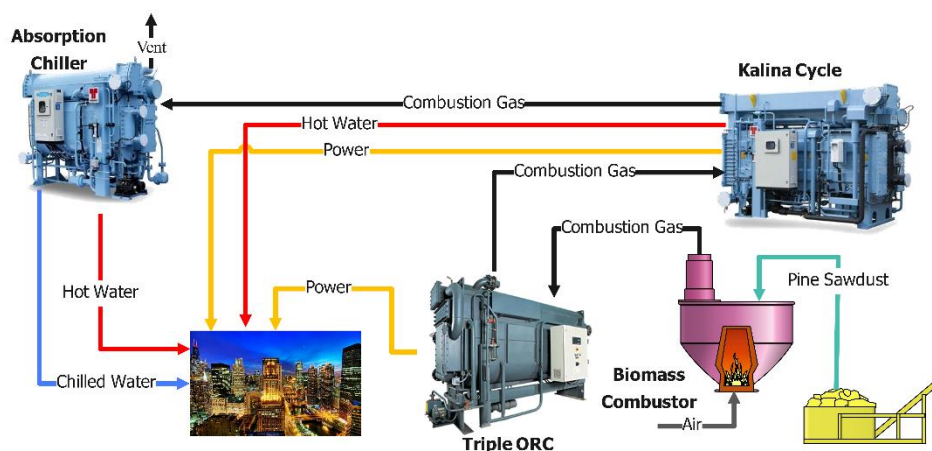


Figure 1- Schematic diagram of a trigeneration system (combined production of electricity, heating, and cooling) utilizing biomass fuel.
 شکل ۱- طرح کلی سامانه تولید هم‌زمان برق، گرما و سرما با استفاده از سوخت زیست‌توده

یکی از ویژگی‌های ساختار جدید این است که محصول توان الکتریکی در آن دارای جایگاه بالایی بوده و این امر کاربری آن را وسیع می‌کند و برای این منظور از بازدهی بسیار مطلوبی برخوردار است. استفاده از بیومس باعث شده است که این سیستم جدید در هر مکانی قابل استفاده باشد و از طرفی از زیرسیستم‌های عینی و متداول برای تولیدات خودش استفاده کرده است و وجه تمایز اصلی آن با ساختارهای مشابه این است که ادغام حرارتی در آن به شدت قوی بوده است. در بخش ارگانیک رانکین سه‌گانه ترتیب قرارگیری سیکل‌ها بر اساس دمای بحرانی سیالات عامل بوده است و برای این که سیستم از کارایی آگزرژی بالایی برخوردار شود، سابسیستم‌های تولید برق در بالادست استفاده از گرمای گازهای خروجی حاصل از احتراق قرار گرفته‌اند و در آخر سابسیستم چیلر - جذبی قرار دارد؛ زیرا این بخش نیاز به حرارت بالایی برای تولید سرمایش ندارد در نتیجه پس از سابسیستم کالینا قرار گرفته است؛ ولی از طریق بازیابی حرارت بهبود یافته سعی شده تا کارایی آن افزایش یابد.

در این تحقیق، باهدف افزایش بهره‌وری انرژی و بازیافت حداکثری حرارت در سیستم‌های CCHP مبتنی بر زیست‌توده، یک ساختار نوین شامل ادغام سه‌مرحله‌ای چرخه رانکین آلی با سیالات عامل مختلف، چرخه کالینای بهبودیافته و چیلر جذبی طراحی و شبیه‌سازی شده است. نوآوری اصلی پژوهش حاضر در طراحی ترکیبی زیرسیستم‌های ORC بر اساس دمای بحرانی سیالات، استفاده بهینه از گرمای ائتلافی بین مراحل، و شبکه ادغام حرارتی بسیار مؤثر است که منجر به تولید هم‌زمان توان، گرما و سرما با بازده بالا شده است. همچنین تعریف و به‌کارگیری شاخص ترکیبی HIPF برای ارزیابی هم‌زمان عملکرد حرارتی و اقتصادی سیستم، از دیگر نوآوری‌های این پژوهش به شمار می‌رود که در مطالعات پیشین کمتر به آن پرداخته شده است. ساختار پیشنهادی با بهره‌گیری از سوخت زیست‌توده در دسترس (خاکاره کاج)، امکان بهره‌برداری در مقیاس صنعتی و شرایط عملیاتی متنوع را داراست.

توصیف سیستم

احتراق زیست‌توده

بر اساس شکل (۲) بیومس خاکاره کاج (جریان ۱) با دبی ۱ کیلوگرم بر ثانیه به همراه هوا وارد BCM-100 شده است. در BCM-100 بیومس محترق شده است و انرژی زیادی از طریق گازهای حاصل از احتراق (جریان ۳) تولید شده است. براساس رابطه (۱) [۱۷]

محصولات احتراق کامل شامل آب و دی‌اکسید کربن بوده و ازت هم بدون انجام واکنش خارج شده است:



بیومس مورد استفاده دارای مشخصات زیر است [۱۸،۱۹]:

۱- ارزش حرارتی برابر با ۲۳۷۱۶/۵۴ کیلوژول بر کیلوگرم

۲- محتوای آن شامل ۵۲/۲۸ درصد کربن، ۵/۲ درصد هیدروژن، ۴۰/۸۵ درصد اکسیژن و ۰/۴۷ درصد نیتروژن (درصدها وزنی) است
 گاز احتراق با عبور از مبدل‌های حرارتی E-100، E-104 و E-105 به ترتیب برای تأمین گرمایش سابسایستم‌های ۱-ORC، سیکل کالینا و چیلر جذبی به کار رفته است.

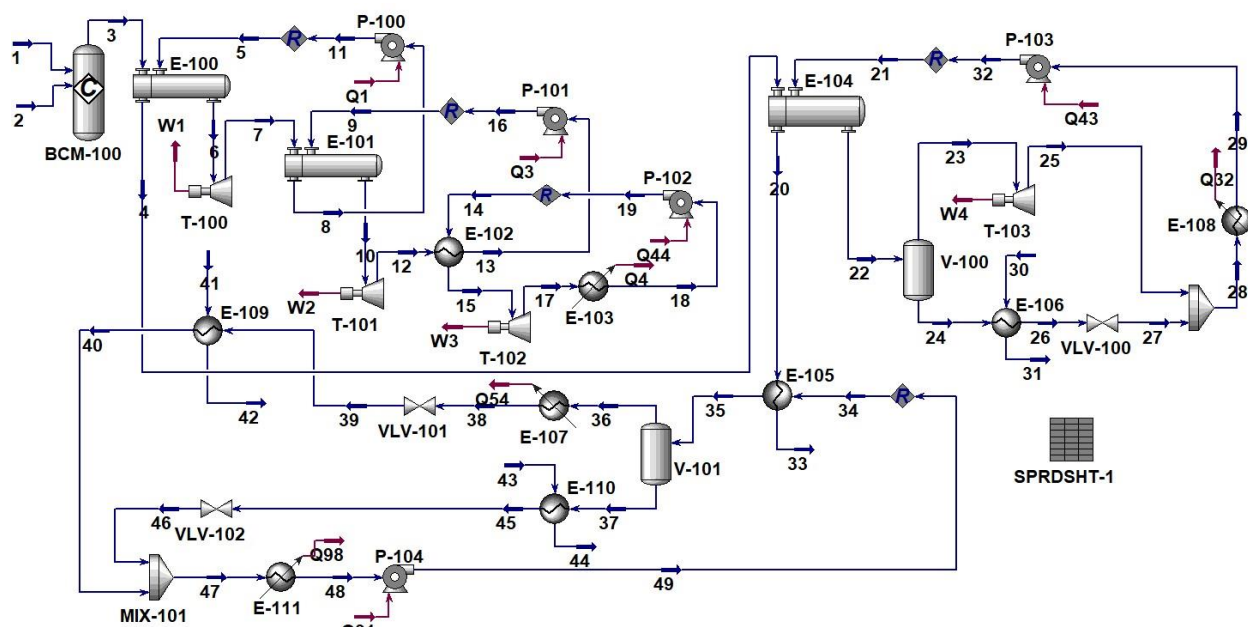


Figure 2- Process flow diagram of the proposed trigeneration system.

شکل ۲- نمودار جریان فرایند برای سامانه تولید هم‌زمان سه‌گانه پیشنهادی

چرخه رانکین آلی شماره ۱

سیال عامل این سیکل اکتان بوده است که در مبدل حرارتی E-100 به وسیله جریان گاز احتراق (جریان ۳) تبخیر شده است (جریان ۶). در توربین T-100 اکتان در دما و فشار زیاد منبسط شده است. جریان خروجی از توربین بدلیل داشتن دمای بالا در مبدل حرارتی E-101 برای گرمایش سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۱ استفاده شده است و در عین حال اکتان در خروجی این مبدل حرارتی (جریان ۸) کاملاً کندانس شده است و از طریق P-100 دوباره در فشار بالاتر به سمت تبخیر کننده E-100 ارسال شده است.

چرخه رانکین آلی ۲

گرمای بی‌هوده سیکل رانکین آلی ۱ در مبدل حرارتی E-101 بازیابی شده و برای تبخیر سیال عامل هپتان بکار رفته است. هپتان در دما و فشار بالا (جریان ۱۰) از طریق توربین T-101 منبسط شده است. خروجی توربین مذکور دارای دمای مناسبی برای انتگراسیون

انرژی بوده لذا از این گرمای بیهوده در مبدل حرارتی E-102 برای تامین گرمایی سیکل رانکین آلی ۳ بکار رفته و در عین حال جریان هپتان (جریان ۱۳) مایع می شود و با عبور از پمپ P-101 در فشار بالاتری به تبخیر کننده E-101 هدایت شده است.

چرخه رانکین آلی ۳

باتوجه به شکل (۲) در این سیکل سیال عامل از دو سیکل دیگر دارای دمای بحرانی کمتری بوده است (R141b). از طریق مبدل حرارتی E-102 سیال عامل در فشار بالایی تبخیر شده است (جریان ۱۵). توربین T-102 بخار سیال را منبسط کرده است. خروجی از توربین (جریان ۱۷) با عبور از مبدل حرارتی E-103 مایع شده است. جریان سیال عامل از طریق پمپ P-102 در فشار بالاتری به سمت E-102 هدایت شده است.

چرخه کالینا

بر اساس شکل (۲) گازهای احتراق (جریان ۴) با عبور از مبدل گرمایی E-104 سیال عامل آب-آمونیاک را در مبدل گرمایی مذکور به صورت دوفازی تبخیر کرده است. جریان خروجی از این مبدل حرارتی از طریق جداکننده V-100 تفکیک شده است. فاز بخار (جریان ۲۳) بوسیله توربین T-103 منبسط می شود تا توان الکتریکی تولید شود. مایع گرفته شده از جداکننده (جریان ۲۴) در مبدل حرارتی E-106 برای تولید آب گرم بکار رفته است (جریان ۳۱) و سیال عامل با خروجی توربین مخلوط شده است. بوسیله مبدل حرارتی E-108 سیال عامل (جریان ۲۸) کاملاً کندانس می شود و شرایط برای پمپاژ سیال در P-103 فراهم شده است.

چیلر جذبی

طبق شکل (۲) گاز احتراق (جریان ۲۰) از طریق مبدل حرارتی E-105 مخلوط آب-آمونیاک را تبخیر کرده است (جریان ۳۵). از طریق جداکننده V-101 بخار و مایع جداسازی شده و فاز بخار (جریان ۳۶) به وسیله مبدل حرارتی E-107 چگالش یافته است. پس از چگالش جریان از طریق شیر انبساط VLV-101 فلش شده و دمای آن به حدی کاهش یافته است که می تواند به عنوان مبرد در تبخیر کننده E-109 برای تولید آب سرد (جریان ۴۲) استفاده شود. مبرد در خروجی تبخیر کننده به دمای بالاتری رسیده است. مایع گرفته شده از V-101 (جریان ۳۷) در مبدل حرارتی E-110 برای تولید آب گرم بکار رفته است و پس از آن منبسط شده است (جریان ۴۶). مجدداً جریان های مبرد و سیال عامل مخلوط شده و در جاذب (مبدل E-111) کاملاً کندانس شده است تا شرایط لازم برای پمپاژ بوسیله P-104 فراهم شود. از طریق پمپ مذکور سیال عامل در سیکل چیلر جذبی به گردش درآمده است.

مدل سازی سامانه

نرم افزار Aspen HYSYS یک ابزار قدرتمند برای توسعه و ارزیابی ترمودینامیکی سیستم های انرژی است. در این مطالعه نیز از Aspen HYSYS جهت مدل سازی فرایند تولید هم زمان سه گانه پیشنهادی استفاده شده است. به منظور تعریف بیومس از قسمت مربوط به تعریف مواد جامد در نرم افزار استفاده شده است. در این قسمت می توان کلیه خواص مربوط به بیومس جامد را از قبیل قطر، وزن مولکولی و چگالی را وارد نمود. سپس با استفاده از تعریف واکنش تبدیلی در یک رآکتور تبدیلی با میزان تبدیل ۱۰۰ درصد، اقدام به شبیه سازی BCM-100 شد.

از طرفی از بسته خواص Peng Robinson برای محاسبات ترمودینامیکی استفاده شده است. به این دلیل که این معادله حالت برای شبیه‌سازی سیستم‌های نیروگاهی و پالایشگاهی و تعادل چند فازی دارای دقت بالایی است [۲۰]. این معادله به صورت رابطه (۲) است [۲۰، ۲۱]:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b) + b(v-b)} \quad (۲)$$

جایی که P ، T ، R و v و a و b به ترتیب فشار، دما، ثابت گازها، حجم و ثوابت معادله هستند. علاوه بر این a و b به وسیله روابط (۳ و ۴) تعریف شده است [۲۰، ۲۱]:

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j [a_i a_j]^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad (۳)$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (۴)$$

نتایج مربوط به شرایط عملیاتی (دما، فشار و دبی) برای جریان‌های فرایند نیز در جدول (۱) لیست شده‌اند. همچنین به منظور بازتولید ساختار پیشنهادی، در جدول‌های ۳ و ۲ موازنه جرم برای سیکل‌های کالینا و چیلر جدبی داده شده است. فرضیات شبیه‌سازی نیز بشرح ذیل هستند:

- دما و فشار محیطی به ترتیب ۲۵ درجه سانتیگراد و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال [۲۲]
- بازده پمپ ۸۰ درصد [۲۳]
- همه جریان‌های سیستم در شرایط پایدار هستند [۲۴]
- افت فشار و تلفات حرارتی در همه تجهیزات بسیار ناچیز است [۲۴]
- انبساط در شیرهای کاهنده به صورت آنتالپی ثابت است [۲۴]
- بازده توربین‌ها ۸۵ درصد است [۲۵]
- سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۱ اکتان است [۱۷]
- در سیکل رانکین آلی ۱ فشار تبخیر کننده و چگالنده به ترتیب ۲۰۰۰ کیلوپاسکال و ۲۸/۰۹ کیلوپاسکال [۱۷]
- دمای تبخیر کننده سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۱ برابر با ۴۰۰ درجه سانتیگراد [۱۷]
- سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۲ هپتان است [۲۶]
- در سیکل رانکین آلی ۲ فشار تبخیر کننده و چگالنده به ترتیب ۱۰۰۰ کیلوپاسکال و ۷/۸۵ کیلوپاسکال [۲۶]
- دمای تبخیر کننده سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۲ برابر با ۲۰۰ درجه سانتیگراد [۲۶]
- سیال عامل در سیکل رانکین آلی ۳، R۱۴۱b است [۲۷]
- در سیکل رانکین آلی ۳ فشار تبخیر کننده و چگالنده به ترتیب ۷۰۰ کیلوپاسکال و ۸۵ کیلوپاسکال [۲۷]
- در سیکل کالینا فشار بیشینه و کمینه سیال عامل به ترتیب ۳۰۰۰ کیلوپاسکال و ۲۰۰ کیلوپاسکال است
- در سیکل کالینا سیال عامل آب - آمونیاک انتخاب شده [۲۸]
- دمای آب گرم ۶۰ درجه سانتیگراد [۱۷]
- دمای محصول آب سرد ۱۰ درجه سانتیگراد [۲۹]
- در سیکل چیلر جذبی سیال عامل آب - آمونیاک انتخاب شده است [۲۹]
- در سیکل چیلر جذبی فشار بیشینه و کمینه سیال عامل به ترتیب ۲۰۰۰ کیلوپاسکال و ۴۰۰ کیلوپاسکال

- دمای تبخیرکننده و چگالنده سیکل چیلر جذبی ۹۸ درجه سانتی‌گراد و ۳۰ درجه سانتی‌گراد است
- دمای تبخیرکننده و چگالنده سیکل کالینا ۱۸۰ درجه سانتی‌گراد و ۲۱ درجه سانتی‌گراد است
- غلظت آمونیاک در سیال ورودی به تبخیرکننده در سیکل چیلر جذبی برابر با ۵۰ درصد وزنی. این غلظت برای اینکه در جاذب دمای چگالش سیال منطقی باشد و نیاز به استفاده از آب سرد با دمای کمتر از دمای محیط نباشد، تعیین شده است
- در سیکل کالینا در فشار ۳۰۰۰ کیلوپاسکال تبخیر سیال عامل به صورت دوفازی بوده است و همین حالت در سیکل چیلر جذبی نیز اعمال شده است [۲۹،۲۸]
- انبساط سیال عامل به وسیله ولو ژول تامسون در سیکل چیلر جذبی در فشاری صورت گرفته است که دمای مبرد به کمتر از دمای محصول آب سرد باشد تا به این ترتیب حداکثر استفاده از ظرفیت تبرید مبرد شده باشد و این روند قبلاً نیز پذیرفته شده است [۲۹،۲۸]

جدول ۱- شرایط عملیاتی حاکم بر جریان‌های فرایند پیشنهادی

Table 1- Operating Conditions of the Streams in the Proposed Process

Stream	T (°C)	P(kPa)	Flow ($\frac{kmole}{h}$)	stream	T (°C)	P(kPa)	Flow ($\frac{kmole}{h}$)
1	25	101.3	292	2	25	101.3	1922
3	1808	101.3	2178	4	300	101.3	2178
5	85.92	2000	967.8	6	400	2000	967.8
7	335.7	28.09	967.8	8	85	28.09	967.8
9	30.62	980.41	1537	10	200.2	1000	1537
11	85.92	2000	967.8	12	125.2	7.85	1537
13	30.19	7.85	1537	14	27.78	700	2594
15	101.1	700	2594	16	30.62	1000.42	1537
17	46.45	85	2594	18	27.41	85	2594
19	27.78	700	2594	20	110	101.3	2178
21	21.42	3000	586.4	22	180	3000	586.4
23	180	3000	242.8	24	180	3000	343.6
25	81.94	200	242.8	26	35	3000	343.6
31	60	101.3	1544	27	35.65	200	343.6
28	69.04	200	586.4	29	21.02	200	586.4
30	25	101.3	1544	32	21.42	3000	586.4
33	35	101.3	2178	34	28.89	2000	2545
35	98	2000	2545	36	98	2000	231.6
37	98	2000	2313	38	30	2000	231.6
39	-0.9847	400	231.6	40	13	400	231.6
41	25	101.3	3914	42	10	101.3	3914
43	25	101.3	4118	44	60	101.3	4118
45	40	2000	2313	46	35.48	400	2313
47	35.02	400	2545	48	28.63	400	2545
49	28.89	2000	2545				

جدول ۲- موازنه جرم برای سیکل کالینا

Table 2- Mass Balance for the Kalina Cycle

Stream	22	23	24	25	28
	Mass fraction				
Water	0.6	0.31	0.8	0.31	0.8
Ammonia	0.4	0.69	0.2	0.69	0.2

جدول ۳- موازنه جرم برای سیکل چیلر جذبی

Table 3- Mass Balance for the Absorption Chiller Cycle

Stream	34	36	37	48	39
	Mass fraction				
Water	0.5	0.026	0.55	0.5	0.026
Ammonia	0.5	0.974	0.45	0.5	0.974

اعتبارسنجی

در این مطالعه جهت اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی از روش مقایسه نتایج استفاده شده است. در جدول (۴) برای سه سیکل ارگانیک رانکین مقایسه نتایج Aspen HYSYS با مقالات رفرنس [۱۷،۲۶،۲۷] انجام گرفته و میزان خطا گزارش شده است. با توجه به جدول (۴) کل انحراف مدل‌سازی برابر با ۲/۲۲ درصد است. در خصوص دو سیکل کالینا و چیلر جذبی یکسری از دلایل و توجیحات منطقی در بخش فرضیات شبیه‌سازی ذکر شده است و نتایج موازنه جرم برای هر سیکل به صورت جداگانه ارائه شده است. هر دو سیکل براساس یک الگو و ساختار فرایندی پذیرفته شده با Aspen HYSYS مدل‌سازی شده‌اند [۲۹] و اعداد و نتایج حاصل شده همگی منطقی هستند. منظور از ساختار پذیرفته شده این است که تجهیزات و شرایط عملیاتی منطقی هستند و مدل‌سازی از مقالات رفرنس الگوبرداری شده است ولی به دلیل تفاوت در شرایط عملیاتی منبع حرارتی و اهداف از پیش تعیین شده در این مطالعه، از مقالات رفرنس عیناً شرایط عملیاتی استخراج نشد و برای رسیدن به حداکثر تولید و بازده انرژی سعی شد تا شرایط عملیاتی در تخییر کننده و چگالنده سیکل‌های کالینا و چیلر جذبی به گونه‌ای منطقی و صحیح باشند و همان‌طور که ارقام در جدول (۱) هم گزارش شده است، نتایج کاملاً منطقی و مطابق با کارهای دیگر محققین است.

جدول ۴- مقایسه نتایج شبیه‌سازی سیکل‌های ارگانیک رانکین

Table 4- Comparison of Simulation Results for Organic Rankine Cycles

Ahmadi et al. [17]			This study		
Stream	T (°C)	P (kPa)	Stream	T (°C)	P (kPa)
1	85	28.09	8	85	28.09
2	85	2000	11	85.92	2000
3	400	2000	6	400	2000
4	335.7	28.09	7	335.7	28.09
Error = 1.07%					
Liao et al. [26]			This study		
Stream	T (°C)	P (kPa)	Stream	T (°C)	P (kPa)
1	200	980.41	9	200.1	980.41
2	126.66	7.847	12	125.2	7.847
3	30.19	7.847	13	30.19	7.847
4	30.6	1000.42	16	30.62	1000.42
Error = 1.15 %					
Tian et al. [27]			This study		
Stream	T (°C)	P (kPa)	Stream	T (°C)	P (kPa)
Work Fluid 1	27.78	700	14	27.78	700
Work Fluid 2	101.1	700	15	101.1	700
Work Fluid 3	46.49	85	17	46.45	85
Work Fluid 4	27.41	85	18	27.41	85
Error \cong 0					

ارزیابی فرایند

تحلیل کارایی انرژی

رابطه اساسی بازده انرژی (بازده قانون اول ترمودینامیک) به صورت زیر است [۳۰،۳۱]:

$$\phi_{en} = 100 \left(\frac{\sum_{i=1}^m \text{useful energy}}{\sum_{i=1}^m \text{energy inlet}} \right) \quad (5)$$

باتوجه به رابطه (۵) در جدول (۵) معادلات مربوط به انرژی مفید و انرژی ورودی و بازده انرژی برای سابسستم‌های ادغام حرارتی ارائه شده است:

جدول ۵- مولفه‌های کارایی انرژی برای سابسستم‌ها و روابط بازده انرژی هر بخش

Table 5- Energy Efficiency Components for Subsystems and Corresponding Energy Efficiency Equations

Subsystem	Useful energy	Energy inlet	ϕ_{en}
ORC 1	$\dot{W}_{T100} - \dot{W}_{P100}$	$\dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\frac{\dot{W}_{T100} - \dot{W}_{P100}}{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}$
ORC 2	$\dot{W}_{T101} - \dot{W}_{P101}$	$\dot{m}_8(h_7 - h_8)$	$\frac{\dot{W}_{T101} - \dot{W}_{P101}}{\dot{m}_8(h_7 - h_8)}$
ORC 3	$\dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P102}$	$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$	$\frac{\dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P102}}{\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})}$
Kalina Cycle	$\dot{W}_{T103} - \dot{W}_{P103} + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{30})$	$\dot{m}_{20}(h_4 - h_{20})$	$\frac{\dot{W}_{T103} - \dot{W}_{P103} + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{30})}{\dot{m}_{20}(h_4 - h_{20})}$
Absorption Chiller	$\dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43})$	$\dot{m}_{20}(h_{20} - h_{33}) + \dot{W}_{P104}$	$\frac{\dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43})}{\dot{m}_{20}(h_{20} - h_{33}) + \dot{W}_{P104}}$

جایی که در جدول (۵) نرخ کار محوری، \dot{m} دبی جرمی سیال، h آنتالپی هستند. البته لازم به ذکر است که سه سیکل رانکین آلی زمانی که در قالب یک سیکل واحد برای تولید برق در نظر گرفته می‌شوند، بازده انرژی (الکتریکی) به صورت رابطه (۶) خواهد بود:

$$\phi_{TORC} = 100 \times \frac{\dot{W}_{T100} + \dot{W}_{T101} + \dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P100} - \dot{W}_{P101} - \dot{W}_{P102}}{\dot{m}_3(h_3 - h_4)} \quad (6)$$

جایی که ϕ_{TORC} بازده الکتریکی یا بازده انرژی سیکل سه‌گانه رانکین آلی بوده است. همچنین باید اشاره نمود که کل میزان برق تولیدی، کل گرمای تولیدی و کل سرمایه‌گذاری از طریق ساختار تولید سه‌گانه براساس روابط (۷) الی (۹) محاسبه شده است:

$$\dot{W}_{net}^{trigen} = \sum_{i=1}^m \dot{W}_{turbine} - \sum_{i=1}^m \dot{W}_{pump} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_H^{trigen} = \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{30}) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_C^{trigen} = \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) \quad (9)$$

از طرفی کل انرژی ورودی به فرایند پیشنهادی از طریق خاکاره کاج بوده (PSW) که مقدار آن از طریق رابطه (۱۰) تعریف می‌شود:

$$\dot{Q}_{PSW} = \dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW} \quad (10)$$

براساس تعریف مقادیر انرژی خروجی مفید و کل انرژی ورودی به فرایند پیشنهادی (شکل ۲)، در روابط (۱۱) الی (۱۴) بترتیب بازده انرژی ساختار جدید در حالت‌های تولید یگانه، تولید هم‌زمان توان و گرما، تولید هم‌زمان توان و سرما و تولید سه‌گانه تعریف شده است:

$$\phi_{SG} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^m \dot{W}_{turbine} - \sum_{i=1}^m \dot{W}_{pump}}{\dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW}} \quad (11)$$

$$\phi_{HP} = 100 \times \frac{\dot{W}_{net}^{trigen} + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{30})}{\dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW}} \quad (12)$$

$$\phi_{CP} = 100 \times \frac{W_{net}^{trigen} + \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42})}{\dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW}} \quad (13)$$

$$\phi_{trigen} = 100 \times \frac{W_{net}^{trigen} + \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_{31}(h_{31} - h_{30})}{\dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW}} \quad (14)$$

در فرایند پیشنهادی انرژی بازیابی حرارتی از طریق ادغام گرمایی (\dot{Q}_{HI}) سیکل رانکین آلی ۱ از گازهای احتراق و همچنین کل گرمایش بوده است که مقدار آن برابر با نرخ انتقال گرما در مبدل حرارتی E-101 و E-110 و E-106 است (رابطه ۱۵):

$$\dot{Q}_{HI} = \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43}) + \dot{m}_8(h_7 - h_8) \quad (15)$$

بنابراین، در فرایند جدید نسبت پارامتر \dot{Q}_{HI} به کل انرژی منتقل شده از گاز دودکش در کل فرایند، پارامتری موسوم به ضریب عملکرد یکپارچه‌سازی حرارتی (HIPF) را ارائه می‌کند که نشان می‌دهد بازیابی حرارتی تا چه میزان در بهره‌وری انرژی خروجی از BCM-100 موثر بوده است:

$$HIPF = \frac{\dot{Q}_{HI}}{\dot{m}_3(h_3 - h_{33})} \quad (16)$$

همان‌طور که اشاره شد یکی از مزایای سیستم جدید پیشنهاد شده، صرفه‌جویی در مصرف سوخت است که به‌صورت پارامتر صرفه‌جویی در انرژی اولیه^۲ (PES) تعریف شده است و نشان می‌دهد که در صورت استفاده از فرایند جدید با سوخت بیومس تا چند درصد نسبت به یک سیستم متداول محصول مستقل‌گرد مصرف سوخت ذخیره‌سازی شده است (رابطه ۱۷) [۳۲]:

$$PES = 100 \times \left[1 - \frac{\dot{m}_{PSW} \times LHV_{PSW}}{\frac{W_{net}^{SP}}{\eta_{el}^{SP}} + \frac{\dot{Q}_{Heat}}{\eta_{th}^{SP}} + \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\eta_{el}^{SP} \times COP_{SP}}} \right] \quad (17)$$

در رابطه (۱۷) η_{th}^{SP} و η_{el}^{SP} بترتیب نشان دهنده کارایی الکتریکی و گرمایی برای فرایند متداول محصول مستقل هستند [۳۳].

علاوه بر این COP_{SP} ضریب عملکرد سیستم تبرید برای یک فرایند محصول مستقل برابر با ۳ است [۳۳].

در جدول (۶) و شکل (۳) به‌ترتیب نتایج کلی ارزیابی انرژی و نمودار جریان انرژی برای ساب‌سیستم‌ها نشان داده شده است. با توجه به جدول (۶) نرخ تولید توان گرمایی ۴۰۰۷ کیلووات، توان سرمایشی ۱۱۹۰ کیلووات و نرخ تولید توان الکتریکی ۱۴۳۳۶ کیلووات است لذا در کارایی انرژی کلی این ساختار بیشترین تاثیر را توان الکتریکی دارد. علاوه بر این محاسبات مشخص نمود که ساختار پیشنهادی در قیاس با یک سیستم متداول محصول مستقل قادر به صرفه‌جویی یا ذخیره‌سازی انرژی به میزان ۵۶/۰۸ درصد شده است که یکی از ویژگی‌های عالی این فرایند تولید سه‌گانه است. علاوه بر این بررسی نتایج در جدول (۶) نشان می‌دهد که ضریب عملکرد انتگرالیون حرارتی یا همان HIPF برای این فرایند معادل با ۰/۷۸ است که نشان از قدرت بالای انتگرالیون انرژی در این فرایند انرژی جدید است. افزایش HIPF نشان می‌دهد در شرایطی که میزان انرژی ورودی از طریق بیومس ثابت است، سیستم از طریق ادغام حرارتی توانسته انرژی بیشتری را تولید و عرضه نماید. طبق شکل (۳) کل انرژی ورودی به ساب‌سیستم چرخه رانکین آلی از طریق گازهای حاصل از احتراق معادل با ۳۳۹۶۰ کیلووات بوده که از این طریق ۴۷۷۸ کیلووات توان خالص تولید شده لذا بازده انرژی این بخش ۱۴/۰۷ درصد شده است (شکل ۴). این بازده نسبتاً پایین به دلیل افت‌های حرارتی و غیرقابل اجتناب در فرایند تبدیل انرژی از گازهای داغ احتراق به توان مکانیکی است. همچنین، بخشی از انرژی به عنوان گرمای تلف‌شده در مبدل‌های حرارتی و اتلافات گرمایی سیستم از بین می‌رود که طبیعی است در این نوع چرخه‌های اولیه مشاهده شود. همچنین از طریق ادغام حرارتی،

^۱Heat Integration Performance Factor

^۲Primary Energy Saving

^۳Separate Product

۲۹۱۸۰ کیلووات انرژی به سیکل رانکین آلی ۲ داده شده و ۱۹/۸۸ درصد از این انرژی حرارتی به توان خالص برابر با ۵۸۰۱ کیلووات شده که از چرخه رانکین آلی ۱ بیشتر شده است. این افزایش بازده نسبت به سیکل اول به دلیل بهبود شرایط کاری، انتخاب سیال عامل مناسبتر و استفاده بهینه‌تر از انرژی حرارتی بازیابی شده است که موجب کاهش اتلافات و افزایش راندمان تبدیل انرژی می‌شود. به عبارتی، ادغام حرارتی موثر باعث استفاده بهتر از منابع گرمایی شده و کارایی کل سیستم را بهبود می‌بخشد.

جدول ۶- نتایج کلی برای ارزیابی و عملکرد انرژی ساختار جدید

Table 6- Overall Results for Energy Evaluation and Performance of the Proposed Trigeneration Structure

Parameters	Value
Biomass energy inlet (kW)	23716.54
Heating power load (kW)	4007
Cooling power load (kW)	1190
Electric power load (kW)	14336
Trigeneration energy efficiency (%)	82.36
Primary energy saving (%)	56.08
Heat integration performance factor	0.78

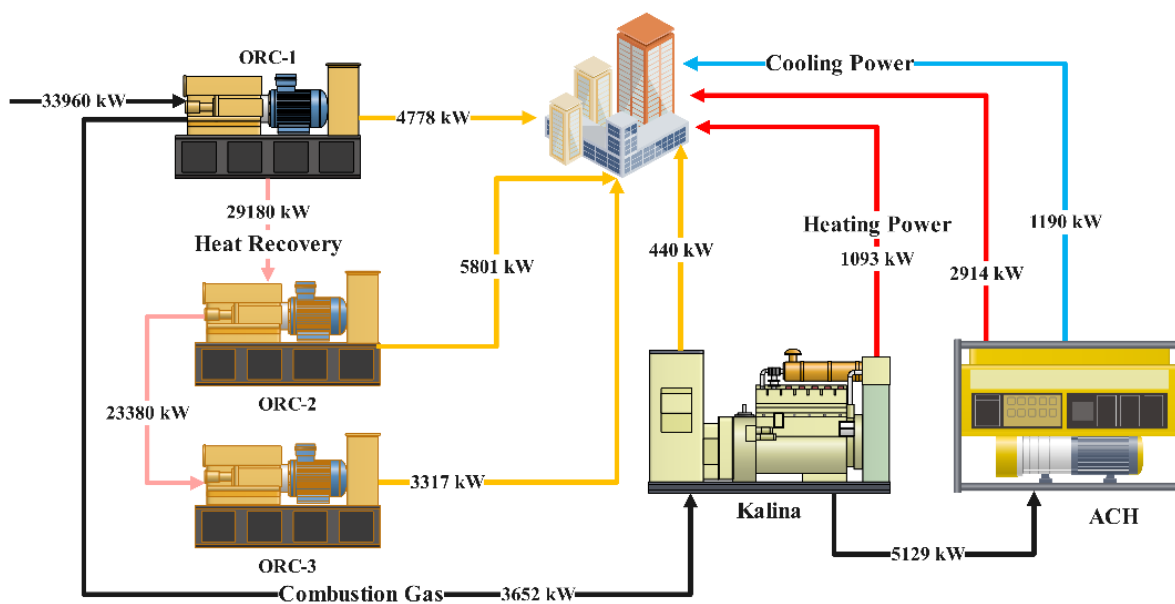


Figure 3- Energy flow diagram for subsystems in the trigeneration process

شکل ۳- نمودار جریان انرژی برای ساب سیستم‌ها در فرایند تولید سه‌گانه

با توجه به شکل (۳) از طریق ادغام حرارتی معادل با ۲۳۳۸۰ کیلووات انرژی گرمایی به سیکل رانکین آلی ۳ داده شده که با توجه به شکل (۴) ۱۴/۱۹ درصد از این انرژی حرارتی به توان الکتریکی (۳۳۱۷ کیلووات) تبدیل شده لذا براساس شکل (۴) بازده انرژی (الکتریکی) سیکل رانکین آلی ۲ از سیکل رانکین آلی ۱ و ۳ بیشتر شده است. این بازده نسبت به سیکل دوم کمتر است که می‌تواند به دلیل افت دما و کاهش انرژی قابل استفاده در این مرحله باشد، چرا که با گذر از مراحل اول و دوم، انرژی حرارتی با دمای کمتر به سیکل سوم منتقل می‌شود و بازده تبدیل انرژی کاهش می‌یابد. این روند در سیستم‌های چندمرحله‌ای رایج است و نشان‌دهنده

اهمیت طراحی بهینه برای حفظ انرژی در طول کل فرآیند است. در ادامه مسیر فرایندی گازهای حاصل از احتراق انرژی خود را که برابر با ۳۶۵۲ کیلووات است از طریق E-104 به سیکل کالینا داده شده است و از این انرژی حرارتی به میزان ۴۴۰ کیلووات توان الکتریکی تولید شده و ۱۰۹۳ کیلووات نیز به شکل آب گرم تولید شده در نتیجه کارایی انرژی و الکتریکی این سابسیستم به ترتیب ۴۱/۹۸ درصد و ۱۲/۰۵ درصد شده است که نشان می‌دهد کارایی الکتریکی این سیکل از سه سیکل رانکین آلی کمتر بوده ولی در مجموع بازده انرژی سیکل کالینا از بازده انرژی سیکل‌های رانکین آلی تحت سابسیستم رانکین آلی سه‌گانه بیشتر بوده است. در نتیجه براساس بررسی صورت گرفته از لحاظ بازده الکتریکی، کارایی سیکل کالینا از سیکل رانکین آلی کمتر بوده است ولی بدلیل بازیابی حرارت بیهوده در مبدل گرمایی E-106 کارایی سیکل کالینا از رانکین آلی سه‌گانه بیشتر شده است. بازیابی حرارت بیهوده در سیکل چیلر جذبی تاثیر بسیار زیادی در بهبود ترمودینامیکی این سیکل در قیاس با بقیه بخش‌ها داشته است. طبق شکل (۴) بازده انرژی این بخش از همه سابسیستم‌ها بالاتر رفته است. تولید سرمایش و گرمایش در این سیکل به ترتیب ۱۱۹۰ کیلووات و ۲۹۱۴ کیلووات بوده است و نسبت به انرژی حرارتی ورودی (۵۱۲۹ کیلووات) منتج به بازدهی بالایی شده است. افزایش تولید توان گرمایشی در این سیکل تقریباً دو برابر سیکل کالینا است که ناشی از بازیابی موثر حرارت اتلافی و بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی است. این امر نشان می‌دهد استفاده از چیلر جذبی در سیستم‌های تولید هم‌زمان سه‌گانه نه تنها باعث بهبود کارایی حرارتی بلکه افزایش قابلیت بهره‌برداری صنعتی نیز می‌شود. طبق شکل (۳) تولید توان گرمایشی در سیکل چیلر جذبی تقریباً دو برابر تولید در سیکل کالینا است و بازیابی حرارتی بسیار خوبی از گرمای بیهوده جریان ۳۷ شده است.

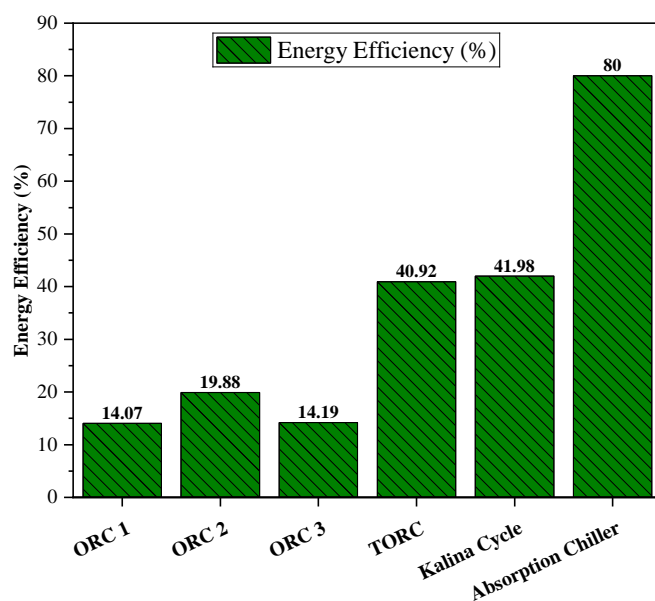


Figure 4- Comparison of energy efficiencies among the subsystems

شکل ۴ - مقایسه بازده انرژی سابسیستم‌ها با همدیگر

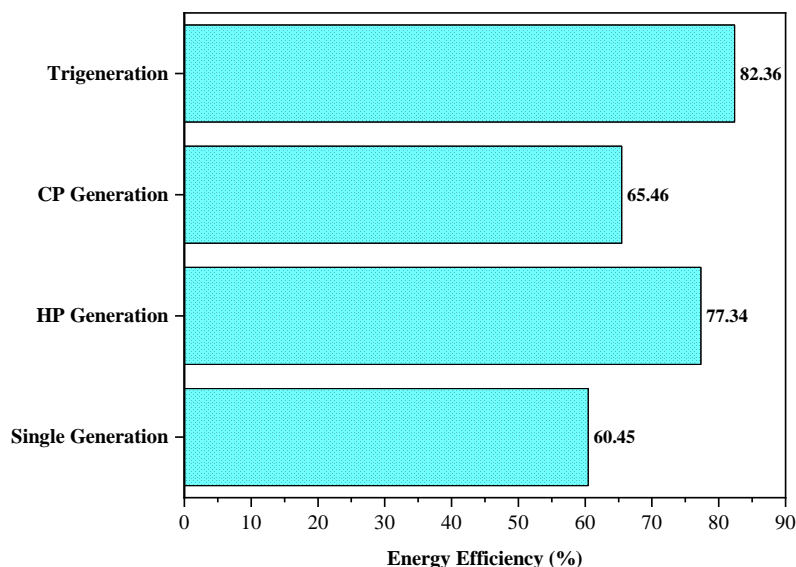


Figure 5- Comparison of the energy efficiency of the proposed configuration under different operating conditions

شکل ۵- مقایسه بازده انرژی ساختار پیشنهادی در حالت‌های مختلف

طبق شکل (۵) ساختار پیشنهادی در حالت تک محصولی دارای بازده $60/45$ درصد و در حالت تولید سه‌گانه این مقدار به $82/36$ درصد ارتقا یافته که نشان دهنده یک بهبود $21/91$ درصدی است. این افزایش راندمان به‌صورت فیزیکی ناشی از استفاده مؤثر از حرارت تلف‌شده در مراحل مختلف تولید انرژی است. در حالت تک‌محصولی تنها توان الکتریکی تولید می‌شود و بخش زیادی از گرمای ورودی به سیستم از طریق آگروز یا سطوح تبادل حرارتی هدر می‌رود. اما در حالت چندمحصولی، این انرژی اتلافی بازبازی و برای تولید گرما و سرما به‌کار گرفته می‌شود که سبب افزایش راندمان کلی سیستم می‌شود. بنابراین بررسی نتایج حاکی از این است که فرایند انرژی جدید پتانسیل بالایی برای بهبود ترمودینامیکی از حالت تک محصولی به چند محصولی دارد. از دیدگاه فنی، تبدیل گرمای اتلافی به خروجی‌های مفید اضافی (مثل گرمایش یا سرمایش) منطبق با اصل دوم ترمودینامیک باعث کاهش تلفات آگزرژی و افزایش کارایی آگزرژی کل سیستم می‌شود. ولی طبق شکل (۵) چنانچه تولید دو محصول همزمان مد نظر باشد بهتر است که برای رسیدن به راندمان بالاتر از عملکرد تولید همزمان توان و گرمایش استفاده شود زیرا بازده انرژی در این حالت نسبت به تولید همزمان توان و سرمایش، $11/88$ درصد بالاتر است. این اختلاف راندمان از نظر فیزیکی به این دلیل است که فرایندهای گرمایشی معمولاً به دمای پایین‌تری نیاز دارند و انتقال حرارت برای گرمایش، ساده‌تر و با اتلاف کمتر انجام می‌گیرد، در حالی که فرآیند سرمایش به انرژی حرارتی با کیفیت بالا و مصرف بیشتر آگزرژی نیاز دارد، مخصوصاً در چیلرهای جذبی. در جدول‌های (۷) و (۸) بترتیب کارایی الکتریکی و کارایی انرژی ساختار پیشنهادی با مطالعات قبلی مقایسه شده است. مطالعات انتخاب شده همگی از منبع انرژی بیومس استفاده نموده و تولیدات در هر دو مقایسه همسان هستند ولی ساب‌سیستم‌های ادغام حرارتی متفاوت هستند و دقیقاً در این بخش است که قدرت هر ساختار با دیگر مطالعات قابل قیاس بوده است. براساس جدول (۷) ساختار پیشنهادی دارای بازده انرژی به مراتب بالاتری از مطالعات دیگر است که دلیل اصلی این برتری موارد زیر است:

۱- بازبازی حرارتی از حرارت اتلافی در سیکل‌های کالینا و چیلر جذبی

۲- ادغام حرارتی گسترده و بالا بودن پارامتر HIPF

علاوه بر این در حالت تک‌محصولی که فقط توان الکتریکی مدنظر است طبق جدول (۸) فرایند انرژی پیشنهادی توانسته از یک برتری بشدت محسوس برخوردار باشد. که علت اصلی این برتری استفاده از سه سیکل انتگرالیون شده ارگانیک رانکین به همراه یک سیکل کالینا بوده است که باعث افزایش تولید توان الکتریکی شده است. البته لازم به ذکر است که سیکل‌های مقایسه شده فقط توان را تولید می‌کنند و این در حالی است که ساختار جدید (شکل ۲) توان را همراه با سرما و گرما تولید کرده است و در این شرایط باز هم توانسته بازده الکتریکی بیشتری داشته باشد و چنانچه همه ظرفیت حرارتی در اختیار عملکرد تولید تک محصول باشد بدون شک کارایی الکتریکی بسیار بیشتر از ۶۰/۴۵ درصد خواهد بود. در نتیجه طبق جدول (۷) و (۸) عملکرد ساختار تولید سه‌گانه جدید از لحاظ قانون اول ترمودینامیک در قیاس با مطالعات قبلی بسیار مناسب و خوب ارزیابی شده است.

جدول ۷- مقایسه بازده انرژی در مقایسه با مطالعات قبلی

Table 7- Comparison of energy efficiency with previous studies

Studies	Output	Source	Subsystem	\emptyset (%)
[34]	Electricity, cooling, heating, and fresh water	biomass	Biomass gasification, Brayton cycle, Absorption cooling cycle, Brine waste water treatment system, Thermoelectric generator, Organic Rankine cycle	66.4
[35]	Electricity, hot water, and cooling	biomass	two steam cycles, a gas cycle, hot water chamber, and an absorption cycle	64
[36]	Heating, power, and cooling	biomass	biomass gasification and heat recovery, water gas shift, and CO ₂ capture	53.25
This study	Heating, power, and cooling	biomass	Triple ORC, kalian, absorption chiller, biomass combustor	82.36

جدول ۸- مقایسه بازده الکتریکی در مقایسه با مطالعات پیشین

Table 8- Comparison of electrical efficiency with previous studies

Studies	Output	Source	Subsystem	\emptyset_{sg} (%)
[37]	power	biomass	chemical looping air separation unit, fluidized bed gasifier, solid oxide fuel cell, post combustion chamber, heat recovery and steam generator, steam turbine	51.7
[38]	power	biomass	biomass-based solid oxide fuel cell, and gas turbine system combined with the organic flash cycle	49.37
[39]	power	biomass	biomass gasification, molten carbonate fuel cell, an externally fired gas turbine, and a supercritical carbon dioxide cycle	40.88
This study	power	biomass	Triple ORC, kalian, absorption chiller, biomass combustor	60.45

تحلیل انرژی

انرژی به‌عنوان کمینه کار لازم برای انتقال یک سیستم از حالت اولیه‌اش به تعادل ترمودینامیکی با محیط به‌صورت برگشت‌پذیر تعریف می‌شود. بازده انرژی برای بررسی راندمان ترمودینامیکی که اغلب یک فرایند را بهینه می‌کند، ضروری بوده و عملکرد فرایندهای مختلف را مقایسه می‌کند [۲۰،۴۰]. انرژی فیزیکی (e^{ph}) و شیمیایی (e^{ch}) یک جریان فرایند را می‌توان بترتیب براساس روابط (۱۸) و (۱۹) محاسبه نمود [۴۱]:

$$e^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (18)$$

$$e^{ch} = \sum x_i e_i^0 + RT_0 \sum x_i \ln x_i \gamma_i \quad (19)$$

جایی که h_0 و s_0 آنتالپی و آنتروپی جریان در دما و فشار محیط است. اکسرژی شیمیایی (e^{ch}) برای جریان مواد از رابطه (۱۹) به دست می‌آید. و γ_i فاکتور فعالیت برای جزء i ام بوده که می‌تواند بیشتر یا کمتر از ۱ باشد [۴۱]. در این مطالعه تخریب اکسرژی ($\dot{E}_{D,i}$)، بازده (ϵ_i) و نسبت تخریب اکسرژی (Y_i) برای هر المان و ساب‌سیستم مورد محاسبه قرار گرفته است که برای این منظور از روابط (۲۰) [۴۲] الی (۲۲) [۴۳] استفاده شده است. در جدول (۹) معادلات تخریب اکسرژی برای هر تجهیز داده شده است:

$$\dot{E}_{D,i} = \dot{E}_{F,i} - \dot{E}_{P,i} \quad (20)$$

$$\epsilon_i = 100 \times \frac{\dot{E}_{P,i}}{\dot{E}_{F,i}} \quad (21)$$

$$Y_i = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\sum_{i=1}^m \dot{E}_{D,i}} \quad (22)$$

جدول ۹- معادلات تخریب اکسرژی برای تجهیزات بکار رفته در فرایند

Table 9- Exergy Destruction Equations for Equipment Used in the Process

Components	Equations
BCM-100	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 - \dot{E}_3$
E-100	$\dot{E}_3 + \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_4$
P-100	$\dot{E}_8 + \dot{W} - \dot{E}_{11}$
T-100	$\dot{E}_6 - \dot{W} - \dot{E}_7$
E-101	$\dot{E}_7 + \dot{E}_9 - \dot{E}_8 - \dot{E}_{10}$
P-101	$\dot{E}_{13} + \dot{W} - \dot{E}_{16}$
T-101	$\dot{E}_{10} - \dot{W} - \dot{E}_{12}$
E-102	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{15}$
T-102	$\dot{E}_{15} - \dot{W} - \dot{E}_{17}$
E-103	$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}$
P-102	$\dot{E}_{18} + \dot{W} - \dot{E}_{19}$
E-104	$\dot{E}_4 + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{20} - \dot{E}_{22}$
P-103	$\dot{E}_{29} + \dot{W} - \dot{E}_{32}$
V-100	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$
T-103	$\dot{E}_{23} - \dot{W} - \dot{E}_{25}$
E-105	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{34} - \dot{E}_{35} - \dot{E}_{33}$
E-106	$\dot{E}_{30} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_{26} - \dot{E}_{31}$
VLV-100	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{27}$
V-101	$\dot{E}_{35} - \dot{E}_{36} - \dot{E}_{37}$
E-107	$\dot{E}_{36} - \dot{E}_{38}$
VLV-101	$\dot{E}_{38} - \dot{E}_{39}$
E-108	$\dot{E}_{28} - \dot{E}_{29}$
E-109	$\dot{E}_{41} + \dot{E}_{39} - \dot{E}_{40} - \dot{E}_{42}$
E-110	$\dot{E}_{43} + \dot{E}_{37} - \dot{E}_{45} - \dot{E}_{44}$
VLV-102	$\dot{E}_{45} - \dot{E}_{46}$
E-111	$\dot{E}_{47} - \dot{E}_{48}$
P-104	$\dot{E}_{48} + \dot{W} - \dot{E}_{49}$

تحلیل بازده اکسرژی

باتوجه به رابطه (۲۱) در جدول (۱۰) معادلات مربوط به اکسرژی محصول، اکسرژی سوخت و بازده اکسرژی برای ساب‌سیستم‌های

¹Product Exergy

²Fuel Exergy

³Exergy Efficiency

ادغام حرارتی ارائه شده است:

جدول ۱۰- مولفه‌های کارایی انرژی برای سابسستم‌ها و روابط بازده انرژی هر بخش

Table 10- Energy Efficiency Components for Subsystems and Energy Efficiency Equations for Each Section

Subsystem	\dot{E}_p	\dot{E}_F	ϵ_{ex}
ORC 1	$\dot{W}_{T100} - \dot{W}_{P100}$	$\dot{m}_3(e_3 - e_4)$	$\frac{\dot{W}_{T100} - \dot{W}_{P100}}{\dot{m}_3(e_3 - e_4)}$
ORC 2	$\dot{W}_{T101} - \dot{W}_{P101}$	$\dot{m}_8(e_7 - e_8)$	$\frac{\dot{W}_{T101} - \dot{W}_{P101}}{\dot{m}_8(e_7 - e_8)}$
ORC 3	$\dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P102}$	$\dot{m}_{12}(e_{12} - e_{13})$	$\frac{\dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P102}}{\dot{m}_{12}(e_{12} - e_{13})}$
Kalina Cycle	$\dot{W}_{T103} - \dot{W}_{P103} + \dot{m}_{31}e_{31}$	$\dot{m}_{20}(e_4 - e_{20})$	$\frac{\dot{W}_{T103} - \dot{W}_{P103} + \dot{m}_{31}e_{31}}{\dot{m}_{20}(e_4 - e_{20})}$
Absorption Chiller	$\dot{m}_{42}e_{42} + \dot{m}_{44}e_{44}$	$\dot{m}_{20}(e_{20} - e_{33}) + \dot{W}_{P104}$	$\frac{\dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) + \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43})}{\dot{m}_{20}(e_{20} - e_{33}) + \dot{W}_{P104}}$

بازده انرژی برای ادغام سه سیکل ارگانیک رانکین با در نظر گرفتن این که کل انرژی سوخت از طریق گاز حاصل از احتراق باشد، طبق رابطه (۲۳) محاسبه شده است:

$$\epsilon_{TORC} = 100 \times \frac{\dot{W}_{T100} + \dot{W}_{T101} + \dot{W}_{T102} - \dot{W}_{P100} - \dot{W}_{P101} - \dot{W}_{P102}}{\dot{m}_3(e_3 - e_4)} \quad (23)$$

ساختار پیشنهادی سه محصول توان، انرژی سرمایش و انرژی گرمایش را تولید کرده است. کل میزان برق تولیدی (رابطه ۷)، کل انرژی ناشی از گرما (\dot{E}_H^{trigen}) و کل سرمایش تولیدی (\dot{E}_C^{trigen}) از طریق ساختار تولید سه‌گانه براساس روابط (۲۴) و (۲۵) محاسبه شده است:

$$\dot{E}_H^{trigen} = \dot{m}_{44}e_{44} + \dot{m}_{31}e_{31} \quad (24)$$

$$\dot{E}_C^{trigen} = \dot{m}_{42}e_{42} \quad (25)$$

از طرفی کل انرژی سوخت (\dot{E}_{PSW}) به فرایند پیشنهادی از طریق بیومس بوده که مقدار آن از طریق رابطه (۲۶) تعریف می‌شود [۴۴]:

$$\dot{E}_{PSW} = \psi_{PSW} \times LHV_{PSW} \quad (26)$$

جایی که همبستگی آماری (ψ_{PSW}) طبق رابطه (۲۷) تعریف شده است [۴۴]:

$$\psi_{PSW} = \frac{0.414/1 + 0.177/0 \left(\frac{H}{C}\right) - 3.328/0 \left(\frac{O}{C}\right) \left(1 + 0.537/0 \left[\frac{H}{C}\right]\right)}{1 - 4.021/0 \left(\frac{O}{C}\right)} \quad (27)$$

بر اساس تعریف مقادیر انرژی تولیدی و کل انرژی سوخت (\dot{E}_{PSW}) در فرایند تولید سه‌گانه (شکل ۲)، در روابط (۲۸) الی (۳۱) بترتیب بازده انرژی ساختار جدید در حالت‌های تولید تک‌محصول، تولید هم‌زمان توان و گرما، تولید هم‌زمان توان و سرما و تولید سه‌گانه تعریف شده است:

$$\epsilon_{SG} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^m \dot{W}_{turbine} - \sum_{i=1}^m \dot{W}_{pump}}{\dot{E}_{PSW}} \quad (28)$$

Statistical Correlation

$$\epsilon_{HP} = 100 \times \frac{\dot{W}_{net}^{trigen} + \dot{m}_{44}e_{44} + \dot{m}_{31}e_{31}}{\dot{E}_{PSW}} \quad (29)$$

$$\epsilon_{CP} = 100 \times \frac{\dot{W}_{net}^{trigen} + \dot{m}_{42}e_{42}}{\dot{E}_{PSW}} \quad (30)$$

$$\epsilon_{trigen} = 100 \times \frac{\dot{W}_{net}^{trigen} + \dot{m}_{44}e_{44} + \dot{m}_{31}e_{31} + \dot{m}_{42}e_{42}}{\dot{E}_{PSW}} \quad (31)$$

در جدول (۱۱) و جدول (۱۲) بترتیب نتایج کلی ارزیابی قانون دوم و نمودار جریان انرژی برای سابسستم‌های فرایند تولید سه‌گانه نشان داده شده است. کل انرژی بیومس ۲۶۳۰۳ کیلووات بوده که در BCM-100 محترق شده و از این طریق معادل با ۲۱۳۴۱ کیلووات انرژی سوخت به سابسستم‌های چرخه رانکین آلی ۱، چرخه کالینا و چیلر جذبی منتقل شده است. علاوه بر این طبق شکل (۶) از طریق ادغام حرارتی، ۱۳۱۶۶ کیلووات انرژی سوخت به سابسستم‌های چرخه رانکین آلی ۲ و ۳ منتقل و توان الکتریکی تولید شده است.

جدول ۱۱- نتایج کلی برای ارزیابی و عملکرد انرژی ساختار جدید

Table 11- Overall Results for the Exergy Evaluation and Performance of the Proposed Structure

Parameters	Value
Biomass exergy inlet (kW)	26303
Heating exergy load (kW)	218.34
cooling exergy load (kW)	30.98
electric power load (kW)	14336
Trigeneration exergy efficiency (%)	55.32

نرخ تولید محصولات حاصل از فرایند پیشنهادی در جدول (۱۱) گزارش شده و طبق آن مشخص است که بیشترین محصول مربوط به تولید توان الکتریکی است لذا براساس رابطه (۳۱) می‌توان گفت که بیشترین تاثیر در کاهش یا افزایش شدن بازده انرژی را توان خالص تولیدی (\dot{W}_{net}^{trigen}) دارد. براساس شکل (۶) گازهای حاصل از احتراق در ورودی و خروجی چرخه رانکین آلی ۳ بترتیب ۲۱۳۵۵ کیلووات و ۱۸۳۷ کیلووات انرژی را منتقل نموده در نتیجه انرژی سوخت در این بخش برابر با ۱۹۵۱۸ کیلووات بوده و تولید توان الکتریکی ۴۷۷۸ کیلووات شده است لذا طبق شکل (۶) کارایی این بخش ۲۴/۴۸ درصد است. همچنین در چرخه رانکین آلی ۲، ۶۴/۴۴ درصد از انرژی سوخت (۹۰۰۱ کیلووات) به کار مفید تبدیل شده است که نشان از برتری کارآمدی آن در مقایسه با چرخه رانکین آلی ۳ است. این موضوع به دلیل شرایط بهینه‌تر عملکرد سیکل دوم نسبت به سوم از منظر دما و فشارهای کاری، و همچنین بهره‌برداری مؤثرتر از منبع حرارتی در این مرحله است. از طرف دیگر از طریق بازیابی حرارتی در چرخه رانکین آلی ۲، معادل با ۴۱۶۵ کیلووات انرژی سوخت به چرخه رانکین آلی ۳ تزریق شده که طبق شکل (۶) ۷۹/۴۶ درصد از آن به کار مفید تبدیل شده است. این نسبت بالا بیانگر استفاده بسیار مؤثر از حرارت بازیافتی در سیکل سوم است، زیرا در این مرحله، دمای گازهای ورودی کمتر بوده و سیکل سوم در ناحیه دمایی پایین‌تری فعالیت می‌کند که تطابق بیشتری با شرایط بهینه تبخیر سیال عامل دارد. و همین امر باعث شده تا سابسستم چرخه رانکین آلی ۳ دارای بالاترین کارآمدی در همه فرایندها باشد.

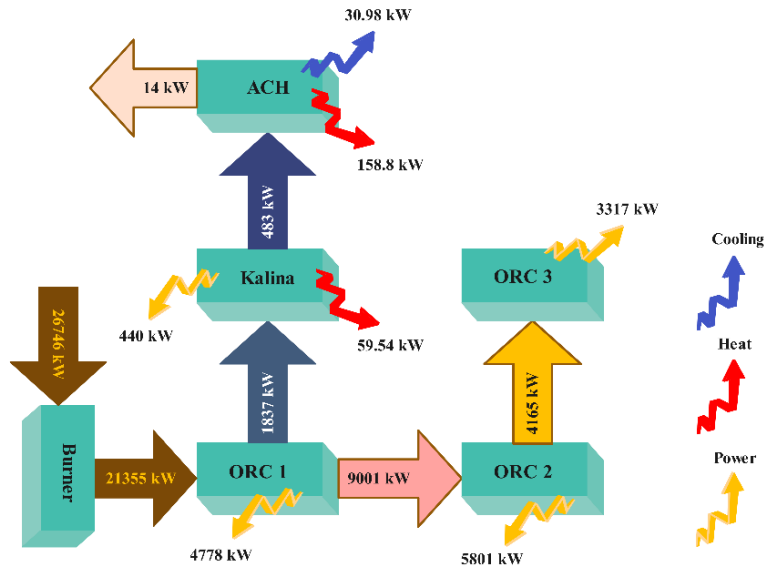


Figure 6- Fuel and Product Exergy Flow Diagram for the Proposed Subsystems
 شکل ۶- نمودار جریان اگزرژی سوخت و محصول برای ساب سیستم‌های پیشنهادی

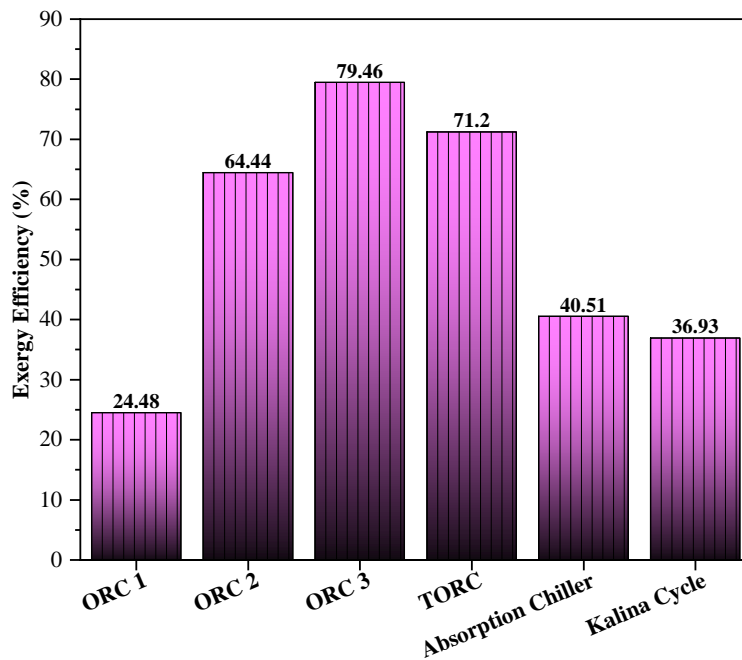


Figure 7- Comparison of Exergy Efficiency Among Subsystems
 شکل ۷- مقایسه بازده اگزرژی ساب سیستم‌ها

بر اساس شکل (۷) اگزرژی سوخت برای ساب‌سیستم‌های کالینا و چیلر جذبی به ترتیب برابر با ۱۳۵۴ کیلووات و ۴۶۹ کیلووات است. این در حالی است که هر دو این ساب‌سیستم‌ها از طریق ادغام حرارتی اقدام به تولید محصول کرده‌اند (آب گرم) و در کنار آن محصولات اصلی خود یعنی توان الکتریکی (۴۴۰ کیلووات) و آب سرد (۳۰/۹۸ کیلووات) را نیز عرضه می‌کنند. طبق شکل (۷) در سیکل کالینا و چیلر جذبی بترتیب ۳۶/۹۳ درصد و ۴۰/۵۱ درصد از اگزرژی سوخت تبدیل به کار مفید شده است. این درصدهای نسبتاً بالا در تبدیل اگزرژی به کار مفید در این دو زیرسیستم، نشان‌دهنده کارایی مناسب آن‌ها در بازیابی حرارت کم‌درجه و تبدیل آن به اشکال مختلف انرژی (برق، گرمایش، سرمایش) است. و کمترین کارآمدی در بین بخش‌ها مربوط به چرخه رانکین آلی ۱ بوده است.

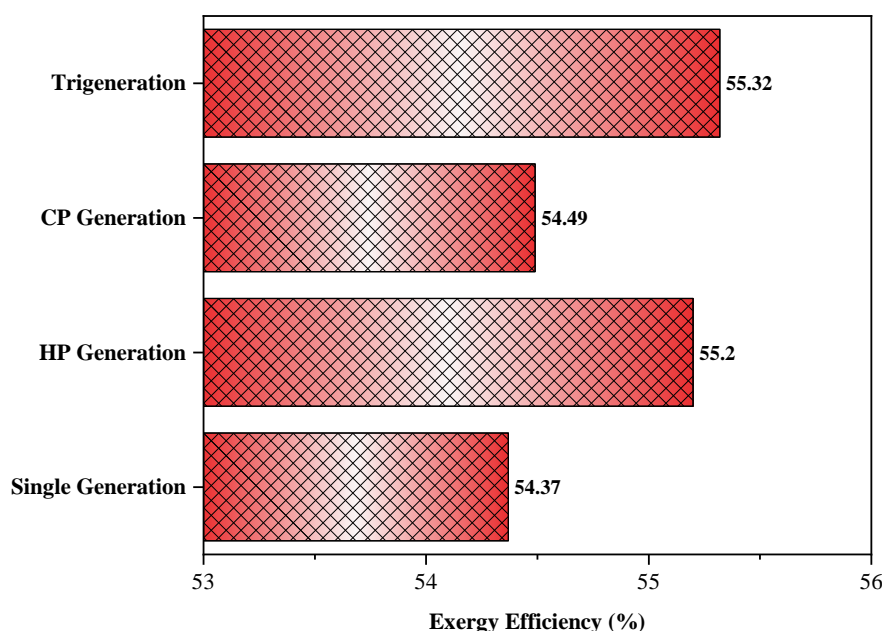


Figure 8- Comparison of Exergy Efficiency of the Proposed Structure Under Different Operational Modes
 شکل ۸- مقایسه بازده اگزرژی ساختار پیشنهادی در عملکردهای مختلف

شکل (۸) بیان می‌کند که ساختار پیشنهادی قادر است تا کارایی سیستم تک محصولی را از ۵۴/۳۷ درصد به ۵۵/۳۳۲ درصد در حالت تولید سه‌گانه ارتقا دهد که البته این اختلاف مشابه با کارایی قانون اول زیاد و فاحش نیست و علت این امر آن است که اگزرژی ناشی از گرما و سرما همواره ۱۰۰ درصد نمی‌باشد و تخریب در این دو محصول زیاد است ولی اگزرژی کار محوری برابر با توان الکتریکی تولیدی از ساختار است لذا بازدهی کلی ساختار بیشتر از توان خالص تولیدی تاثیرپذیری دارد. در جدول (۱۲) مطالعات مشابه با ساختار پیشنهادی مقایسه شده‌اند. این مطالعات همگی از منبع انرژی بیومس برای تولیدات خود استفاده می‌کنند و محصولات مشابه بوده ولی ادغام حرارتی از طریق سابسیستم‌های متفاوتی انجام گرفته است در نتیجه می‌توان گفت که عمده دلیل برتری کارایی ساختار پیشنهادی این است که ادغام حرارتی بهتری در آن انجام گرفته است.

جدول ۱۲- مقایسه بازده انرژی در مقایسه با مطالعات پیشین

Table 12- Comparison of Exergy Efficiency with Previous Studies

Studies	Output	Source	Subsystem	ϵ_{ex} (%)
[35]	Electricity, hot water, and cooling	biomass	two steam cycles, a gas cycle, hot water chamber, and an absorption cycle	34.51
[45]	Heating, power, and cooling	biomass	biomass gasification and heat recovery, water gas shift, and CO2 capture	26.82
[34]	Electricity, cooling, heating, and freshwater	biomass	Biomass gasification, Brayton cycle, Absorption cooling cycle, Brine wastewater treatment system, Thermoelectric generator, Organic Rankine cycle	44.4
This study	Heating, power, and cooling	biomass	Triple ORC, kalia, absorption chiller, biomass combustor	55.32

باتوجه به جدول (۱۳) فرایند پیشنهادی دارای برگشت‌ناپذیری برابر با ۱۵۲۶۷ کیلووات شده است که ۳۵/۳ درصد آن در BCM-100، ۳۲/۱ درصد آن در مبدل حرارتی E-100 رخ داده است و تخریب انرژی در این دو تجهیز در مجموع برابر با ۱۰۶۱۸ کیلووات شده است. طبق شکل (۹) بیشترین سهم تخریب انرژی مربوط به ساب‌سیستم چرخه رانکین آلی ۱ (۵۷۵۰ کیلووات) بوده است (۳۸ درصد). سه مبدل حرارتی E-100، E-104، و E-105 وظیفه انتقال انرژی را از گاز دودکش به بخش‌های چرخه رانکین آلی ۱، کالینا و چیلر جذبی دارند که براساس جدول (۱۳) از بین این سه مبدل گرمایی، E-104 با کارایی ۶۳/۶ درصد دارای کمترین کارآمدی قانون دوم بوده است. همچنین در بین سه مبدل گرمایی تبخیر کننده سیال عامل در چرخه رانکین آلی ۱، ۲ و ۳ مبدل حرارتی E-102 با کارایی ۹۷/۱ درصد بیشترین کارآمدی را داشته است.

جدول ۱۳- نتایج محاسبات انرژی برای تجهیزات بکار رفته در فرایند جدید

Table 13- Exergy Calculation Results for Equipment Used in the Proposed Process

Components	\dot{E}_F	\dot{E}_P	\dot{E}_D	ϵ_i	Y_i
BCM-100	26746	21355	5391	0.798	0.353
E-100	19518	14291	5227	0.732	0.321
T-100	5394	4903	491	0.91	0.032
P-100	125	93	32	0.744	0.0021
E-101	8990	8063	927	0.896	0.06
T-101	6708	5885	823	0.877	0.054
P-101	84	69	15	0.821	0.001
E-102	4169	4050	119	0.971	0.0078
T-102	3938	3373	565	0.856	0.037
P-102	56	47	9	0.839	0
E-103	178	137	41	0.769	0.0026
E-104	1361	866	495	0.636	0.032
V-100	946	910	36	0.961	0.0023
T-103	521	453	68	0.869	0.0044
E-106	231	60	171	0.259	0.011
VLV-100	8	2	6	0.25	0
E-108	160	38	122	0.237	0.008
P-103	14	12	2	0.857	0
E-105	660	487	173	0.737	0.011
V-101	1164	1150	14	0.987	0.009
E-107	471	326	145	0.692	0.0095
E-110	371	159	212	0.428	0.013
VLV-101	330	317	23	0.93	0
E-109	106	31	75	0.292	0.0049
VLV-102	318	293	25	0.921	0
E-111	497	444	53	0.893	0.0035
P-104	34	27	7	0.794	0
Total Destruction = 15267 KW					

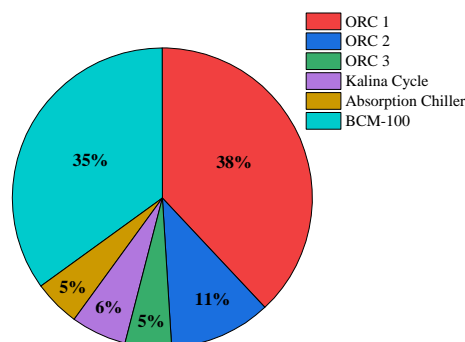


Figure 9- Comparison of Exergy Destruction Ratios Among Subsystems

شکل ۹- مقایسه نسبت تخریب انرژی سابسیستم‌ها

مروری مقدماتی بر تحلیل اقتصادی سامانه

با توجه به ماهیت چندمنظوره سامانه پیشنهادی که به‌طور هم‌زمان سه نوع انرژی (برق، گرما و سرما) را با بهره‌گیری از منابع زیست‌توده تولید می‌کند، انتظار می‌رود این ساختار از منظر اقتصادی نیز نسبت به سامانه‌های رایج دارای صرفه‌جویی قابل توجهی باشد. در این مطالعه، به دلیل تمرکز اصلی بر تحلیل‌های انرژی، انرژی و حساسیت حرارتی، از ورود به محاسبات کمی اقتصادی خودداری شده و در عوض، تحلیل اقتصادی به صورت توصیفی و مقدماتی ارائه شده است. این مرور ابتدایی می‌تواند چارچوبی برای گسترش تحلیل اقتصادی دقیق‌تر در تحقیقات آینده فراهم آورد. ساختار پیشنهادی با ادغام سه چرخه حرارتی (ORC سه‌مرحله‌ای، چرخه کالینا و چیلر جذبی) از پتانسیل بالایی برای افزایش بازده ترمودینامیکی و کاهش تلفات حرارتی برخوردار است. این موضوع منجر به بهره‌برداری بهتر از انرژی نهفته در سوخت زیست‌توده شده و در نتیجه مصرف انرژی اولیه برای تولید واحد انرژی مفید کاهش می‌یابد. کاهش مصرف انرژی اولیه از طریق شاخص PES در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته و نتایج نشان داده‌اند که ساختار پیشنهادی در مقایسه با ساختارهای رایج، قابلیت صرفه‌جویی قابل توجهی در مصرف سوخت دارد. از منظر اقتصادی، چنین کاهش‌هایی در مصرف انرژی اولیه و تلفات، به‌طور مستقیم به کاهش هزینه‌های سوخت، کاهش هزینه‌های دفع حرارت، و همچنین کاهش هزینه‌های زیست‌محیطی منجر می‌شود. از آنجا که سامانه‌های سه‌منظوره منجر به اشتراک زیرسیستم‌ها، تجهیزات حرارتی و خطوط انتقال می‌شوند، هزینه‌های سرمایه‌گذاری کل نیز در مقایسه با طراحی مجزای سه سامانه مستقل می‌تواند بهینه شود. همچنین، هزینه بهره‌برداری، تعمیرات و نگهداری در چنین سامانه‌ای می‌تواند در بلندمدت با افزایش عمر تجهیزات و کاهش نرخ تخریب اجزا کاهش یابد. با این حال، برای اثبات کمی این صرفه‌جویی‌ها، نیاز به انجام تحلیل‌های اقتصادی دقیق مانند محاسبه هزینه سرمایه‌ای، هزینه جاری عملیات، نرخ بازگشت سرمایه، دوره بازپرداخت و تحلیل حساسیت اقتصادی در برابر تغییرات قیمت سوخت، نوسانات انرژی و هزینه تعمیرات وجود دارد. این موارد به‌عنوان محدوده‌ای کلیدی برای تحقیقات آتی در ادامه این پژوهش پیشنهاد می‌شود.

تحلیل حساسیت

طبق شکل (۱۰) افزایش دمای گاز احتراق (جریان ۴ شکل ۲) باعث افزایش نرخ تولید توان گرمایشی از ۳۴۲۶ کیلووات به ۴۵۵۴ کیلووات، کاهش تولید توان از T-100 از ۵۱۸۳ کیلووات به ۴۶۳۹ کیلووات، کاهش تولید توان توربین T-101 از ۶۲۲۱ کیلووات به ۵۵۶۸ کیلووات، کاهش تولید توان توربین T-102 از ۳۵۶۶ کیلووات به ۳۱۹۲ کیلووات و کاهش توان خالص تولیدی از ۱۴۸۶۲ کیلووات به ۱۳۷۷۴ کیلووات شده است. افزایش تولید توان گرمایشی بدلیل بالا رفتن نرخ انتقال حرارت در مبدل گرمایی E-104 و

در پی آن افزایش انتقال گرما در مبدل حرارتی E-106 در سیکل کالینا بوده است. از نظر فیزیکی، با افزایش دمای گاز احتراق، اختلاف دمای بین سیال گرم و سیال عامل در مبدل‌های حرارتی افزایش یافته که این موضوع باعث ارتقای نرخ انتقال حرارت شده و در نتیجه انرژی بیشتری برای تولید گرمایش در اختیار ساب‌سیستم‌های انتهایی قرار گرفته است. از طرفی کاهش نرخ تولید توان در توربین‌ها و نتیجتاً کاهش پارامتر W_{net}^{trigen} نیز بدلیل کاهش نرخ انتقال حرارت از طریق مبدل گرمایی E-100 به چرخه رانکین آلی ۱ بوده که در نهایت باعث شده تا از بخش چرخه رانکین آلی سه‌گانه توان کمتری از طریق سه توربین حاصل شود. علاوه بر این براساس شکل (۱۱) با افزایش دمای گاز احتراق از مبدل حرارتی E-100 روند پارامترهای HIPF از ۰/۸ به ۰/۷۵ و PES از ۰/۵۷ به ۰/۵۵ کاهش یافته است. کاهش پارامتر HIPF بدین معناست که اگرچه مقدار انرژی بازیابی شده افزایش یافته، اما نسبت آن به مصرف اولیه کاهش یافته که نشان‌دهنده توزیع غیربهبوده انرژی در ساختار است. دلیل این کاهش، افزایش توان بازیابی شده در خروجی E-100 است که عمدتاً به جای استفاده در تولید برق، صرف تولید گرمایش شده است. از طرفی دلیل اساسی برای کاهش PES نیز افزایش بازده انرژی سیستم در حالت تولید هم‌زمان سه‌گانه است. با افزایش دمای گاز احتراق، سهم تولید حرارت نسبت به توان الکتریکی در خروجی سیستم افزایش یافته است. از آن‌جا که بازده تولید حرارت به‌طور طبیعی بالاتر از برق است، تولید هم‌زمان در این شرایط منجر به کاهش صرفه‌جویی در انرژی اولیه (PES) شده است، زیرا سیستم نسبت به حالت مرجع تولید جداگانه، سوخت کمتری برای تولید برق ذخیره نکرده است.

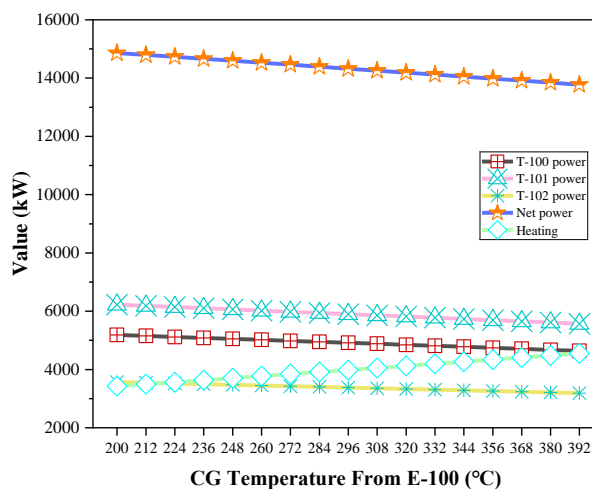


Figure 10- Effect of Combustion Gas Temperature at the Outlet of E-100 on Turbine Power Generation, Thermal Power Production, and Net Power Output of the System Structure

شکل ۱۰- تاثیر دمای گاز احتراق خروجی از E-100 بر تولید توان از توربین‌ها، تولید توان گرمایی و توان خالص تولیدی

در شکل (۱۲) نشان داده شده است که با افزایش دمای جریان ۲۲ در شکل (۲)، نرخ تولید توان گرمایشی از ۲۷۹۴ کیلووات به ۷۶۱ کیلووات، اگرژی ناشی از حرارت از ۳۱۱ کیلووات به ۲۰۰ کیلووات و تولید توان از توربین T-103 از ۹۹ کیلووات به ۵۰۳ کیلووات افزایش یافته است. علت کاهش تولید توان گرمایشی و اگرژی گرمایش این است که وقتی دمای سیال عامل در E-104 بیشتر شده است در نتیجه بخار بیشتری به سمت توربین T-103 ارسال شده و سیال کمتری به طرف E-106 رفته است که بر روی نرخ تولید توان اثر افزایشی و بر روی تولید حرارت اثر کاهش‌دهنده داشته است. به‌عبارت دیگر، افزایش دمای جریان ورودی موجب بهبود

شرایط ترمودینامیکی برای انبساط بخار در توربین شده و باعث افزایش بازده کاری آن شده است، اما از آنجا که بخش عمده انرژی به تولید توان اختصاص یافته، انرژی کمتری در مسیر بازیابی حرارت باقی مانده و این موضوع موجب افت توان گرمایشی و کاهش انرژی خروجی در E-106 شده است. این روند گویای اثر مستقیم توزیع انرژی بین تولید برق و حرارت در عملکرد سیکل است.

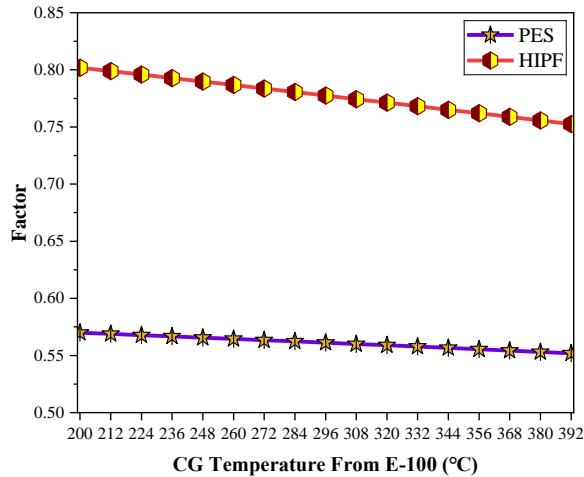


Figure 11- Effect of Combustion Gas Temperature at the Outlet of E-100 on the Parameters HIPF and PES
 شکل ۱۱- تأثیر دمای گاز احتراق خروجی از E-100 بر پارامترهای HIPF و PES

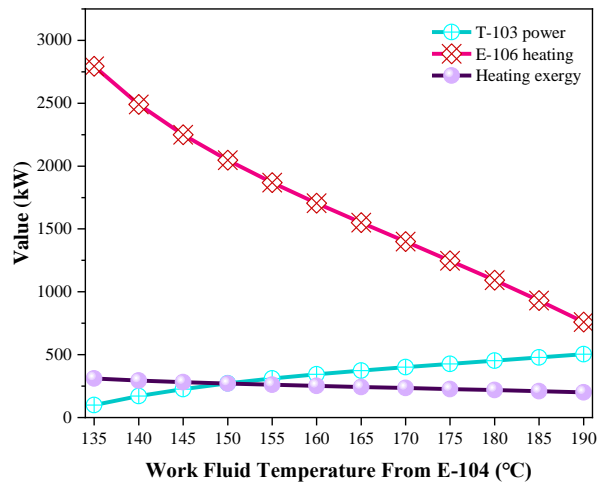


Figure 12- Effect of the Working Fluid Temperature at the Outlet of E-104 on Power Generation, Heating Power, and Heating Exergy in the Kalina Cycle

شکل ۱۲- تأثیر دمای سیال عامل خروجی از E-104 بر تولید توان الکتریکی، توان گرمایشی و انرژی گرمایشی در سیکل کالینا

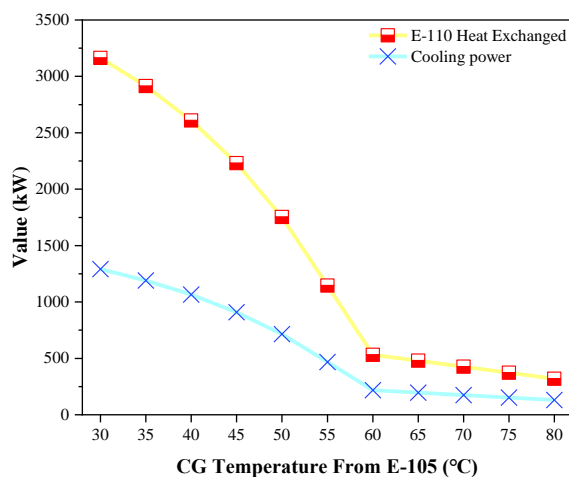


Figure 13- Effect of Combustion Gas Temperature at the Outlet of E-105 on Heating Power and Cooling Power Production in the ACH Cycle

شکل ۱۳- تأثیر دمای گاز احتراق خروجی از E-105 بر تولید توان گرمایشی و سرمایشی در سیکل چیلر جذبی

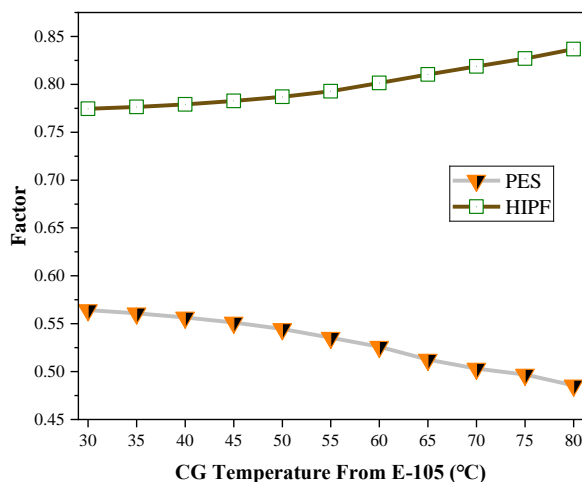


Figure 14- Effect of Combustion Gas Temperature at the Outlet of E-105 on the Parameters PES and HIPF

شکل ۱۴- تأثیر دمای گاز احتراق خروجی از E-105 بر پارامترهای PES و HIPF

طبق شکل (۱۳) با افزایش دمای گازهای حاصل از احتراق از مبدل حرارتی E-105 (جریان ۳۳ شکل ۲) نرخ تولید توان گرمایشی و سرمایشی از سیکل چیلر جذبی بترتیب از ۳۱۶۴ کیلووات به ۳۲۰ کیلووات و از ۱۲۹۲ کیلووات به ۱۳۰ کیلووات کاهش یافته است. دلیل اساسی این امر کاهش نرخ انتقال حرارت در مبدل گرمایی E-105 است زیرا با افزایش دمای جریان ۳۳، دبی سیال عامل در سیکل چیلر جذبی کمتر شده است لذا تولید محصولات نیز کمتر شده است. به طور فیزیکی، افزایش دمای گازهای احتراق منجر به کاهش چگالی سیال عامل و در نتیجه کاهش دبی جرمی آن در سیکل چیلر جذبی می‌شود که به افت ظرفیت انتقال حرارت و کاهش توان سرمایشی و گرمایشی منجر می‌شود. این کاهش در دبی، بازده کلی انتقال انرژی را محدود می‌کند و عملکرد سیستم را تحت

تاثیر قرار می‌دهد. همچنین شکل (۱۴) نشان می‌دهد که با افزایش دمای خروجی گاز احتراق از مبدل E-105 ضریب عملکرد انتگرالیون حرارتی از ۰/۷۷ به ۰/۸۴ افزایش، شاخص PES از ۰/۵۶ به ۰/۴۹ کاهش یافته است. دلیل اصلی افزایش HIPF این است که مقدار انرژی منتقل شده از طریق گاز دودکش به دلیل بالا رفتن دمای جریان ۳۳ کاهش یافته است و این کاهش اتلاف حرارت مطابق رابطه (۱۶) باعث بهبود ضریب عملکرد انتگرالیون حرارتی شده است، زیرا حرارت بیشتری در فرایند بازیابی می‌شود. در مقابل، کاهش PES ناشی از کاهش تولید توان گرمایشی و سرمایشی است طبق شکل (۱۳) که توان خالص مفید سیستم را کاهش می‌دهد و در نتیجه صرفه‌جویی در انرژی اولیه کاهش می‌یابد. این نشان‌دهنده تعادل پیچیده بین بازیابی حرارت و تولید انرژی در سیستم‌های چندمنظوره است.

قابلیت بهره‌برداری صنعتی

سامانه تولید هم‌زمان سه‌منظوره انرژی مبتنی بر زیست‌توده که در این مطالعه طراحی و تحلیل شده است، با بهره‌گیری از فناوری‌های تثبیت‌شده و نسبتاً بالغ شامل چرخه‌های ارگانیک رانکین چندمرحله‌ای، چرخه کالینا و چرخه تبرید جذبی، دارای پتانسیل بالایی برای بهره‌برداری در مقیاس صنعتی است. انتخاب سیالات عامل مناسب، طراحی مدولار و ادغام حرارتی پیشرفته باعث شده است که این سامانه بتواند به‌طور مؤثر در انواع مختلف نیروگاه‌های زیست‌توده و تأسیسات تولید هم‌زمان برق، گرما و سرما به کار گرفته شود. از منظر فنی، استفاده از چرخه‌های ORC با سیالات عامل سازگار و ایمن، به‌ویژه در محدوده دمایی متوسط و پایین، به همراه چرخه کالینا که برای بازیابی حرارتی و افزایش بازده انرژی بهینه شده است، شرایط عملیاتی پایداری را فراهم می‌آورد که ضمن کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها، هزینه‌های عملیاتی و نگهداری را نیز کاهش می‌دهد. همچنین، قابلیت تطبیق سیستم با تغییرات بار و نیازهای متنوع انرژی در صنایع مختلف، از دیگر مزایای این سامانه است که آن را به گزینه‌ای انعطاف‌پذیر برای کاربردهای صنعتی تبدیل می‌کند. ادغام حرارتی بهینه، همراه با بازده انرژی و انرژی بالای سامانه، باعث افزایش صرفه‌جویی اقتصادی و زیست‌محیطی قابل توجه نسبت به سیستم‌های متداول شده است. این ویژگی‌ها سامانه را برای پیاده‌سازی در پروژه‌های توسعه‌ای نیروگاه‌های زیست‌توده و جایگزینی تکنولوژی‌های قدیمی‌تر بسیار مناسب می‌سازد. با توجه به روند جهانی حرکت به سمت انرژی‌های تجدیدپذیر و الزامات زیست‌محیطی سختگیرانه‌تر، این سیستم می‌تواند نقش مهمی در بهبود بهره‌وری انرژی، کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و تحقق اهداف توسعه پایدار ایفا نماید.

نتیجه‌گیری

در این مطالعه ارزیابی انرژی و انرژی و انرژی بر روی سیستم جدید تولید هم‌زمان سه‌گانه با استفاده از سوخت بیومس انجام شده است. علاوه بر مقایسه نتایج با دیگر مطالعات، آنالیز حساسیت بر روی تغییرات متغیرهای اساسی دمای گاز احتراق خروجی از چرخه رانکین آلی ۱، دمای سیال عامل در سیکل کالینا و دمای گاز احتراق خروجی از بخش چیلر جذبی انجام گرفته است. نوآوری اصلی این پژوهش در طراحی و ارزیابی یک سیستم سه‌گانه تولید هم‌زمان انرژی بر پایه زیست‌توده با ادغام سه مرحله‌ای چرخه‌های ORC، چرخه کالینا و چیلر جذبی است که بهینه‌سازی حرارتی و انرژی به‌صورت هم‌زمان در آن لحاظ شده است. علاوه بر این، تحلیل حساسیت پارامتری دقیق و معرفی شاخص HIPF به‌عنوان معیار ارزیابی ترکیبی کارایی حرارتی و اقتصادی از دیگر ویژگی‌های نوآورانه این مطالعه به شمار می‌رود. نتایج نشان می‌دهد که این ساختار می‌تواند به‌طور مؤثر در تولید برق، گرما و سرما با بازده بالا و کاهش مصرف سوخت فسیلی مورد استفاده قرار گیرد. با وجود نتایج امیدوارکننده حاصل از این پژوهش، برخی محدودیت‌ها در نظر گرفته شده است. اولاً، مدل‌سازی انجام‌شده مبتنی بر فرضیات ایده‌آل و شرایط شبیه‌سازی است که ممکن است تفاوت‌هایی با عملکرد واقعی

سامانه در محیط‌های صنعتی داشته باشد. دوم، تحلیل اقتصادی به صورت کامل و جامع، شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری و بهره‌برداری در مقیاس عملیاتی، مورد بررسی قرار نگرفته است. همچنین، پارامترهای حساسیت بررسی شده محدود به برخی متغیرهای کلیدی بوده و اثر سایر عوامل مؤثر مانند تغییر ترکیب سوخت یا شرایط محیطی متغیر لحاظ نشده است. علاوه بر این، ارزیابی زیست‌محیطی و میزان انتشار آلاینده‌ها در این مطالعه لحاظ نشده است که برای کاربردهای عملی اهمیت فراوانی دارد. نهایتاً، نبود داده‌های آزمایشگاهی و اعتبارسنجی تجربی مدل، از دیگر محدودیت‌های تحقیق حاضر به شمار می‌آید که توصیه می‌شود در مطالعات آینده مورد توجه قرار گیرد. برای تحقیقات آتی پیشنهاد می‌شود به بهینه‌سازی بیشتر پارامترهای عملیاتی سیستم با استفاده از روش‌های پیشرفته بهینه‌سازی پرداخته شود. همچنین، توسعه و ارزیابی فناوری‌های نوین بازیابی حرارتی و ترکیب آن‌ها با سامانه‌های تولید هم‌زمان انرژی می‌تواند کارایی سیستم را بهبود بخشد. علاوه بر این، بررسی کاربرد منابع مختلف انرژی تجدیدپذیر به جای زیست‌توده، از جمله انرژی خورشیدی و باد، می‌تواند گزینه‌های جدید و متنوعی برای طراحی سیستم‌های چندمنظوره ارائه نماید.

از مهمترین نتایج این مقاله می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- تحت شبیه‌سازی پایه سیستم قادر به تولید ۴۰۰۷ کیلووات توان گرمایی، ۱۱۹۰ کیلووات توان سرمایشی و ۱۴۳۳۶ کیلووات توان الکتریکی است
- کارایی انرژی و اگزرژی و الکتریکی ساختار پیشنهادی به ترتیب ۸۲/۶ درصد، ۵۵/۳۲ درصد و ۶۰/۴۵ درصد است
- کل برگشت‌ناپذیری سیستم معادل با ۱۵۲۶۷ کیلووات بوده که ۳۵/۳ درصد آن در BCM-100، ۳۲/۱ درصد آن در مبدل حرارتی E-100 رخ داده است و تخریب اگزرژی در این دو تجهیز در مجموع برابر با ۱۰۶۱۸ کیلووات شده است.
- مطالعات پارامتری مشخص نمود که افزایش دمای گاز احتراق از سیکل رانکین آلی ۱ باعث کاهش تولید توان خالص تولیدی و افزایش توان گرمایشی شده است ولی این امر در نهایت با کاهش روند PES و HIPF همراه شده است
- آنالیز حساسیت نشان داد افزایش دمای سیال عامل در سیکل کالینا رشد تولید توان گرمایشی را کاهش داده و به نرخ تولید توان از توربین T-103 افزوده است
- بالارفتن دمای گاز احتراق از سیکل چیلر جذبی به دلیل کاهش دبی سیال عامل منتج به کاهش تولید توان سرمایشی و گرمایشی شده ولی رشد HIPF را به همراه داشته است.

منابع

- [1] I. Shahdad, M. Moghimi, and M. Navidbakhsh, "Multi-perspective analysis of a parabolic trough collector with a gradient porous structure and hybrid nanofluid: Thermal, thermodynamic, and exergoeconomic evaluation," *Clean. Eng. Technol.*, vol. 27, p. 101001, 2025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.clet.2025.101001>.
- [2] M. S. Saleem and N. Abas, "Optimal design of renewable driven polygeneration system: A novel approach integrating TRNSYS-GenOpt linkage," *Clean. Eng. Technol.*, vol. 24, p. 100856, 2025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.clet.2024.100856>.
- [3] S. M. A. Haider, T. A. H. Ratlamwala, K. Kamal, M. Alkahtani, M. Abid, and H. Liu, "Integrated energy, exergy, and environment (3E) analysis, and life cycle assessment of renewable sourced multigeneration system for optimized performance and environmental impact assessment," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 80, p. 104368, 2025.
- [4] S. Khanmohammadi, S. Abdolmehdi Hashemi, and M. Akbarzadeh, "Energetic and exergetic assessment of a ground source heat pump system using low temperature resources in a tropical climate," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 61, p. 103604, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103604>.
- [5] S. Popli, P. Rodgers, and V. Evely, "Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization," *Appl. Energy*, vol. 93, pp. 624–636, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.038>.
- [6] M. Ebrahimi and S. Majidi, "Exergy-energy-environ evaluation of combined cooling heating and power system based on a double stage compression regenerative gas turbine in large scales," *Energy Convers. Manag.*, vol. 150, pp. 122–133, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.004>.

- [7] D. B. Espirito Santo, "Energy and exergy efficiency of a building internal combustion engine trigeneration system under two different operational strategies," *Energy Build.*, vol. 53, pp. 28–38, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.06.014>.
- [8] H. You, Y. Xiao, J. Han, A. Lysyakov, and D. Chen, "Thermodynamic, exergoeconomic and exergoenvironmental analyses and optimization of a solid oxide fuel cell-based trigeneration system," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 48, no. 66, pp. 25918–25938, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.183>.
- [9] G. T. Udeh, S. Michailos, D. Ingham, K. J. Hughes, L. Ma, and M. Pourkashanian, "A techno-enviro-economic assessment of a biomass fuelled micro-CCHP driven by a hybrid Stirling and ORC engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 227, p. 113601, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113601>.
- [10] J. Song and C. Gu, "Performance analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system with wet steam expansion for engine waste heat recovery," *Appl. Energy*, vol. 156, pp. 280–289, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.07.019>.
- [11] T. Parikhani, H. Azariyan, R. Behrad, H. Ghaebi, and J. Jannatkah, "Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a novel ammonia-water mixture combined cooling, heating, and power (CCHP) cycle," *Renew. Energy*, vol. 145, pp. 1158–1175, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.100>.
- [12] Z. Liu, N. Xie, and S. Yang, "Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/H₂O absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat," *Energy Convers. Manag.*, vol. 205, p. 112370, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112370>.
- [13] J. Wang, Y. Wu, and X. Liu, "Thermodynamic and economic analysis of a Kalina cycle-based combined heating and power system for low-temperature heat source utilization," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 55, p. 102904, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102904>.
- [14] S. Di Fraia, M. Shah, and L. Vanoli, "A biomass-based polygeneration system for a historical building: A techno-economic and environmental analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 291, p. 117336, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117336>.
- [15] Z. Xu *et al.*, "Design and comprehensive thermo-enviro-economic assessment of an innovative polygeneration system using biomass fuel and LNG regasification: A CCHP-thermally desalination application," *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 183, pp. 925–944, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.01.040>.
- [16] L. Wang *et al.*, "Thermoeconomic assessment of an innovative combined cooling, heating, and power system based on biomass combustion, TCO₂ cycle, absorption chiller, and desalination," *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 184, pp. 151–169, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.01.073>.
- [17] P. Ahmadi, I. Dincer, and M. A. Rosen, "Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system," *Energy*, vol. 56, pp. 155–166, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.024>.
- [18] C. R. Altafini, P. R. Wander, and R. M. Barreto, "Prediction of the working parameters of a wood waste gasifier through an equilibrium model," *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 17, pp. 2763–2777, 2003.
- [19] Z. Ghaffarpour, M. Mahmoudi, A. H. Mosaffa, and L. G. Farshi, "Thermoeconomic assessment of a novel integrated biomass based power generation system including gas turbine cycle, solid oxide fuel cell and Rankine cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 161, pp. 1–12, 2018.
- [20] C. Jin, Y. Yuan, H. Son, and Y. Lim, "Novel propane-free mixed refrigerant integrated with nitrogen expansion natural gas liquefaction process for offshore units," *Energy*, vol. 238, p. 121765, 2022.
- [21] D.-Y. Peng and D. B. Robinson, "A new two-constant equation of state," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 15, no. 1, pp. 59–64, 1976.
- [22] H. Azariyan, M. Vajdi, and H. R. Takleh, "Assessment of a high-performance geothermal-based multigeneration system for production of power, cooling, and hydrogen: thermodynamic and exergoeconomic evaluation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 236, p. 113970, 2021.
- [23] H. Ghiasirad, N. Asgari, R. K. Saray, and S. Mirmasoumi, "Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer," *Energy Convers. Manag.*, vol. 235, p. 113969, 2021.
- [24] C. Wu, X. Xu, Q. Li, X. Li, L. Liu, and C. Liu, "Performance assessment and optimization of a novel geothermal combined cooling and power system integrating an organic flash cycle with an ammonia-water absorption refrigeration cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 227, p. 113562, 2021.
- [25] M. Zhang, A. Timoshin, E. A. Al-Ammar, M. Sillanpaa, and G. Zhang, "Power, cooling, freshwater, and hydrogen production system from a new integrated system working with the zeotropic mixture, using a flash-binary geothermal system," *Energy*, vol. 263, p. 125959, 2023.
- [26] G. Liao, E. Jiaqiang, F. Zhang, J. Chen, and E. Leng, "Advanced exergy analysis for Organic Rankine Cycle-based layout to recover waste heat of flue gas," *Appl. Energy*, vol. 266, p. 114891, 2020.
- [27] C. Tian, C. Su, C. Yang, X. Wei, P. Pang, and J. Xu, "Exergetic and economic evaluation of a novel integrated system for cogeneration of power and freshwater using waste heat recovery of natural gas combined cycle," *Energy*, vol. 264, p. 126227, 2023.

- [28] T. Parikhani, J. Jannatkah, A. Shokri, and H. Ghaebi, "Thermodynamic analysis and optimization of a novel power generation system based on modified Kalina and GT-MHR cycles," *Energy Convers. Manag.*, vol. 196, pp. 418–429, 2019.
- [29] H. Ghaebi, A. S. Namin, and H. Rostamzadeh, "Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermoeconomic viewpoints," *Energy Convers. Manag.*, vol. 165, pp. 419–439, 2018.
- [30] L. Zhang, M. Asadollahzadeh, A. H. Seikh, M. K. Agrawal, and W. Minzha, "Proposal and comprehensive study of an integrated polygeneration process relying on landfill gas, renewable hydrogen, and binary geothermal cycle," *Sep. Purif. Technol.*, vol. 327, p. 124897, 2023.
- [31] T. Hai *et al.*, "A novel trigeneration model using landfill gas upgrading process and waste heat recovery: Application of methanol, desalinated water, and oxygen production," *J. Clean. Prod.*, vol. 393, p. 136224, 2023.
- [32] G. Chicco and P. Mancarella, "Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part I: Models and indicators," *Energy*, vol. 33, no. 3, pp. 410–417, 2008.
- [33] M. Chahartaghi and M. Sheykhi, "Thermal modeling of a trigeneration system based on beta-type Stirling engine for reductions of fuel consumption and pollutant emission," *J. Clean. Prod.*, vol. 205, pp. 145–162, 2018.
- [34] O. Siddiqui and I. Dincer, "Sustainable utilization of agricultural bio-waste for multigeneration of electricity, heating, cooling and freshwater," *J. Clean. Prod.*, vol. 319, p. 128540, 2021.
- [35] O. Bamisile, Q. Huang, P. O. K. Anane, and M. Dagbasi, "Performance analyses of a renewable energy powered system for trigeneration," *Sustainability*, vol. 11, no. 21, p. 6006, 2019.
- [36] S. Li, L. Zhu, Y. He, J. Fan, and L. Lv, "Thermodynamic evaluation of CCHP system based on biomass gasification by exploring the feasibility of using CO₂ as gasification agent," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 42, p. 100867, 2020.
- [37] L. Yan, Y. Cao, and B. He, "Energy, exergy and economic analyses of a novel biomass fueled power plant with carbon capture and sequestration," *Sci. Total Environ.*, vol. 690, pp. 812–820, 2019.
- [38] C. Cheng, J. Cherian, M. S. Sial, U. Zaman, and H. Niroumandi, "Performance assessment of a novel biomass-based solid oxide fuel cell power generation cycle; Economic analysis and optimization," *Energy*, vol. 224, p. 120134, 2021.
- [39] D. Roy, S. Samanta, and S. Ghosh, "Performance assessment of a biomass-fuelled distributed hybrid energy system integrating molten carbonate fuel cell, externally fired gas turbine and supercritical carbon dioxide cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 211, p. 112740, 2020.
- [40] X. Xu, J. Liu, and L. Cao, "Optimization and analysis of mixed refrigerant composition for the PRICO natural gas liquefaction process," *Cryogenics (Guildf.)*, vol. 59, pp. 60–69, 2014.
- [41] M. Shamsi, S. Farokhi, M. Pourghafari, and A. Bayat, "Tuning the natural gas dew point by Joule-Thomson and Mechanical Refrigeration processes: A comparative energy and exergy analysis," *J. Pet. Sci. Eng.*, vol. 212, p. 110270, 2022.
- [42] V. Eveloy, W. Karunkeyoon, P. Rodgers, and A. Al Alili, "Energy, exergy and economic analysis of an integrated solid oxide fuel cell–gas turbine–organic Rankine power generation system," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 31, pp. 13843–13858, 2016.
- [43] P. Zhu *et al.*, "Achieving high-efficiency conversion and poly-generation of cooling, heating, and power based on biomass-fueled SOFC hybrid system: Performance assessment and multi-objective optimization," *Energy Convers. Manag.*, vol. 240, p. 114245, 2021.
- [44] Y. E. Yuksel, M. Ozturk, and I. Dincer, "Performance investigation of a combined biomass gasifier-SOFC plant for compressed hydrogen production," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 60, pp. 34679–34694, 2020.
- [45] H. Rashidi and J. Khorshidi, "Exergy analysis and multiobjective optimization of a biomass gasification based multigeneration system," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 5, pp. 2631–2644, 2018.

English Abstract

Analysis of a Biomass-Fueled Combined Heat, Power, and Cooling System Featuring Innovative Heat Recovery and a Triple Organic Rankine Cycle

Arash Kalantari¹, Najmeh Hajjaligol^{2*}

1-M.Sc. Graduate in Energy Systems Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran. arashkalantari1998@gmail.com

2-Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Hamadan University of Technology, Hamadan, Iran. n.hajjaligol@hut.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2025/07/21, Received in revised form: 2025/08/03, Accepted: 2025/08/04)

In this study, a novel configuration of a biomass-fueled tri-generation system—capable of producing power, heating, and cooling—is proposed and analyzed through comprehensive energy and exergy assessments. The proposed design incorporates an innovative heat recovery strategy with a coefficient of performance (COP) of 0.78. The system under investigation comprises several integrated components, including a biomass combustion unit; a three-stage Organic Rankine Cycle (ORC) utilizing octane, heptane, and R-141b as working fluids for electricity generation; a Kalina cycle for combined power and heat production; an absorption refrigeration cycle for cooling and heating purposes; and thermally integrated heat exchangers. The study further explores the influence of key parameters—such as the exhaust gas temperature after the first ORC stage, the working fluid temperature in the Kalina cycle, and the outlet gas temperature from the absorption cooling section—on primary energy savings and the energy product generation rates. The results demonstrate that the proposed system achieves energy, exergy, and electrical efficiencies of 82%, 55%, and 60%, respectively.

Keywords: Trigenation, Biomass, Three-Stage Organic Rankine Cycle, Kalina Cycle, Exergy Analysis