

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی

ارزیابی عملکرد فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی، سیستم‌های تولید همزمان گرمایش

، سرمایش و توان با سیکل ارگانیک رنکین

و با استفاده از محصولات احتراق دیگ تأسیسات و استفاده از سیستم‌های خورشیدی

نگارنده: علی غلامی

استاد راهنما

مهندس احمد مددی

استاد مشاور

دکتر محمود چهارطاقی

بهمن ۱۳۹۷

در این صفحه صورت جلسه دفاع را قرار دهید. لازم است پس از صحافی این صفحه مجدداً توسط دانشکده مهر گردد و استاد راهنما با امضای خود اصلاحات پایان نامه را تایید کند.

تقدیم اثر

پاس و ستایش مرخدای را جل جلاله که آثار قدرت او بر چهره روز روشن،
تابان است و انوار حکمت او در دل شب تار، در حثان. آفریدگاری که
خویشتن را به ما شناساند و درهای علم را بر ما گشود و عمری و فرصتی عطا فرمود تا
بدان، بنده ضعیف خویش را در طریق علم و معرفت یازماید.

تقدیم به پدرم به استواری کوه، مادرم به زلالی چشمه.

مادرم، آنکه آفتاب مهرش در آستانه قلمم، همچنان پابرجاست و هرگز

غروب نخواهد کرد.

تشکر و قدردانی

تشکر شایان شار ایزدمنان که توفیق را فراهم ساخت تا این پایان نامه را به پایان برسانم

از استاد فاضل و اندیشمند جناب آقای مهندس احمد مددی به عنوان استاد راهنما و استاد

بزرگوار جناب آقای دکتر محمود چهارطقی به عنوان استاد مشاور که همواره نگارنده را مورد

لطف و محبت خود قرار داده اند کمال تشکر را دارم.

تعمدنامه

اینجانب **علی غلامی** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک (سیستم‌های انرژی) دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه **ارزیابی عملکرد فنی، اقتصادی و زیست‌محیطی، سیستم‌های تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان با سیکل ارگانیک رنکین و با استفاده از محصولات احتراق دیگ تأسیسات و استفاده از سیستم‌های خورشیدی تحت راهنمایی مهندس احمد مددی** متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود . استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

حکیده

در این مطالعه به ممیزی انرژی و یافتن پتانسیل بهبود با سیستم های تولید همزمان و سیستم های تجدید پذیر در دانشکده مهندسی مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود به عنوان یک نمونه ساختمان آموزشی پرداخته شد. بررسی های میدانی، تحلیلی و آزمایشگاهی به منظور داده برداری، مقایسه و ارزیابی حالت های مختلف بهبود مصرف انرژی صورت پذیرفت. نتایج بررسی حالت های مختلف بهبود شامل استفاده از موتور ژنراتورهای گازسوز، آبگرمکن های خورشیدی، صفحات برق خورشیدی و همچنین سیکل ارگانیک رنگین نشان دهنده آنست که استفاده از موتور ژنراتور گازسوز با توان ۱۱۱۹ کیلووات کمترین زمان بازگشت سرمایه یعنی کمتر از یک سال را به همراه دارد.

زمان بازگشت سرمایه سیستم آبگرم کن های خورشیدی به خصوص لوله خلا با در نظر گرفتن قیمت گاز پرداختی توسط دانشگاه بازگشت سرمایه منطقی ندارد بدان معنا که سرمایه گذاری برای این حالت توجیه اقتصادی ندارد. با در نظر گرفتن هزینه جهانی، آبگرم کن های خورشیدی دارای توجیه اقتصادی می شوند.

با افزایش توان موتور زمان بازگشت سرمایه آن به نسبت کمتر از موتور با توان کمتر است.

سیال^۱ Toluene در دمای بالاتر راندمان بالاتر و مناسب برای بازیافت حرارت از موتور ژنراتور گاز سوز است.

سیال MDM مناسب برای دمای پایین تر است. لذا برای بازیافت از محصولات احتراق بویلر ها مناسب می باشد. نتایج تحلیلی با آزمایشگاهی بین ۲ تا ۹ درصد برای سیستم های حرارت خورشیدی متفاوت است. سریعترین بازگشت سرمایه برای سناریو بهبود اضافه کردن موتور ژنراتور ۱ به سیستم و فروش

برق به شبکه با توجه ارز مرجع یعنی ۰/۸۵ سال می باشد. و کندترین برای سناریو بهبود آبگرمکن های لوله خلا با در نظر گرفتن دلار بازار آزاد زمان ۴۶ سال می باشد.

بیشترین ارزش حال خالص برای سناریو بهبود اضافه کردن موتور ژنراتور با توان ۱۱۱۹ کیلووات به سیستم و فروش برق به شبکه با توجه ارز مرجع است که مقدارش ۱۱/۵ میلیارد تومان درآمد می باشد و کمترین ارزش حال خالص برای سناریو بهبود آبگرمکن های لوله خلا با در نظر گرفتن دلار بازار آزاد است که مقدارش منفی ۵ میلیارد تومان است. این بدان معناست که بازگشت سرمایه در مدت عمر پروژه هنوز صورت نگرفته است. کمترین نرخ بازگشت داخلی برای آبگرمکن های لوله خلا با در نظر گرفتن دلار بازار آزاد می باشد که ۰/۱۲ درصد است. و بیشترین برای سناریو ۱ یعنی موتور ژنراتور یک می باشد که مقدارش ۶/۵ درصد است.

کلمات کلیدی: تولید همزمان، سیکل ارگانیک رنکین، موتور ژنراتور، سیستم خورشیدی، اقتصادی، محیط زیستی

فهرست مطالب

س	فهرست جداول
ص	فهرست اشکال
ش	فهرست علائم
۱	فصل ۱: مقدمه و تعاریف
۲	۱-۱ مقدمه
۴	۲-۱ حالت‌های بهبود
۴	۱-۲-۱ موتور ژنراتور گازسوز
۴	۲-۲-۱ سیکل ارگانیک رانکین
۴	۳-۲-۱ آبگرمکن‌های خورشیدی
۴	۴-۲-۱ سیستم برق خورشیدی
۵	۳-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق
۵	۴-۱ نوآوری
۶	۵-۱ روش تحقیق
۶	۶-۱ تعاریف

۱-۶-۱ تولید همزمان ۶

۱-۶-۱ مزایای تولید همزمان برق و حرارت در محل مصرف [۲] ۷

۱-۶-۳ مزیت استفاده از سیستم‌های تولید همزمان [۲] ۸

۱-۶-۴ معرفی اجزا ۹

۱-۷-۷ حالت‌های مختلف سیستم مورد مطالعه ۲۳

۱-۷-۱ حالت پایه ۲۳

۱-۷-۲ حالت‌های بهبود ۲۴

۳۱ **فصل ۲: مروری بر مطالعات پیشین**

۱-۲ مقدمه ۳۲

۲-۲ مطالعات گذشته در زمینه سیستم‌های تولید همزمان ۳۲

۳-۲ نقاط ضعف مطالعات گذشته و نکات برجسته مطالعه حاضر ۳۵

۳۷ **فصل ۳ داده‌های ورودی و معادلات حاکم**

۱-۳ مقدمه ۳۸

۲-۳ داده‌های ورودی ۳۸

۳-۳ مشخصات فنی تجهیزات تأسیسات دانشکده ۴۱

۴-۳ ساعات کارکرد سیستم در سال ۴۲

- ۳-۵ موتور ژنراتور گاز سوز..... ۴۳
- ۳-۵-۱ موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۱ [۲۰]..... ۴۴
- ۳-۶ مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲ [۲۱]..... ۴۶
- ۳-۶-۱ مشخصات عمومی فنی، اقتصادی و محیط زیستی موتور ژنراتور [۱]..... ۴۸
- ۳-۶-۲ هزینه‌های مربوط به سوخت و برق و آلاینده‌ها [۱۶]..... ۴۹
- ۳-۶-۳ هزینه آلاینده‌گی تولیدی توسط تجهیزات:..... ۵۱
- ۳-۶-۴ هزینه‌های مازاد در زمان نصب و راه اندازی تجهیزات:..... ۵۱
- ۳-۷ مشخصات سیال استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین:..... ۵۲
- ۳-۷-۱ سیال کاری توصیه شده برای سیکل ارگانیک رانکین بر اساس دما و کاربرد [۲۴]... ۵۳
- ۳-۷-۲ بازه دمایی خروجی از محصولات احتراق در هر کدام از صنایع مختلف..... ۵۴
- ۳-۷-۳ شرکت های موجود در دنیا در زمینه سیکل ارگانیک رانکین: [۲۶]..... ۵۵
- ۳-۷-۴ زاویه شیب جاذب های خورشیدی: [۲۷]..... ۵۵
- ۳-۷-۵ میزان انرژی دریافتی از خورشید در طول یک روز: [۲۷]..... ۵۶
- ۳-۷-۶ فرضیات برای آبگرم کن های خورشیدی مدل FPC:..... ۵۷
- ۳-۷-۷ آبگرم کن های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC:..... ۵۹
- ۳-۷-۸ آبگرم کن های خورشیدی مدل لوله خلا ETC:..... ۵۹

- ۳-۷-۹ مشخصات فنی و هندسی پنل های خورشیدی [۳۰] ۶۱
- ۳-۷-۱۰ تجهیزات اندازه گیری آلاینده گی بویلر و موتور: ۶۴
- ۳-۷-۱۱ تجهیزات اندازه گیری راندمان پنل های خورشیدی: [۳۲] ۶۵
- ۳-۸-۸ معادلات مربوط به تجهیزات استفاده شده در سیکل ها: ۶۹
- ۳-۸-۲ هزینه اولیه، تعمیر و نگه داری چیلر ۶۹
- ۳-۸-۳ معادلات قانون دوم سیکل ارگانیک رنگین ۶۹
- ۴-۸-۳ معادلات اقتصادی تجهیزات سیکل ارگانیک رنگین ۶۹
- ۳-۸-۵ سیستم آب گرم کن خورشیدی: ۷۰
- ۶-۸-۳ تشعشع جذب شده و عبور تشعشع از میان پوشش شیشه ای: ۷۱
- ۷-۸-۳ کلکتورهای صفحه تخت و معادلات مربوطه: ۷۳
- ۳-۸-۸ معادلات حاکم تحلیل قانون دوم ترمودینامیک (اگرژی) ۷۵
- ۹-۸-۳ مدل سازی اگرژی کلکتور صفحه تخت: ۷۷
- ۳-۸-۱۰ کلکتور خورشیدی لوله خلأ ۷۷
- ۳-۸-۱۱ مدل سازی مبدل: ۷۸

۸۱ فصل ۴: نتایج و بحث

- ۴-۱ نتایج ممیزی انرژی و بار درخواستی توسط دانشکده مکانیک و عمران: ۸۲

- ۲-۴ شکل های موتور ژنراتور گازسوز: ۸۲
- ۱-۲-۴ میزان بازیافت حرارت از تجهیزات: ۸۳
- ۳-۴ شکل های مربوط به سیکل های ارگانیک رنگین: ۸۸
- ۱-۳-۴ سیکل ارگانیک رنگین ۱: ۸۸
- ۲-۳-۴ سیکل ارگانیک رنگین ۲: ۸۹
- ۳-۳-۴ سیکل ارگانیک ۳: ۹۰
- ۴-۳-۴ مقایسه راندمان سیال های سیکل های ارگانیک: ۹۱
- ۴-۴ شکل های مربوط به انرژی آبگرم کن های خورشیدی: ۹۳
- ۱-۴-۴ مقایسه نتایج سیستم های خورشیدی در حالت تحلیلی با آزمایشگاهی: ۹۷
- ۵-۴ نتایج پنل های خورشیدی: ۹۸
- ۱-۵-۴ نتایج بدست آمده از نرم افزار دستگاه اندازه گیری راندمان سیستم های برق خورشیدی [۳۴] ۹۸
- ۶-۴ شکل های مربوط به چیلر: ۹۹
- ۱-۶-۴ شرایط عملیاتی برای سیکل جذبی لیتیم برماید و آب تک اثره: [۲۱] ۹۹
- ۷-۴ راندمان سیستم تولید همزمان ۱۰۲
- ۱-۷-۴ راندمان انرژی و انرژی سناریو های مختلف بهبود ۱۰۲
- ۸-۴ نتایج طراحی مبدل ها برای همه ی بازیافت حرارت ها: ۱۰۴

۹-۴ شکلهای مربوط به تحلیل اقتصادی و محیط زیستی سیستم: ۱۰۹

۱-۹-۴ سناریوهای مورد بررسی برای بهبود: ۱۱۳

۲-۹-۴ درآمد خالص سناریوهای مختلف در مدت عمر ۱۷ ساله پروژه باتوجه به نرخ سود

و تورم ۱۲۷

۳-۹-۴ نرخ بازگشت سرمایه داخلی همه حالت های مورد بررسی ۱۲۸

۱۳۱ فصل ۵ جمع بندی

۱-۱-۵ پیشنهادات ۱۳۴

فهرست جداول

- جدول ۱-۱۱: مقایسه کیفی برخی از ویژگی‌های استفاده از سیال ارگانیک بجای آب در سیکل رنکین [5] ۱۸
- جدول ۱-۳: مشخصات فنی چیلر آب گرم لیتیوم بروماید ۴۱
- جدول ۲-۳: مشخصات فنی برج خنک کن ۴۱
- جدول ۳-۳: مشخصات فنی بویلر های آب گرم ۴۲
- جدول ۴-۳: مشخصات فنی منابع تامین کننده آب گرم مصرفی ۴۲
- جدول ۵-۳: ساعات کارکرد تجهیزات مختلف سیستم تاسیسات دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک سال ۴۳
- جدول ۶-۳: مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز ۱ ۴۴
- جدول ۷-۳: مشخصات عملکردی و آلودگی موتور ژنراتور گاز سوز ۱ [21] ۴۵
- جدول ۸-۳: مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲ [۲۳] ۴۶
- جدول ۹-۳: مشخصات عملکردی و آلودگی موتور ژنراتور گاز سوز ۲ ۴۷
- جدول ۱۰-۳: مشخصات عمومی فنی و اقتصادی و محیط زیستی موتور ژنراتور ۴۸
- جدول ۱۱-۳: هزینه‌های مربوط به سوخت و برق و آلاینده‌ها [۱۷] ۵۰
- جدول ۱۲-۳: هزینه آلودگی ۵۰
- جدول ۱۳-۳: آلاینده‌های بویلر ها ۵۱
- جدول ۱۴-۳: هزینه های مازاد در زمان نصب و راه اندازی تجهیزات: ۵۱
- جدول ۱۵-۳: مشخصات سیال استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین [۲۴] ۵۲
- جدول ۱۶-۳: سیال کاری توصیه شده برای سیکل ارگانیک رنکین ۵۳
- جدول ۱۷-۳: بازه دمایی خروجی از محصولات احتراق انرژی اتلافی در هرکدام از صنایع مختلف [۲۶] ۵۴
- جدول ۱۸-۳: شرکت های تولید کننده سیکل ارگانیک رنکین ۵۵
- جدول ۱۹-۳: زاویه شیب جاذب های خورشیدی ۵۶

- جدول ۳-۲۰ میزان انرژی دریافتی از خورشید در طول یک روز به ازای هر متر مربع جاذب خورشیدی ۵۷
- جدول ۳-۲۱ فرضیات برای آبگرم کن های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC برای یک روز در یک ماه سال برای یک جاذب ۵۸
- جدول ۳-۲۳ مشخصات مخازن آبگرمکن های خورشیدی پمپدار سولارکار [30] ۶۱
- جدول ۳-۲۴ مشخصات الکتریکی پنل های خورشیدی [۳۱] ۶۲
- جدول ۳-۲۵ مشخصات آزمایش و گارانتی پنل های خورشیدی ۶۲
- جدول ۳-۲۶ شرایط استفاده از پنل های خورشیدی ۶۳
- جدول ۳-۲۷ مشخصات فنی و بازه‌ی اندازه‌گیری و دقت اندازه‌گیری دستگاه آنالیز گازهای محصولات احتراق ۶۵
- جدول ۳-۲۸ مشخصات الکتریکی تجهیزات اندازه‌گیری راندمان پنل های خورشیدی ۶۷
- جدول ۳-۲۹ مشخصات کلی تجهیزات اندازه‌گیری راندمان پنل های خورشیدی ۶۸
- جدول ۴-۲ میزان بازیافت حرارت از تجهیزات ۸۴
- جدول ۴-۳ مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۱ ۸۵
- جدول ۴-۴ مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۲ ۸۶
- جدول ۴-۵ اندازه‌گیری‌های سرعت گازهای خروجی دودکش بویلر ها ۸۷
- جدول ۴-۶ مشخصات ابعادی بویلر و استک ۸۷
- جدول ۴-۷ شرایط عملیاتی برای سیکل جذبی لیتیم برماید و آب تک اثره ۱۰۱
- جدول ۴-۸ ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی و مبدل حرارتی توان مصرفی پمپ لیتیم بروماید و آب تک اثره ۱۰۱
- جدول ۴-۳۵ بازیافت حرارت در مبدل یک سناریو محصولات احتراق موتور ۱ ۱۰۵
- جدول ۴-۳۶ بازیافت حرارت در مبدل یک سناریو آب رادیاتور موتور ۱ ۱۰۵
- جدول ۴-۳۷ بازیافت حرارت در مبدل دو سناریو محصولات احتراق موتور ۲ ۱۰۶
- جدول ۴-۳۸ بازیافت حرارت در مبدل دو سناریو آب رادیاتور موتور ۲ ۱۰۶
- جدول ۴-۳۹ بازیافت حرارت در مبدل سه سناریو محصولات احتراق بویلر ها ۱۰۷
- جدول ۴-۹ نرخ سود و تورم بانکی برای دو کشور ایران و آمریکا ۱۰۹
- جدول ۴-۱۰ قیمت جهانی و داخلی تجهیزات ۱۱۰

- جدول ۴-۱۱ قیمت سوخت جهانی و داخلی ۱۱۲
- جدول ۴-۱۲ جریمه آلودگی ۱۱۲
- جدول ۴-۱۴ موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۱ ۱۱۳
- جدول ۴-۱۵ موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۲ ۱۱۳
- جدول ۴-۱۶ سیکل ارگانیک ۱ کوپل موتور ۱ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۳ ۱۱۴
- جدول ۴-۱۸ موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۴ ۱۱۴
- جدول ۴-۱۹ موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۵ ۱۱۴
- جدول ۴-۲۰ سیکل ارگانیک ۲ کوپل موتور ۲ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۶ ۱۱۵
- جدول ۴-۲۳ آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۷ ۱۱۵
- جدول ۴-۲۴ آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۸ ۱۱۵
- جدول ۴-۲۵ آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۹ ۱۱۵
- جدول ۴-۲۶ آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۰ ۱۱۶
- جدول ۴-۲۹ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۱ ۱۱۶
- جدول ۴-۳۰ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۲ ۱۱۶
- جدول ۴-۳۱ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۳ ۱۱۷
- جدول ۴-۳۲ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۴ ۱۱۷
- جدول ۴-۳۳ پنل‌های خورشیدی به سیستم اضافه شود و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۱۵ ۱۱۷
- جدول ۴-۳۴ سیکل ارگانیک ۳ کوپل بویلرها اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۱۶ ۱۱۸

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: دیاگرام دما آنتروپی سیال MDM..... ۱۶
- شکل ۲-۱: اجزا سیکل ارگانیک رانکین..... ۱۷
- شکل ۳-۱: آبگرمکن خورشیدی مدل جاذب خلاء [8]..... ۲۱
- شکل ۴-۱: شمای کنونی جریان انرژی مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران..... ۲۳
- شکل ۵-۱: شکل درختی پتانسیل‌های مختلف بهبود وضعیت کنونی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران..... ۲۵
- شکل ۶-۱: شمای حالت بهبود موتور ژنراتور گازسوز..... ۲۶
- شکل ۷-۱: شمای حالت بهبود آبگرمکن‌های خورشیدی..... ۲۷
- شکل ۸-۱: شمای حالت بهبود صفحات خورشیدی..... ۲۸
- شکل ۹-۱: شمای حالت بهبود سیکل ارگانیک رانکین..... ۲۹
- شکل ۱-۳: بار الکتریکی محاسبه شده دانشکده در یک روز برای ماه‌های مختلف سال..... ۳۹
- شکل ۲-۳: هزینه انرژی الکتریکی دانشکده مکانیک و عمران در یک روز برای ماه‌های مختلف سال بر اساس داده‌های معاونت عمرانی..... ۳۹
- شکل ۳-۳: میزان گاز مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک روز برای ماه‌های مختلف سال بر اساس محاسبات..... ۴۰
- شکل ۴-۳: هزینه گاز مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک روز برای ماه‌های مختلف سال بر اساس داده‌های معاونت عمرانی..... ۴۰
- شکل ۱-۳: نقشه هندسی موتور ژنراتور گاز سوز ۵۸۵ کیلووات [23]..... ۴۸
- شکل ۲-۳: شمای برش خورده آبگرم‌کن‌های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC..... ۵۹
- شکل ۳-۳: آبگرم‌کن‌های خورشیدی مدل لوله خلاء [29] ETC..... ۶۰
- شکل ۴-۳: مشخصات هندسی پنل‌های خورشیدی..... ۶۳
- شکل ۵-۳: دستگاه آنالیز گاز‌های محصولات احتراق [۳۲]..... ۶۴

- شکل ۳-۵ دستگاه اندازه گیری راندمان تجهیزات برق خورشیدی ۶۶
- شکل ۳-۷ زوایای تابش و انعکاس در محیطی با ضریب شکست‌های ۷۲
- شکل ۳-۸ عبور از یک پوشش شیشه‌ای غیر جاذب ۷۳
- شکل ۳-۱۰ برش عمودی از یک گردآورنده خورشیدی ۷۴
- شکل ۴-۱ مقایسه میزان حرارت اتلافی از موتور ژنراتور گاز سوز ۸۳
- شکل ۴-۲ مقایسه بازیافت حرارت از بویلر و موتور در بار مختلف ۸۴
- شکل ۴-۷ سیکل ارگانیک رنکین ۱ ۸۹
- شکل ۴-۸ سیکل ارگانیک رنکین ۲ ۹۰
- شکل ۴-۸ سیکل ارگانیک ۳ ۹۱
- شکل ۴-۱۰ مقایسه سیال Toluene با MDM ۹۲
- شکل ۴-۱۱ مقایسه سیال Toluene با MDM ۹۲
- شکل ۴-۱۲ مقایسه سیال Toluene با MDM ۹۳
- شکل ۴-۱۳ انرژی حرارتی دریافتی از خورشید توسط آب در ۱۶۱۰ متر مربع کلکتور صفحه تخت در یک روز ۹۴
- شکل ۴-۱۴ حرارت دریافتی از خورشید در هر ماه برای ۱۶۱۰ متر مربع ۹۵
- شکل ۴-۱۵ توان حرارتی آب در یک روز دانشکده مکانیک برای ۱۶۱۰ متر مربع کلکتور ۹۶
- شکل ۴-۱۵ راندمان آبگرم کن های خورشیدی ۹۷
- شکل ۴-۱۶ انرژی الکتریکی خروجی از ۳۵۰۰ متر مربع پنل خورشیدی در روز ۹۸
- شکل ۴-۱۶ نتایج بدست آمده از نرم افزار دستگاه اندازه گیری راندمان سیستم های برق خورشیدی [۳۵] ۹۹
- شکل ۴-۱۷ شمای مراحل سیکل جذبی (چیلر آب گرم لیتیم بروماید) ۱۰۰
- شکل ۴-۱۷ چیلر آب گرم لیتیم بروماید ۱۰۲
- شکل ۴-۱۸ راندمان انرژی سناریو های مختلف بهبود ۱۰۳
- شکل ۴-۱۹ راندمان انرژی سناریو های مختلف بهبود ۱۰۴
- شکل ۴-۳۱ مقایسه مساحت مبدل های حرارتی پوسته و لوله ۱۰۸

- شکل ۴-۳۲ مقایسه قیمت مبدل های حرارتی پوسته و لوله ۱۰۸
- شکل ۴-۲۰ قیمت تجهیزات با قیمت دلار بازار آزاد و ارز مرجع ۱۱۱
- شکل ۴-۲۱ مقایسه سال بازگشت سرمایه برای سناریو های مختلف بهبود ۱۱۹
- شکل ۴-۲۲ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای موتور ۱ ۱۲۰
- شکل ۴-۲۳ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۱ ۱۲۱
- شکل ۴-۲۴ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای موتور ۲ ۱۲۲
- شکل ۴-۲۵ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۲ ۱۲۳
- شکل ۴-۲۶ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی
مدل صفحه تخت ۱۲۴
- شکل ۴-۲۷ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی
مدل لوله خلا ۱۲۵
- شکل ۴-۲۸ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای پنل های برق خورشیدی ۱۲۶
- شکل ۴-۲۹ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۳ ۱۲۷
- شکل ۴-۳۰ درآمد حال خالص بعد از ۱۷ سال برای تمام سناریو های بهبود ۱۲۸
- شکل ۴-۳۱ نرخ بازگشت سرمایه داخلی ۱۲۹

فهرست علائم

	<i>Symbols</i>	علائم اختصاری
A_p	<i>Area Of Piston</i>	سطح مقطع پیستون (m^2)
C_v	<i>Specific Heat</i>	گرمای ویژه حجم ثابت ($kJ/kg*k$)
\dot{Q}	<i>Heat Power</i>	توان گرمایی (kw)
\dot{W}	<i>Mechanical Power</i>	توان مکانیکی (kw)
X_r	<i>Ratio Of Remain gases</i>	نسبت گازهای باقیمانده در سیلندر
\dot{m}	<i>Fuel Flow</i>	دبی سوخت (kg/s)
r_c	<i>Compression Ratio</i>	نسبت تراکم
AF	<i>Air/Fuel Ratio</i>	نسبت هوا به سوخت
G	<i>Feed Mixture Ratio</i>	نسبت سوخت و هوای تازه ورودی
N	<i>Rotation of Engine</i>	دور موتور (RPM)
P	<i>Pressure Inside Cylinder</i>	فشار داخل سیلندر (kpa)
Q	<i>Heat Energy</i>	انرژی گرمایی (kJ)
R	<i>Air Constant Coefficient</i>	ثابت گاز هوا ($kJ/kg*k$)
T	<i>Temperature</i>	دما (k)

V	<i>Volume</i>	حجم (m^3)
W	<i>Mechanical Work</i>	کار مکانیکی (kj)
k	<i>Ratio Of Specific Heats</i>	نسبت ظرفیت‌های گرمایی
m	<i>Mixture Mass</i>	جرم مخلوط سوخت و هوا (kg)
n	<i>Number Of Rotation per cycle</i>	تعداد دور به ازای هر چرخه
C_{pa}	<i>Specific Heat of Gas</i>	ظرفیت گرمایی ویژه هوای خشک ($j/kg*k$)
C_{pv}	<i>Specific Heat of Steam</i>	ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب ($j/kg*k$)
λ_0	<i>Latent Heat of Water</i>	گرمای نهان تبخیر آب (j/kg)
C_{pw}	<i>Specific Heat of Water</i>	ظرفیت گرمایی ویژه آب ($j/kg*k$)
h_w	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت جابجایی آب (w/m^2*k)
h_w	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب (w/m^2*k)
K	<i>Conduction Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت هدایت (w/m^2*k)
g	<i>Gravitational Acceleration</i>	شتاب جاذبه (m/s^2)
\dot{Q}_{Sen}	<i>Sensible Heat Flux</i>	شار گرمای محسوس (w)
\dot{Q}_{Lat}	<i>Latent Heat Flux</i>	شار گرمای نهان (w)
h_{fg}	<i>Latent Heat of Vaporization</i>	گرمای نهان تبخیر آب (j/kg)
ε	<i>Roughness of Tube</i>	زبری لوله (mm)

h_w *Heat Transfer Coefficient of Water* ضرب انتقال حرارت آب خنک کننده
 (w/m^2*k)

Greece Symbols علائم

ν	<i>Kinematic Viscosity</i>	ویسکوزیته سینماتیکی (m^2/s)
μ	<i>Dynamic Viscosity</i>	ویسکوزیته دینامیکی ($pa*s$)
ρ	<i>Density</i>	چگالی (kg/m^3)
η	<i>Efficiency</i>	بازده

Subscripts زیرنویس ها

P	<i>Piston</i>	پیستون
c	<i>Cold</i>	سرمايش (سیال سرد)
b	<i>Break</i>	ترمزی
i	<i>Indicated</i>	اندیکاتوری
f	<i>Fuel</i>	سوخت
a	<i>Air</i>	هوا
d	<i>Dead</i>	مرده
t	<i>Total</i>	کلی
net	<i>Net</i>	خالص
$gross$	<i>Gross</i>	ناخالص

<i>in,i</i>	<i>Inlet</i>	ورودی
<i>out,o</i>	<i>Output</i>	خروجی
<i>ex</i>	<i>Exit</i>	خروجی
<i>HV</i>	<i>Heat Value</i>	ارزش حرارتی
<i>z</i>	<i>Vertical</i>	عمودی
<i>x</i>	<i>Horizontal</i>	افقی
<i>0</i>	<i>Base Point</i>	مبنا
<i>g</i>	<i>Gas</i>	گاز
<i>w</i>	<i>Water</i>	آب
<i>I</i>	<i>Water</i>	آب
<i>v</i>	<i>Water Vapor</i>	بخار آب
<i>h</i>	<i>Hot Flow</i>	جریان گرم
<i>Pump</i>	<i>Pump</i>	پمپ

فصل ۱ مقدمه و تعاریف

۱-۱ مقدمه

پیدایش تولید همزمان به دهه ۱۸۸۰ میلادی در آمریکا بازمی‌گردد. موتورهای پیستونی در سال ۱۸۸۰ میلادی اولین ژنراتور را به کار انداختند. این سیستم‌ها بخار اتلافی زیاد و بازده پایینی داشتند که تولیدکنندگان برق را به فکر فرو برد تا علاوه بر تأمین برق مصرفی، حرارت اتلافی را نیز برای گرمایش به کار برند. از حرارت اتلافی موتورهای پیستونی برای اولین بار در سال ۱۸۸۴ میلادی برای تأمین انرژی گرمایی هتل دلکرنادو در سن دیگو استفاده شد که می‌توان از آن به عنوان اولین نمونه عملی تولید همزمان برق و حرارت (CHP) نام برد. [2]

براساس اطلاعات روزانه به طور متوسط بیش از یک میلیون بشکه معادل نفت خام، میزان مصرف انرژی در بخش خانگی است که این میزان سه تا چهار برابر متوسط دنیا است. با توجه به سهم بالای مصرف انرژی در ساختمان، صرفه‌جویی در این سناریو می‌تواند نقش بسزایی در کاهش هزینه‌های کشور را در پی داشته باشد. به جهت صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌توان به بهبود سیستم‌های موجود با استفاده از تجهیزات بازیافت اتلاف انرژی حرارتی و یا استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر اشاره نمود. [1]

استفاده از سیکل ارگانیک رنکین برای بازیابی حرارت اتلافی و تولید برق یکی از پتانسیل‌های بهبود است. همچنین استفاده از سیستم‌های گرمایش خورشیدی و سیستم‌های برق خورشیدی می‌تواند یکی دیگر از پتانسیل‌های بهبود وضعیت موجود در نظر گرفته شود.

در مطالعه پیش رو ابتدا به جریان انرژی در ایران توجه شده و سپس پتانسیل بهبود استفاده از انرژی‌های نو در ایران و جهان مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین میزان برق و حرارت تولید شده توسط منابع انرژی تجدیدپذیر، میزان عدم انتشار گازهای گلخانه‌ای مانند کربن دی‌اکسید و میزان صرفه‌جویی در مصرف سوخت فسیلی در ایران برای سال‌های گذشته مورد بررسی قرار گرفته شده است.

سپس به وضعیت استفاده از موتور ژنراتورها و استفاده از سیکل ارگانیک رنگین به منظور دست یافتن به راندمان بالاتر پرداخته شده است.

در بررسی سناریوهای مختلف ابتدا به هزینه سوخت، تعمیر و نگهداری که ساختمان آموزشی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود برای تجهیزات مصرف کننده انرژی پرداخت می کند توجه شده است. بدان معنا که در ابتدا بدلیل عدم پرداخت هزینه آلودگی موتورخانه در ایران سناریو هزینه زیست محیطی وارد محاسبات نشده است. اما با توجه به اینکه پتانسیل های بهبود فوق الذکر در دو حالت ایران و جهان بررسی می شود لذا هزینه های آلاینده در سناریوهای بعدی نیز مورد بررسی قرار می گیرد.

هزینه های محاسبه شده در پتانسیل های بهبود مختلف با توجه به قیمت جهانی آن ها محاسبه شده است. سپس این هزینه ها با قیمت ارز مرجع و دلار بازار آزاد محاسبه می شود. هدف از این کار محاسبه دقیقتر زمان بازگشت سرمایه برای مطالعه حاضر است. در ادامه به مدل سازی ترمودینامیکی سیکل تولید همزمان سرمایش، گرمایش و کار پرداخته شده است. ساختمان مذکور دارای موتورخانه مرکزی شامل دو بویلر یک و نیم مگاوات و چیلر ۲۵۰ تن تبرید و منبع کویلی تأمین آب گرم مصرفی بهداشتی ۴۰۰۰ لیتر می باشد.

در حالت پایه، برق دانشکده مهندسی مکانیک و عمران توسط شبکه تأمین می گردد و بار حرارتی و سرمایشی دانشکده توسط بویلر آب گرم و چیلر آب گرم تأمین می گردد. لذا دانشکده هزینه برق و گاز را به عنوان حامل های انرژی پرداخت می کند.

این تحقیق شامل ۵ حالت یا ۱۶ سناریو مورد بررسی برای بهبود می باشد.

۱-۲-۱ حالت‌های بهبود

۱-۲-۱ موتور ژنراتور گازسوز

در این سناریو با فرض اضافه شدن موتور ژنراتور گاز سوز به سیستم تاسیسات، درآمد حاصل از فروش برق به شبکه و زمان بازگشت سرمایه محاسبه شده است..

۱-۲-۲ سیکل ارگانیک رانکین

در این سناریو با فرض اضافه کردن سیکل ارگانیک رانکین به موتور ژنراتور گازسوز، هزینه اولیه، تعمیر و نگهداری و محاسبه زمان بازگشت سرمایه مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۱-۲-۳ آبگرمکن‌های خورشیدی

در این سناریو تامین بار حرارتی درخواستی توسط آبگرمکن‌های خورشیدی، جایگزینی این سیستم با بویلر ها، محاسبه زمان بازگشت سرمایه با توجه به در نظر گرفتن هزینه‌های سوخت، تعمیر و آلودگی، توجه به هزینه پرداختی توسط دانشکده و قیمت سوخت جهانی در این سناریو مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

۱-۲-۴ سیستم برق خورشیدی

اضافه نمودن سیستم برق خورشیدی به سیستم تاسیسات دانشکده به عنوان یک پتانسیل بهبود تجدیدپذیر می‌باشد. در این سناریو فروش برق به شبکه و محاسبه زمان بازگشت سرمایه مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۳-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق

به منظور دست یافتن به توسعه اقتصادی مطلوب استفاده بهینه از انرژی یکی از مسائل مورد توجه می‌باشد. در این راستا راهبرد تامین انرژی برای توسعه اقتصادی، از جمله برنامه های اصلی کشور است. با توجه به برخورداری کشور از منابع سرشار نفت و گاز، استفاده بهینه از این منابع می تواند به صادرات، تولید ملی و رشد اقتصادی کشور کمک شایانی نماید.

با توجه به گستردگی استفاده از انرژی الکتریکی در صنعت و زندگی روز مره، پاک بودن در محل مصرف، خاصیت یک به یکی، خاصیت در دسترس پذیری و چگالی انرژی بالا استفاده هرچه بهتر از آن می تواند تاثیر بسزایی در کاهش هزینه‌های کشور داشته باشد.

در ساختار سنتی صنعت برق، تولید، انتقال و توزیع به عهده شرکت برق بوده، اما با افزایش میزان تقاضا در سال‌های اخیر مشکلاتی برای این شرکت به وجود آمده است. برای جلوگیری از قطعی زیاد در برق و پاسخگو بودن به نیاز شبکه بایستی تصمیمات مهمی برای تغییر در تولید توزیع و انتقال برق گرفته شود. یکی از این تصمیمات مهم، تولید همزمان و دیگری تولید پراکنده می‌باشد. از جمله مسائل دیگری که سبب شد تولید همزمان و تولید پراکنده مورد توجه قرار گیرد، مشکلاتی همچون مشکلات آلودگی، امنیتی و... می باشد. از جمله مشکلات آلودگی می توان به تولید گازهای گلخانه‌ای، افزایش دمای جو زمین، همچنین تخریب لایه اوزون اشاره نمود. همچنین از جمله مشکلات امنیتی می توان به هزینه‌های فزاینده تامین امنیت نیروگاه های بزرگ اشاره نمود.

۴-۱ نوآوری

۱- استفاده همزمان سیکل ارگانیک رنگین و خورشید می تواند در دسترس پذیری سیستم را افزایش دهد.

۲- تحلیل فنی، اقتصادی، زیست محیطی می تواند به بررسی همه جانبه طرح کمک کند.

۳- آبگرمکن خورشیدی نوع لوله خلأ با نوع صفحه تخت در این تحقیق مقایسه می گردد.

۴- اثر سیال های مختلف در بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رنگین مورد بررسی قرار می گیرد.

۱-۵ روش تحقیق

۱- جمع آوری اطلاعات موجود در مقالات دیگر و کارهای انجام شده تا به امروز

۲- محاسبات مربوط به سیکل ارگانیک رنگین و گرمایش و برق خورشیدی

۳- مدل سازی سیکل تولید همزمان برق، حرارت و سرمایش (CCHP) و بررسی معادلات حاکم

۴- مشخص کردن پارامترهای تأثیرگذار بر راندمان و تعیین پارامترهای تأثیرگذار

۵- ارائه نتایج حاصل و راهکارهای بهبود عملکرد

۱-۶ تعاریف

۱-۶-۱ تولید همزمان

به سیستم هایی که علاوه بر تولید برق از حرارت اتلافی آن ها برای گرمایش و سرمایش استفاده

می شود سیستم تولید همزمان، برق حرارت و برودت می گویند.

نیروگاه های تولید همزمان را می توان به دسته های کلی زیر تقسیم نمود [3]

- بازیافت حرارت از توربین‌های گازی
- بازیافت از سیکل ترکیبی
- بازیافت از موتورهای رفت و برگشتی
- بازیافت حرارت از میکرو توربین‌ها
- بازیافت حرارت از پیل سوختی
- بازیافت حرارت از موتور استرلینگ

۱-۶-۲ مزایای تولید همزمان برق و حرارت در محل مصرف

- افزایش بازده سوخت دریافتی به برق تحویلی از کمتر از ۳۰ درصد به ۸۰ تا ۹۵ درصد
- امکان حضور طیف گسترده بخش خصوصی به دلیل سهولت تأمین مالی از ۱ تا ۴۰ میلیارد ریال برای هر واحد
- حذف تلفات توان پیک ۳۰ درصدی و تلفات انرژی ۱۸ درصدی
- توسعه پدافند غیرعامل و افزایش ۵ برابری امنیت صنعت برق در مقابل حملات نظامی و تروریستی
- کاهش پرباری شبکه و کاهش نیاز به احداث ظرفیت‌های جدید انتقال و توزیع
- تملک کمتر زمین برای توسعه شبکه و کاهش تبعات مالی، اجتماعی و زیست محیطی
- افزایش پایداری و امنیت فنی سیستم قدرت

- در روش متمرکز، افزایش ۳۰ درصدی بار پیک نسبت به متوسط بار شبکه، تلفات انتقال و توزیع ۱/۶۹ برابر می‌سازد درحالی‌که در روش تولید همزمان در محل مصرف این تلفات نزدیک به صفر است.
- اگر تلفات انرژی شبکه انتقال و توزیع ۱۸٪ باشد تلفات توان زمان پیک ۱/۶۹ برابر آن یعنی ۳۰٪ خواهد بود. به عبارت دیگر از ۴۰ هزار مگاوات توان تولیدی در زمان پیک ۲۸ هزار مگاوات توان به بار می‌رسد.
- امنیت شبکه تولید متمرکز با ۲۵٪ ذخیره چرخان تأمین می‌شود، درحالی‌که در تولید همزمان در محل مصرف نیاز به ذخیره چرخان نیست. با احتساب ذخیره چرخان برای تأمین ۲۸ هزار مگاوات بار نیاز به ۵۰ هزار مگاوات ظرفیت‌سازی تولید است [2].

۱-۶-۳ مزیت استفاده از سیستم‌های تولید همزمان:

- افزایش راندمان و کاهش قیمت انرژی مصرفی
- دوره احداث کوتاه باقابلیت انتقال
- در اختیار داشتن منبع تأمین انرژی با ضریب حفاظتی بالا (پدافند غیرعامل)
- افزایش قابلیت اطمینان
- کاهش اثر نوسانات شبکه
- کاهش نگرانی‌های ناشی از نوسانات قیمت برق
- منبع جدید کسب درآمد با فروش مازاد انرژی مصرفی
- بهبود کیفیت توان [2]

همچنین مزیت استفاده از سیستم CHP^۱ و CCHP^۲ از دیدگاه ملی شامل موارد زیر می‌باشد:

- حذف تلفات انتقال و کاهش تلفات توزیع برق در قیاس با نیروگاههای بزرگ و متمرکز
- جلوگیری از افزایش ظرفیت شبکه
- کاهش مصرف سوخت
- کاهش انتشار آلاینده‌های زیست محیطی
- نیاز به سرمایه‌گذاری زیاد و امکان جذب مشارکت عمومی و سرمایه‌های متوسط
- تأخیر و کاهش نیاز به سرمایه‌گذاری برای توسعه شبکه انتقال و توزیع
- تأمین توان راکتیو
- کاهش تراکم انتقال انرژی
- پیک سایی
- کاهش حاشیه رزرو

۱-۶-۴ معرفی اجزا

۱-۶-۴-۱ بویلر

وسیله ایست که در آن سیال عامل (معمولاً آب) گرم شده و یا به نقطه‌ی جوش خود می‌رسد. بویلر یک مخزن تحت فشار است که سیال در آن به درجه حرارت موردنظر رسیده و مورد استفاده قرار می‌گیرد.

^۱ combined heat and power

^۲ combined cooling heat and power

بویلرها معمولاً برای تولید بخار و آب گرم تولید می‌شوند. سیال خروجی از بویلر جهت مصارف مختلفی از جمله تولید برق، حرکت لوکوموتیو، گرمایش محیط، رطوبت دهی به محیط و ... استفاده می‌شود.

۱-۶-۴-۲ چیلر^۱

دستگاهی است که حرارت را از مایع (معمولاً آب) بر اساس سیکل تبرید تراکم بخار یا جذبی می‌زداید. این مایع می‌تواند برای خنک کاری هوا یا دستگاه‌ها (هواسازها و فن‌کویل‌ها) استفاده شود که معمولاً به صورت سیکل و درون یک مبدل حرارتی جریان دارد. به عنوان یک محصول جانبی مهم، حرارتی که از مایع جذب شده یا باید به محیط خارج دفع شود یا برای کارایی‌های بالاتر برای مقاصد گرمایی استفاده شود. نگرانی‌هایی در مورد طراحی و انتخاب چیلرها وجود دارد. این نگرانی‌ها شامل، کارایی، بازده، تعمیر و نگهداری و آسیب‌پذیری‌های محیطی است.

چیلرها به دودسته تراکمی و جذبی تقسیم می‌شوند. شکل دیگر تقسیم‌بندی چیلرها بر اساس شکل خنک شدن ماده مبرد است که به سه دسته آب‌خنک، هوا خنک و تبخیری تقسیم‌بندی می‌شوند. چیلرهای تراکمی با استفاده از انرژی الکتریکی و چیلرهای جذبی با استفاده از انرژی حرارتی باعث ایجاد برودت و سرما می‌شوند.

۱-۶-۴-۱ چیلر جذبی

در چیلرهای جذبی برخلاف چیلرهای تراکمی از جذب‌کننده^۲ و مولد حرارتی (ژنراتور)^۳ به جای کمپرسور استفاده می‌گردد. عمومی‌ترین خنک‌کننده در چیلرهای جذبی سیستم (لیتیوم برماید) است. در این

^۱ chiller

^۲ Absorber

^۳ Generator

سیستم، در سناریو جذب‌کننده، بخار آب توسط لیتیوم برماید^۱ غلیظ جذب‌شده و در سناریو مولد حرارتی، آب بر اثر حرارت تبدیل به بخار می‌شود. بخار آب در کندانسور که دارای فشار ۰/۱ اتمسفر است به حالت مایع درمی‌آید و سپس در خنک‌کننده که تحت فشار ۰/۰۱ اتمسفر دوباره به بخار تبدیل می‌گردد و آب برای اینکه تبخیر گردد گرمای نهان خود را از محیط خنک‌کننده می‌گیرد و باعث ایجاد برودت می‌گردد سپس بخار آب ایجادشده در خنک‌کننده به جذب‌کننده منتقل می‌گردد و دوباره این چرخه تکرار می‌شود.

ساده ترین نوع چیلر جذبی چیلر جذبی تک اثره می باشد که ضریب عملکرد ۷۵ درصد دارد. نحوه عملکرد چیلر جذبی تک اثره به این صورت است که در اواپراتور چیلر جذبی تک اثره آب مقطر به عنوان مبرد توسط پمپ و افشانک تزریق کننده بر روی لوله های مسی پره دار افشانه شده و پس از تبادل حرارت آب داخل لوله ها، گرمای مورد نیاز خود را برای تبخیر از آنها می‌گیرد. با توجه به فشار کم محفظه اواپراتور، آب بخار شده و دمای آب جاری داخل لوله ها به شدت کاهش می‌یابد. سپس بخار آب مقطر برای جذب به جذب کننده می‌رود و توسط ماده لیتیوم بروماید غلیظ شده که خاصیت جذب کنندگی بخار آب را دارد جذب می‌شود. پس از آن آب مقطر از جذب کننده به مبدل دیگری به اسم ژنراتور فرستاده می‌شود. با حرارت دادن به محلول در ژنراتور، آب مقطر از محلول جدا شده و لیتیوم بروماید احیا می‌گردد. سپس آب مقطر خالص برای خارج کردن حرارت به کندانسور فرستاده می‌شود. در انتها با گذر از شیر اختناق وارد اواپراتور شده و سیکل تکرار می‌گردد.

همچنین در چیلر جذبی دو اثره محلول لیتیوم بروماید در دو مرحله در ژنراتور دما بالا و ژنراتور دما پایین غلیظ می‌شود که این روش باعث افزایش راندمان و به عبارت دیگر ضریب عملکرد بالاتر می‌گردد.

^۱ lithium bromide

۱-۶-۳ موتور ژنراتور گازسوز

موتور ژنراتور گازسوز شامل دو سناریو موتور و ژنراتور است. در سناریو اول انرژی حرارتی توسط موتور به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود و در سناریو دوم انرژی مکانیکی توسط ژنراتور به انرژی الکتریکی تبدیل می‌گردد. از ترکیب این دو می‌توان انرژی موجود در سوخت را به انرژی الکتریسیته تبدیل کرد.

۱-۶-۳-۱ ویژگی‌های ژنراتور گازسوز

- ۱- هزینه کم نسبت به سایر نیروگاههای حرارتی
- ۲- زمان نصب و راه اندازی پائین
- ۳- راندمان بالاتر
- ۴- زمان توقف کم برای تعمیر و نگهداری
- ۵- امکان استفاده جهت تامین بخار سیستم گرمایشی با کمترین هزینه
- ۶- در دسترس بودن نیروگاه
- ۷- آلودگی زیست محیطی کمتر
- ۸- امکان ترکیب موازی برای بدست آوردن ظرفیتهای بالاتر
- ۹- امکان استفاده از گاز شهری
- ۱۰- بدون تغییر و یا تغییرات کم به نسبت تغییر شرایط محیطی (مانند ارتفاع، درجه حرارت و رطوبت)
- ۱۱- هزینه راه اندازی اولیه پایین
- ۱۲- زمان کم رسیدن به بار حداکثر
- ۱۳- افت راندمان در زمان استفاده در بارهای پایین [3]

۱-۶-۴-۴ سیکل ارگانیک رنگین

در هر موتور حرارتی، سیکل ترمودینامیکی وجود دارد که به دلیل تولید کار مفید در سیکل به آن سیکل قدرت می‌گویند که این سیکل به سیال کاری^۱ یا سیال عامل نیاز دارد. سیال کاری در میان تجهیزات سیکل جریان یافته و به عنوان یک واسطه، انرژی را جابه‌جا میکند. موتور حرارتی بنا به نوع سیال کاری به دو دسته سیکل قدرت گازی و سیکل قدرت بخار تقسیم می‌شود. تفاوت این دودسته در این است که در سیکل قدرت گازی، سیال کاری فقط در فاز گاز قرار دارد اما در دسته دوم سیال کاری تغییر فاز مایع _ بخار را می‌گذراند. [4]

اجزای اصلی سیکل بخار در یک واحد تولید برق حرارتی عبارت‌اند از: بویلر، توربین بخار، ژنراتور، کندانسور، برج خنک‌کن و پمپ‌های تغذیه.

سیکل قدرت بخار با توجه به نام مخترع آن سیکل رنگین خوانده می‌شود. سیکل رنگین با توجه به سیال کاری و ساختار به انواع مختلفی تقسیم می‌شود. شناخته شده‌ترین سیال کاری، بخار آب است و از سیال‌های دیگر می‌توان به مخلوط آمونیاک و آب، آمونیاک، دی‌اکسید کربن و سیال‌های ارگانیک اشاره نمود.

برخی از محدودیت‌های اصلی استفاده از آب به‌عنوان سیال کاری به شرح زیر است:

برای یک دمای چگالش در حدود دمای محیط، فشار بسیار پایینی موردنیاز است. به‌عنوان مثال دمای چگالش ۴۵ درجه سانتی‌گراد، فشاری زیر ۰/۱ بار می‌خواهد و در نتیجه منجر به افزایش قطر طبقات بالایی توربین و کندانسور می‌شود.

به دلیل افزایش نسبت فشار خروجی و ورودی توربین بخار، طراحی توربین پیچیده‌تر شده و نیاز به استفاده از توربین‌های چندمرحله‌ای می‌شود.

^۱ Working Fluid

برای اجتناب از تولید رطوبت در طبقات انتهایی توربین بخار، لازم است بخار به دماهای بالاتر سوپرهیت شود. چنین دماهایی بر روی طراحی و انتخاب جنس ماده توربین و مبدل‌های حرارتی تأثیرگذار است. همچنین با توجه به دمای تبخیر بالای آب، نیاز به یک منبع حرارتی به جهت تامین انرژی حرارتی در سطوح دما بالا وجود دارد.

به دلیل این مشکلات، استفاده از آب یا بخار آب به‌عنوان سیال ناقل حرارت در مواردی که یک منبع حرارتی اتلافی صنعتی در دماهای پایین در دسترس است، با محدودیت‌هایی مواجه می‌شود. گزینه مناسب‌تر در این موارد استفاده از سیکل‌های رنگین آلی^۱ (ORC) است. سیکل ORC بر مبنای اصول ترمودینامیکی یک سیکل بخار کلاسیک کار می‌کند و اجزای آن نیز همانند سیکل‌های بخار کلاسیک است با این تفاوت که سیال ناقل حرارت در آن متفاوت است. در این فناوری از سیالات آلی نظیر تولوئن^۲، پنتان یا سیلیکون اویل^۳ استفاده می‌شود.

از طرف دیگر بازیافت گرمای اتلافی نقش مهمی در مدیریت منابع انرژی ایفا می‌کند. از سیکل ارگانیک رنگین می‌توان برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین استفاده نمود. این سیکل مشابه سیکل رنگین بوده و فقط از سیالات ارگانیک به‌عنوان سیال کاری در آن استفاده می‌شود.

۱-۶-۴-۱ سیال‌های ارگانیک

به سیال‌هایی می‌گویند که در فرمول شیمیایی خود دارای کربن هستند. بر این اساس تنها تفاوت سیکل ارگانیک رنگین (ORC) با سیکل بخار در نوع سیال کاری به‌کاررفته در سیکل است اما همین تفاوت اندک، در رفتار و کاربرد سیکل تغییرات مهمی ایجاد می‌کند. بخار اشباع نمودن سیال ارگانیک جهت

^۱ Organic Rankine Cycle

^۲ Toluene

^۳ Silicone oil

استفاده در توربین، در دمای بسیار پایین تری نسبت به آب رخ می دهد، بدین ترتیب بازه دمایی سیکل ارگانیک رنکین پایین تر از سیکل رنکین بخار می باشد و می توان از سیکل ارگانیک رنکین در بازیابی حرارتی استفاده نمود. منابع تأمین کننده انرژی سیکل ارگانیک رنکین می تواند موارد زیر باشد:

۱- بیومس یا زیست توده

۲- حرارت اتلافی در صنایع

۳- زمین گرمایی

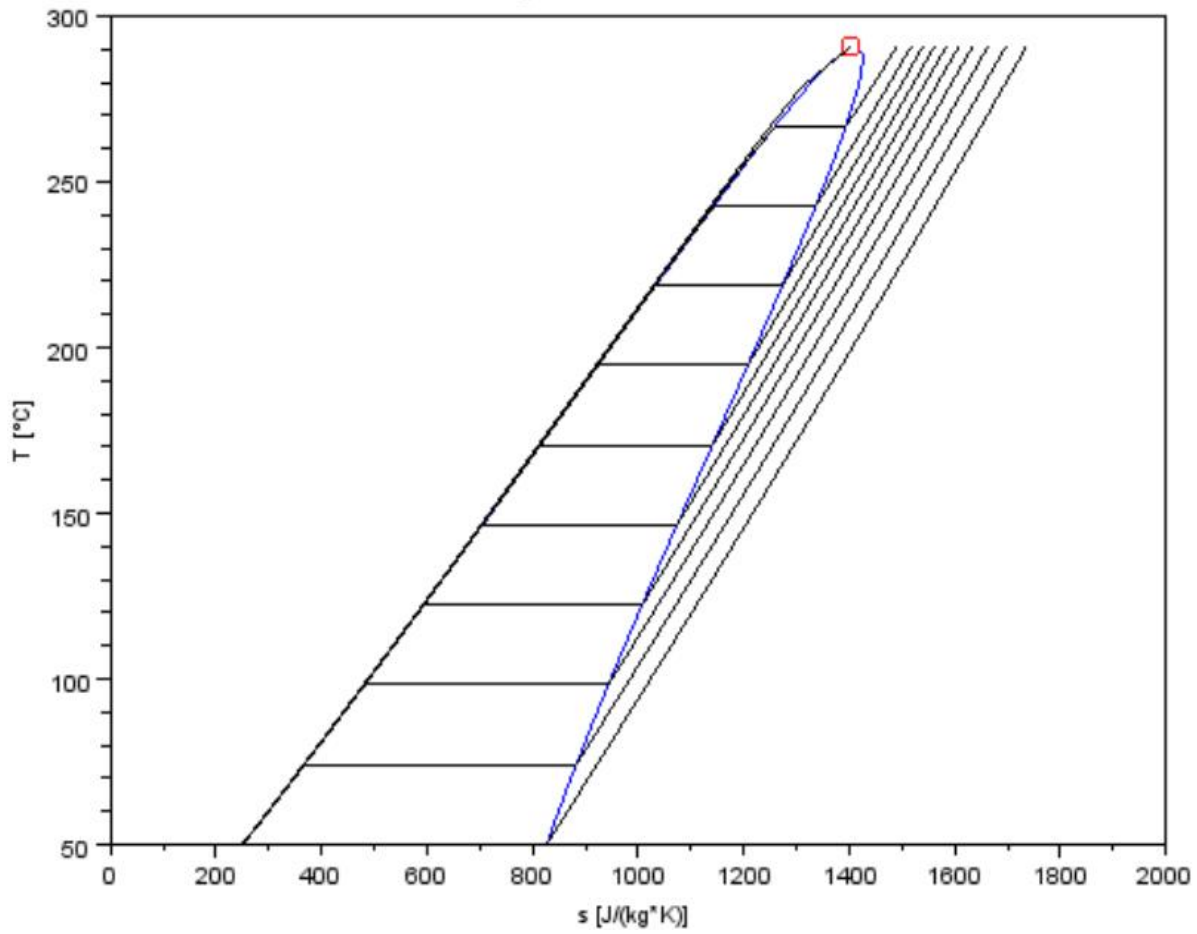
۴- خورشید

۱-۶-۴-۲ مراحل سیکل ارگانیک رنکین و دیاگرام دما آنترופی

سیالات ارگانیک به سه دسته خشک، تر و آیزنتروپیک تقسیم بندی می شود. در شکل ۱-۱ دیاگرام دما آنترופی یکی از سیالات استفاده شده در این مطالعه یعنی سیال^۱ MDM مشخص شده است همانطور که مشاهده می کنید این سیال خشک می باشد. سیال دیگر استفاده شده در این مطالعه^۲ Toluene می باشد. از مزیت های سیال خشک این است که پس از خروج از توربین نیاز به سوپر هیت ندارد.

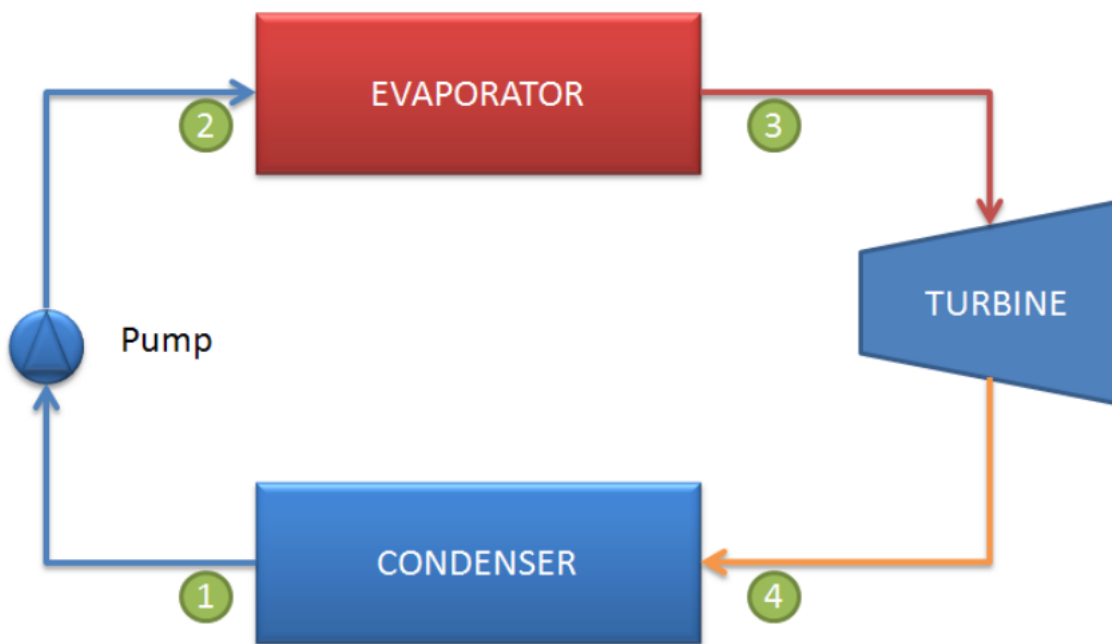
^۱ octamethyltrisiloxane ($C_8H_{24}O_2Si_4$)

^۲ methylbenzene ($C_6H_5CH_3$)



شکل ۱-۱ دیاگرام دما آنترופی سیال MDM

در شکل ۲-۱ به اجزا سیکل ارگانیک رانکین و مراحل کار آن به صورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۲-۱ اجزا سیکل ارگانیک رانکین

استفاده از آب و یا سیالات ارگانیک در سیکل رانکین دارای مزایا و معایبی نسبت به یکدیگر می‌باشند. در جدول ۱-۱ به برخی از مزایا و معایب این دو سیال بصورت کیفی اشاره شده است.

جدول ۱-۱۱: مقایسه کیفی برخی از ویژگی‌های استفاده از سیال ارگانیک بجای آب در سیکل رنکین [5]

سیال ارگانیک	پارامترهای کیفی
▼	هزینه و در دسترس بودن سیال
▼	قیمت تجهیزات سیکل
▼	هزینه نگهداری تجهیزات سیکل
▲	امنیت
▼	هزینه راه اندازی سیکل
▼	آلودگی زیست محیطی
▲	امنیت
▲	میزان توان مصرفی پمپ در سیکل
▼	بازده سیکل

۱-۶-۴-۵ آبگرمکن‌های خورشیدی

آبگرمکن‌های خورشیدی تجهیزاتی هستند که تابش خورشید را به انرژی حرارتی تبدیل نموده و به سیال عامل در حال چرخش در آبگرمکن‌های خورشیدی منتقل می‌کنند. استفاده از این تجهیزات سبب تامین بار حرارتی با استفاده از انرژی خورشید می‌شود.

۱-۶-۴-۳ جاذب صفحه تخت

کلکتور خورشیدی صفحه تخت (جاذب صفحه تخت) یک مبدل حرارتی است که تشعشعات خورشید را به کمک اثر گلخانه‌ای به انرژی گرمایی تبدیل می‌کند. از این انرژی برای گرم کردن آب گرم مصرفی

برای حمام، شست و شو، گرمایش رادیاتورها و همچنین گرمایش استخر خورشیدی استفاده می شود.

[6]

به دلیل هزینه پایین، طراحی ساده و نصب آسان کلکتور خورشیدی صفحه تخت نسبت به دیگر شکل های آب گرم خورشیدی استفاده از آن در کاربری خانگی و تجاری رایج است. همچنین کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت دارای ظرفیت به نسبت بالایی برای ایجاد آب گرم مصرفی مورد نیاز می باشند. یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت عموماً شامل یک صفحه جاذب حرارت بوده که این صفحه معمولاً یک ورق بزرگ مس یا آلومینیوم سیاه رنگ می باشد تا با رسانایی حرارت بالا امکان جذب مناسب اشعه خورشید را فراهم آورد. این صفحه سیاه رنگ معمولاً دارای چندین لوله مسی می باشد که رایزر^۱ نامیده می شوند. این لوله های مسی به صفحات جاذب لحیم یا جوش داده می شوند تا سطح تماس و انتقال حرارت مناسبی را به وجود آورد. همچنین به منظور کاهش انتقال حرارت جابجایی و جلوگیری از کاهش راندمان، این مجموعه معمولاً توسط یک پوشش شیشه ای یا پلاستیکی شفاف که دارای ضریب جذب تشعشع پایین و فاصله هوایی مناسب با مجموعه می باشند از محیط جدا می گردد. بدین ترتیب حرارت دریافت شده از خورشید توسط صفحات به رایزر و سپس به آب درون آن منتقل شده و بدین ترتیب آب گرم مصرفی توسط آبگرمکن خورشیدی تامین می گردد.

کلکتور صفحه تخت می تواند گرما را در زاویه های مختلف و با دریافت مستقیم یا غیر مستقیم آفتاب دریافت و همچنین بر خلاف پنل های فتوولتائیک^۲ (صفحات برق خورشیدی)، در روزهای ابری که آفتاب مستقیم وجود ندارد با جذب گرمای احاطه شده در اطراف کلکتور آب گرم مورد نیاز را تولید کند.

میزان گرم شدن آب در این کلکتورها به زاویه تابش، میزان تابش و میزان دبی آب در کلکتورها وابسته است.

^۱ raiser

^۲ photovoltaic panels

۱-۶-۴-۴-۴ جاذب لوله خلاء

این سیستم از شیشه‌های خلا که سطح داخلی آن با مواد جاذب پوشیده شده تشکیل شده است. آب وارد جداره ی داخلی شده و با تابش خورشید و انتقال انرژی، آب گرم می‌شود. بدلیل چگالی کمتر آب گرم نسبت به آب سرد، آب گرم بالا رفته و در بالای لوله که به تانک متصل است جمع آوری می‌شود. همچنین آب سرد به پایین لوله منتقل، جایگزین آب گرم شده و مجدداً تحت تابش خورشید گرم می‌شود. این پدیده طبیعی ترموسیفون نام دارد. عدم استفاده از لوله‌های مسی که دارای هزینه بالایی می‌باشند یکی از مزیت‌های استفاده از این نوع سیستم های حرارتی است. همچنین به دلیل سطح استوانه‌ای شکل لوله‌ها، خورشید تقریباً در تمام طول روز عمود بر این سیستم ها تابیده و بنابراین در تمام ساعات حداکثر جذب ممکن از انرژی خورشید را دارند. [7]

در بین دو جداره منبع این سیستم‌ها حدود ۵۵ میلی متر پلی‌یورتان تزریق شده است تا آب گرم وارد شده به این سیستم کمترین هدر رفت گرمایی را داشته باشد. در این سیستم ها از مخزن کمکی پرکن که دارای شناور است برای کنترل سطح آب در مخزن اصلی استفاده می شود.



شکل ۱-۳: آبگرمکن خورشیدی مدل جاذب خلاء [8]

۱-۶-۴-۶ سیستم های برق خورشیدی

صفحه خورشیدی از مونتاژ سلول های خورشیدی بوجود می آید. از آنجا که یک صفحه خورشیدی مقدار محدودی انرژی تولید می کند، به همین دلیل تأسیسات شامل چند صفحه خورشیدی هستند. صفحه های خورشیدی انرژی نورانی خورشید را به انرژی الکتریکی تبدیل می کنند. صفحات خورشیدی، از ترکیبات نیمه هادی ساخته شده اند که وظیفه آنها تبدیل انرژی نورانی خورشید به انرژی الکتریکی می باشد. این صفحات با نام فتوولتائیک (Photovoltaic) یا سولار (Solar) شناخته می شوند. صفحات فتوولتائیک از نظر تکنولوژی به ۳ دسته زیر تقسیم بندی می شوند: [9]

- صفحات فتوولتائیک پلی کریستال (Photovoltaic Polycrystalline Panels)
- صفحات فتوولتائیک مونو کریستال (Photovoltaic Monocrystalline Panels)
- صفحات فتوولتائیک نواری (Thin Film)

صفحات فتوولتائیک نواری بسیار سبک و باریک بوده و به همین علت از انعطاف پذیری بالایی در کاربردهای متفاوت برخوردار هستند. از نظر تکنولوژیکی جدیدترین نوع صفحات بوده و البته به دلیل

نوع نیمه هادی‌های مصرفی در آن‌ها از بازده (راندمان) کمتری نسبت به صفحات کریستالی برخوردار هستند.

از جمله مزایای سیستم‌های برق خورشیدی می‌توان به عدم نیاز به شبکه سراسری، سوخت، آب، سازگاری با محیط زیست، عدم ایجاد آلودگی صوتی و از جمله معایب آن‌ها می‌توان به هزینه سرمایه‌گذاری اولیه بالا و وابستگی به تغییرات تابش خورشید در طی روز و ماه‌های مختلف اشاره نمود.

۱-۶-۴-۵ سیستم‌های خورشیدی قابل اجرا

سیستم‌های خورشیدی (Photovoltaic) بر اساس نحوه استفاده به دو دسته متصل به شبکه (On Grid) و مستقل از شبکه (Off Grid) تقسیم‌بندی می‌شوند.

بیشترین کاربرد دسته اول در مناطق شهری و نزدیک به شبکه برق استفاده می‌شود. از مزایای آن کاهش مصرف برق بوده و می‌تواند نیاز به انرژی را تا حد قابل قبولی در ساعات روز برآورده کند. دسته دوم (Off Grid) بیشتر در مناطق دور از شهر یا دور از شبکه برق کاربرد داشته و به‌طور کاملاً مستقل در طول شبانه روز وظیفه تأمین برق را بر عهده دارد.

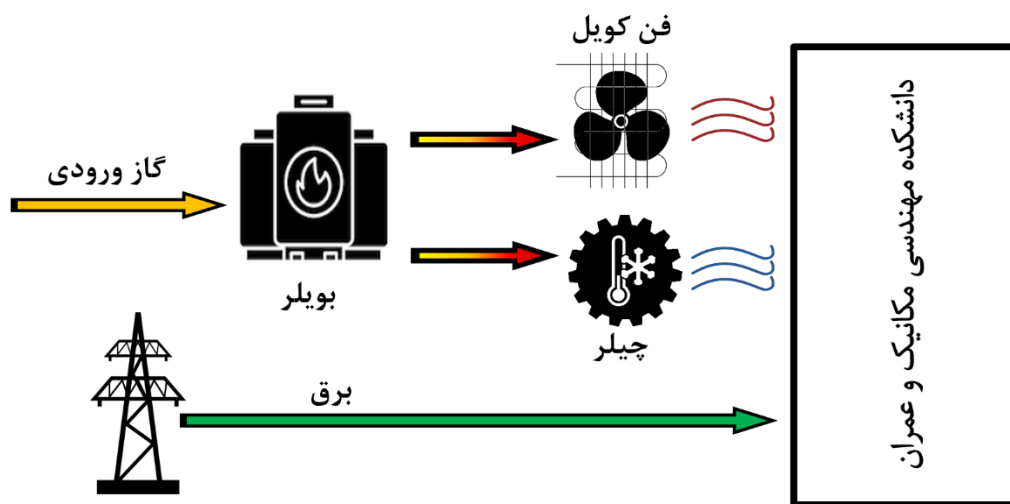
همچنین این سیستم‌ها از نظر کاربرد به سه دسته سیستم‌های مستقل از شبکه سراسری برق، سیستم‌های متصل به شبکه سراسری برق و سیستم‌های هیبرید تقسیم‌بندی می‌شوند. در این تقسیم‌بندی سیستم‌های متصل به شبکه سراسری به سیستم‌هایی گفته می‌شود که انرژی الکتریکی حاصل از پنل‌های خورشیدی را مستقیماً به شبکه سراسری برق تزریق می‌کنند. در واقع در این نوع سیستم ضمن تزریق انرژی الکتریکی به شبکه سراسری برق از مزایای شبکه برق نیز استفاده می‌گردد. در مقابل سیستم‌های مستقل به سیستم‌هایی گفته می‌شود که در آن انرژی الکتریکی به‌طور کامل از طریق پنل‌های خورشیدی تأمین می‌گردد و نیازی به شبکه سراسری برق یا منبع تغذیه دیگری ندارند. همچنین در سیستم‌های هیبرید از چند منبع تغذیه برای تأمین انرژی الکتریکی مورد نیاز استفاده

می‌گردد که سیستم فتوولتائیک یکی از منابع تغذیه اصلی می‌باشد. از جمله منابع تأمین‌کننده انرژی دیگر که در این مجموعه استفاده می‌گردند شبکه سراسری برق، دیزل ژنراتور، توربین‌های بادی و... می‌باشند. در این مدل، بر اساس موقعیت و بار استفاده مورد نیاز از هر یک از منابع تغذیه مذکور با اولویت بندی و کنترل استفاده می‌شود.

۷-۱-۱ حالت‌های مختلف سیستم مورد مطالعه

۱-۷-۱-۱ حالت پایه

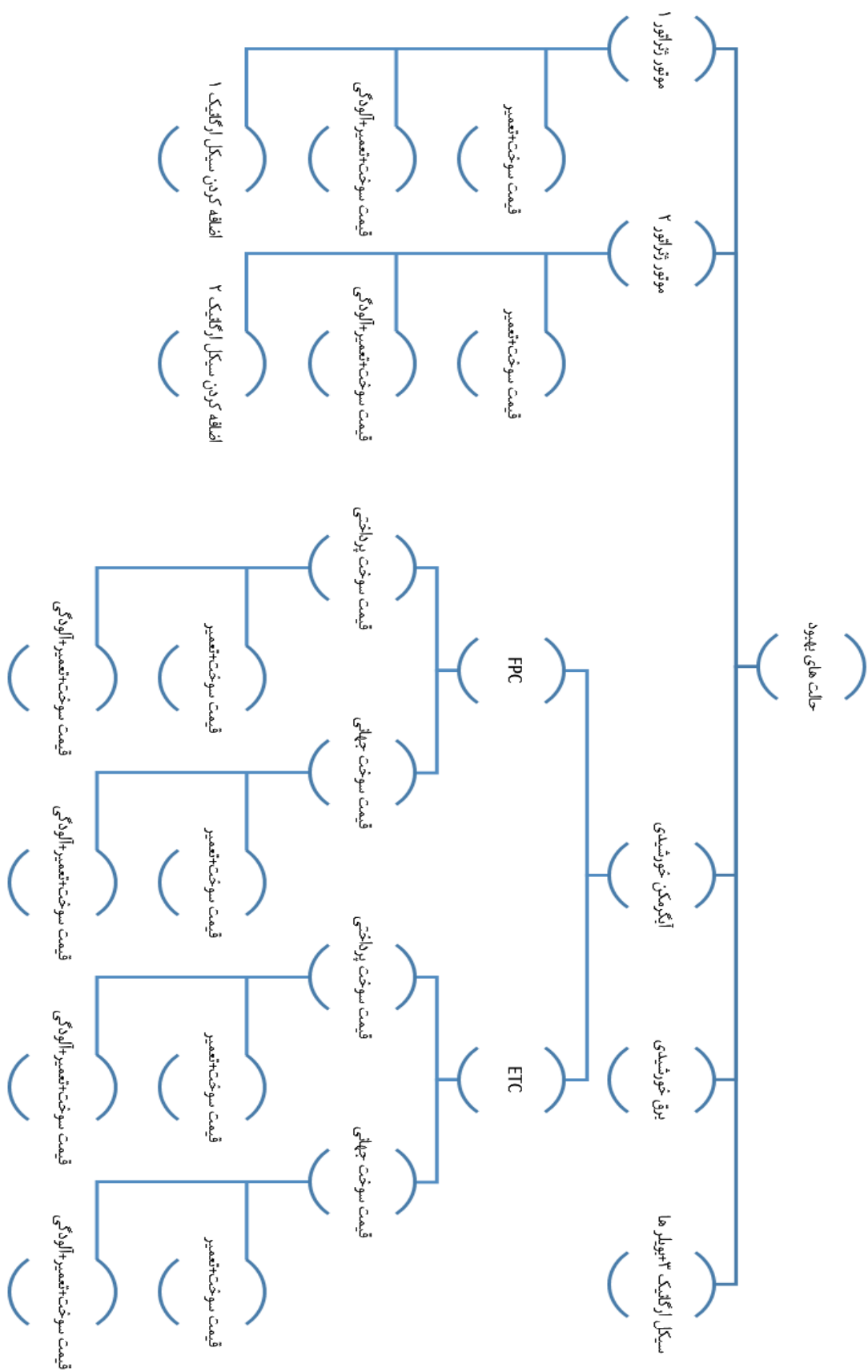
در حالت پایه که نشان دهنده وضعیت کنونی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران می‌باشد، بار حرارتی و برودتی دانشکده توسط بویلر و چیلر و انرژی الکتریکی مورد نیاز دانشکده توسط برق شبکه تامین می‌گردد. شکل ۱ نشان دهنده شمای کلی حالت پایه می‌باشد.



شکل ۱-۴: شمای کنونی جریان انرژی مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران

۲-۷-۱ حالت‌های بهبود

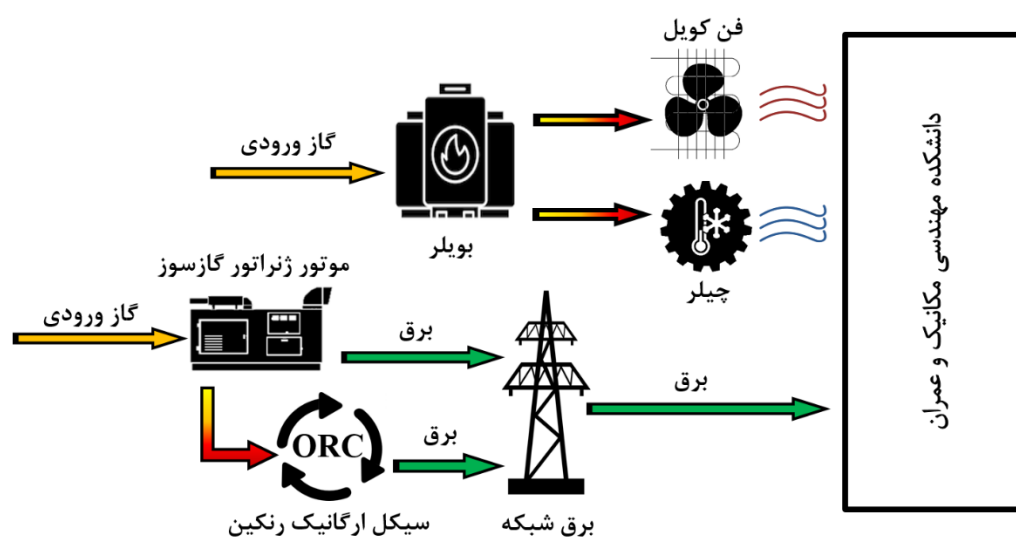
در شکل ۳-۱ به تشریح حالت‌های بهبود وضعیت موجود پرداخته و شماتیک روند کار نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: شکل درختی پتانسیل‌های مختلف بهبود وضعیت کنونی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران

۱-۷-۲-۱ حالت ۱: موتور ژنراتور گازسوز و سیکل ارگانیک رنگین

در این حالت موتور ژنراتور گازسوز و سیکل ارگانیک رنگین به سیستم اضافه شده است. مطابق شکل ۴-۱ گاز ورودی وارد موتور ژنراتور گازسوز شده و برق خروجی از آن به شبکه فروخته می‌شود. انرژی اتلافی از محصولات احتراق و آب رادیاتور موتور توسط مبدل‌های حرارتی دریافت شده و به سیکل ارگانیک منتقل می‌شوند. سیکل ارگانیک حرارت دریافتی را به برق تبدیل کرده و برق خروجی مجدداً به شبکه فروخته می‌شود. بدین ترتیب در زمان‌های مورد نیاز بار الکتریکی دانشکده توسط شبکه تامین می‌گردد.

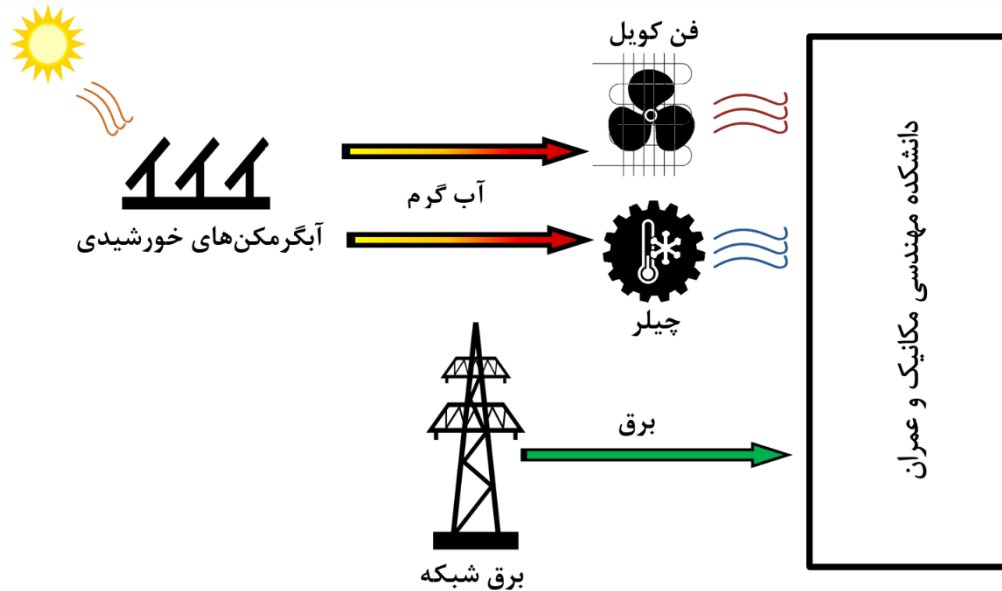


شکل ۱-۶: شمای حالت بهبود موتور ژنراتور گازسوز

۱-۷-۲-۲ حالت ۲: آبگرمکن‌های خورشیدی

مطابق شکل ۵-۱ در این حالت حرارت توسط آبگرمکن‌های خورشیدی دریافت و آب گرم تولید شده توسط آن در فصل تابستان به چیلر منتقل می‌شود تا سرمایه‌ش مورد نیاز دانشکده را تامین کند. در

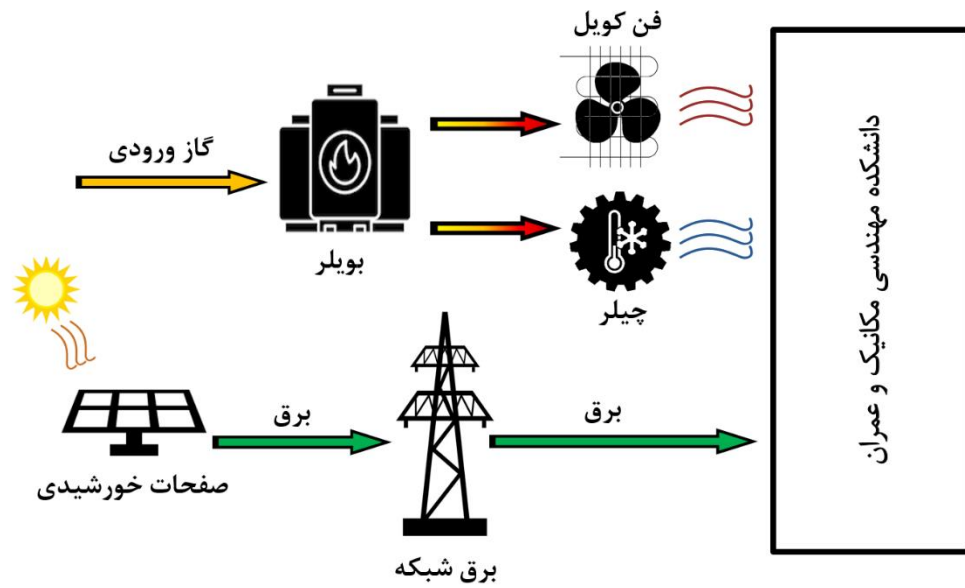
فصل زمستان به فن کویل منتقل شده تا بار حرارتی دانشکده را تامین کند. برق شبکه، تامین کننده بار الکتریکی مورد نیاز دانشکده می باشد.



شکل ۷-۱: شمای حالت بهبود آبگرمکن‌های خورشیدی

۱-۷-۲-۳ حالت ۳: صفحات خورشیدی

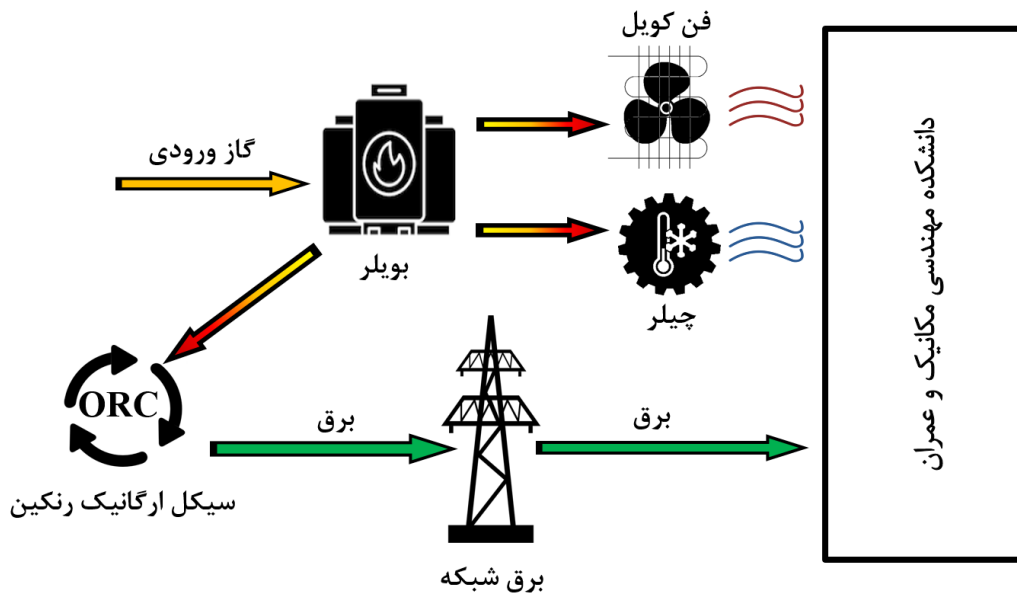
در این حالت با ورود و مصرف گاز ورودی در بویلر، بار حرارتی و برودتی دانشکده تامین گردد. سیستم های برق خورشیدی تابش خورشید را به انرژی الکتریکی تبدیل می کند. برق تولید شده توسط این صفحات خورشیدی به شبکه فروخته می شود که در زمان نیاز دانشکده، شبکه برق تامین کننده این نیاز خواهد بود. شمای کلی این حالت در شکل ۶-۱ مشخص شده است.



شکل ۸-۱: شمای حالت بهبود صفحات خورشیدی

۴-۲-۷-۱ حالت ۴: سیکل ارگانیک رنکین

مطابق شکل ۷-۱ در این حالت حرارت اتمالی از محصولات احتراق بویلر توسط مبدل‌های حرارتی دریافت شده و به سیکل ارگانیک منتقل می‌شود. برق تولید شده توسط سیکل ارگانیک به شبکه فروخته شده و در زمان نیاز از شبکه خریداری می‌گردد.



شکل ۹-۱: شمای حالت بهبود سیکل ارگانیک رنکین

فصل ۲ : مروری بر مطالعات پیشین

۲-۱ مقدمه

در این فصل به بررسی مطالعات گذشته در زمینه سیستم های تولید همزمان، سیستم های انرژی های تجدید پذیر و آنالیزهای ترمودینامیکی، اقتصادی و محیط زیستی پرداخته می شود. سپس به بررسی تفاوت مطالعه حاضر با مطالعات پیشین پرداخته می شود.

۲-۲ مطالعات گذشته در زمینه سیستم های تولید همزمان

آریانفر و همکاران [10] به تحلیل انرژی اگزرژی اقتصادی و زیست محیطی سیکل ارگانیک رانکین خورشیدی با استفاده از سیستم تولید همزمان پرداختند. در این تحقیق از کلکتورهای خورشیدی مدل صفحه تخت و مدل سهموی و پنل های فتوولتائیک و همچنین بویلر گاز سوز استفاده شده است. این سیستم در دو حالت جریان باز و جریان بسته مورد بررسی قرار گرفت و از دیدگاه انرژی ۸,۶۱ درصد و از دیدگاه اگزرژی ۸,۱۱ درصد افزایش بهره وری حاصل شد. هرچند در حالت جریان باز نسبت به حالت جریان بسته هزینه سرمایه گذاری بالاتری دارد.

احمدی و همکاران [11] بررسی اگزرژی محیط زیستی برای سیستم تولید همزمان پرداختند. در این سیستم توربین گاز با چیلر ترکیب شده است. پارامترهای طراحی در این مطالعه شامل نسبت فشار کمپرسور دمای ورودی توربین گاز راندمان آیزنتروپیک توربین گاز و راندمان اگزرژی و تاثیر محیط زیستی سیستم تولید همزمان تخریب اگزرژی محفظه احتراق پرداخته شده است. نتایج این مطالعه نشان می دهد که بیشترین تخریب اگزرژی را کندانسور و اواپراتور در تیلر کسری دارد

راندمان اگزرژی تولید همزمان با افزایش راندمان توربین گاز افزایش می یابد. سیکل تولید همزمان آلودگی کربن دی اکسید کمتری نسبت به سیکل توربین گاز دارد. با افزایش دمای ورودی به توربین گاز راندمان اگزرژی افزایش می یابد.

محمد زاده و همکاران [12] به بررسی اقتصادی و محیط زیستی ارگانیک رانکین با محرک اولیه زمین گرمایی پرداختند

با اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به سیکل ارگانیک توان سیکل ارگانیک افزایش می یابد. بیشترین تخریب انرژی را مبدل دریافت حرارت از زمین دارد و مدل داخلی کمترین تخریب انرژی را دارد احمدی و همکاران [13] به بررسی سیستم تولید همزمان همراه با سیکل ارگانیک رانکین و محرک اولیه بایومس تحلیل انرژی و اقتصادی و محیط زیستی آن پرداختند. استفاده از سیال عامل R600 و R290 بیشترین راندمان انرژی و انرژی با اندازه ۷۹,۳۵ درصد و ۶۷,۶۴ درصد و کمترین هزینه تولید با میزان ۱۵۲,۷ درصد دارد.

تقی زاده [14] به بهینه سازی سیستم تولید همزمان با محرک اولیه انرژی خورشیدی و ذخیره سازی گرمایی برای مصارف خانگی پرداخته است. نتایجی همچون بازگشت سرمایه بازگشت سرمایه داخلی ارزش حال خالص به عنوان معیارهای اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته و ضریب کاهش کربن دی اکسید کربن مونوکسید و نان به عنوان معیارهای محیط زیستی مورد بررسی قرار گرفته است با توجه به شرایط اقتصادی یعنی قیمت ۳۰۰۰۰ ریال و نرخ بهره ۲۰ درصد در کشور ایران هیچ کسی که از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نیستند در آنالیز حساسیت دلار مشخص شد با کاهش قیمت دلار و افزایش قیمت خرید برق از سیستم تولید همزمان سیستم ها می توانند به سمت سوددهی حرکت کنند ابراهیمی [15] به بهینه سازی سیستم تولید همزمان بر پایه انرژی خورشیدی در اقلیم های مختلف آب و هوای ایران پرداخته است

بررسی ها برای شهرهای کرمان اهواز بندر انزلی چابهار و کامیاران انجام شده است. نتایج نشان می دهد زمان بازگشت سرمایه برای حالت های مختلف در اقلیم های مختلف زمان بازگشت سرمایه ۱۷ تا ۱۳۴ سال دارد این بدان معناست که به دلیل هزینه پایین انرژی در ایران بازگشت سرمایه برای سیستم های انرژی تجدید پذیر صرفه مناسب اقتصادی ندارد

حیدرنژاد [16] به تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی سیستم تولید همزمان در مقیاس کوچک با محرک اولیه انرژی خورشیدی همراه سیکل ارگانیک رانکین و سرمایه‌ش اجکتوری پرداخته است. این مطالعه برای ساختمان مسکونی در شهر ارومیه می‌باشد راندمان انرژی و انرژی به ترتیب 23.66% و 9.51% درصد برای تابستان میباشد با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه نرخ هزینه محصول در تابستان 17% درصد کاهش می‌یابد.

توکلی و همکاران [17] به بهینه‌سازی فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان، با تکیه بر نقش ارزش زمانی پول در دوره بازگشت سرمایه پرداختند. در این مطالعه موتور گازسوز به‌عنوان محرک اولیه، چیلر جذبی به منظور تامین بار حرارتی و برودتی، برای یک هتل در کرمان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد انتخاب موتور گازسوز با ظرفیت دو هزار و 550 کیلو وات بیشترین سود سالیانه و کمترین مدت زمان بازگشت سرمایه یعنی 6 سال می‌باشد.

مومن زاده [18] طراحی سیستم تولید همزمان برای کاربرد مسکونی و محرک اولیه موتور رفت و برگشتی گاز سود و سیستم گرمایش خورشیدی پرداخته است. سهم ارزش حاضر خالص نرخ داخلی بازگشت سرمایه و دوره بازگشت سرمایه اولیه در این تحقیق محاسبه گردیده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش قیمت دلار زمان بازگشت سرمایه افزایش می‌یابد.

غلامی [2] به طراحی و بهره‌برداری بهینه سیستم تولید همزمان در مقیاس آپارتمان مسکونی پرداخته است. محرک‌های اولیه متفاوت مانند موتور دیزل موتور گازسوز توربین گاز میکروتوربین و پیل سوختی و موتور استرلینگ در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است. حالت اولویت با تامین بار حرارتی، دارای بالاترین نرخ انرژی صرفه جویی شده می‌باشد. مقدار انرژی صرفه جویی شده توسط موتور استرلینگ نسبت به دیگر محرک‌ها پایین می‌باشد با افزایش بازده سیستم بازیافت حرارت مقدار سوخت صرفه جویی شده نیز افزایش می‌یابد. میزان شدت کاهش انتشار دی‌اکسید کربن برای موتور استرلینگ از همه بیشتر و میکرو توربین و موتور گاز و پیل سوختی در رده‌های بعدی قرار دارند.

حاج عبداللهی و همکاران [19] به بهینه سازی اقتصادی و محیط زیستی سیکل ارگانیک رانکین با محرک اولیه بازیافت حرارتی از دیزل ژنراتور پرداخته است. بهینه سازی به روش الگوریتم ژنتیک می باشد سیال R123 دارای بیشترین صرفه جویی در هزینه سالیانه نسبت به سیال R232 و R134 دارد. بدان معنا که این سیال دارای پایین ترین هزینه سوخت و هزینه محیط زیستی می باشد.

خان محمدی و همکاران [20] به ارزیابی عملکرد و بهینه سازی دو هدفه سیستم تولید همزمان سه گانه با استفاده از مدل بهبود یافته گازی سازی زیست توده پرداخته اند. نتایج نشان می دهد در بازه مورد بررسی متغیرهای تصمیم گیری راندمان انرژی می تواند ۱۰ تا ۲۰ درصد افزایش یابد.

۳-۲ نقاط ضعف مطالعات گذشته و نکات برجسته مطالعه حاضر:

۱. در مطالعه حاضر مقایسه قیمت جهانی و قیمت داخلی برای چیدمان تجهیزات این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است.
۲. برای تبدیل قیمت دلار به واحد پول کشور مقایسه ای بین ارز مرجع با ارز بازار آزاد در بازگشت سرمایه صورت گرفته است.
۳. هزینه های جاری مانند تعمیر و آلودگی در حالات جداگانه بررسی شده تا تاثیر هزینه های جاری بر زمان بازگشت سرمایه مشخص گردد.
۴. نتایج تحلیلی با آزمایشگاهی برای آبگرم کن های خورشیدی صفحه تخت و لوله خلا مقایسه گردیده است.
۵. محرک اولیه یعنی موتور ژنراتور گاز سوز در دو حالت یعنی دو توان در نظر گرفته شده است.
۶. نتایج تحلیلی با آزمایشگاهی برای سیستم های برق خورشیدی مقایسه گردیده است.
۷. از دیگر حالات بهبود مورد بررسی می توان به اضافه کردن سیکل ارگانیک به بویلر ها اشاره نمود.

۸. برای سه عدد سیکل ارگانیک طراحی شده در حالات مختلف دو سیال MDM و Toluene انتخاب گردیده است.

فصل ۳ داده‌های ورودی و معادلات حاکم

۳-۱ مقدمه

در این سناریو ابتدا داده های ورودی برای محاسبات در جداول و شکلها آورده شده اند. سناریوی از این داده های ورودی با استفاده از تحقیقات میدانی جمع آوری شده و سناریو دیگر داده ها از مطالعات استخراج شده است. سناریو بار الکتریکی و حرارتی درخواستی توسط دانشکده با استفاده از نرم افزار کریر^۱ محاسبه گردیده که نتایج محاسبات بار حرارتی در شکل های این فصل داده شده است. سناریو مدل سازی سیکل ارگانیک با نرم افزار EES^۲ سناریو موتور ژنراتور گاز سوز و محاسبات اقتصادی و خورشیدی در نرم افزار متلب^۳ انجام شده است. پس از داده های ورودی معادلات انرژی، انرژی و اقتصادی تجهیزات استفاده شده در این مطالعه آورده شده است.

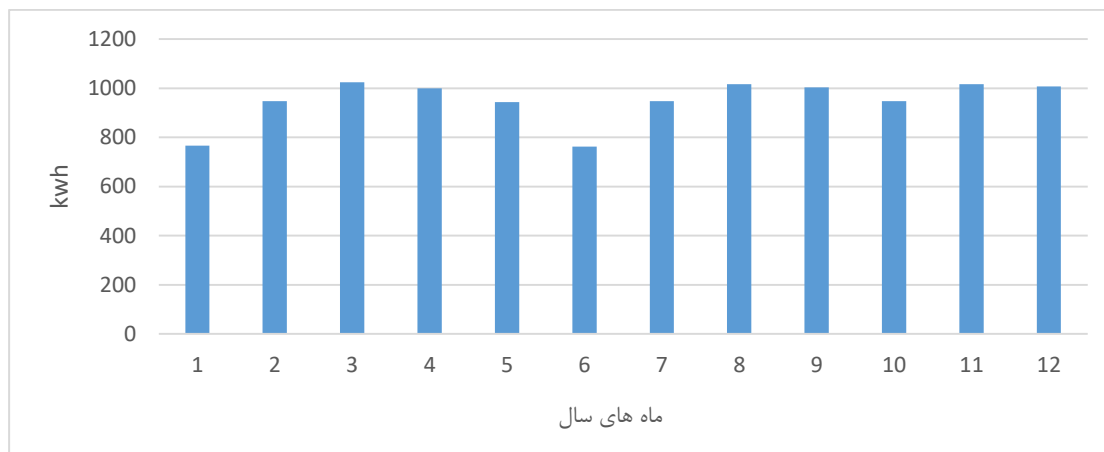
۳-۲ داده های ورودی

میزان مصرف برق پردیس بر واحد کیلووات ساعت در روز برای مدت زمان ۱ سال برای سال ۱۳۹۵ شمسی در شکل ۳-۱ آورده شده است. بدین ترتیب بیشترین مصرف الکتریکی ۰/۹۸ مگاوات ساعت و کمترین مقدار آن ۰/۷۷ مگاوات ساعت در روز می باشد که از محاسبات نرم افزار کریر بدست آمده اند. همچنین با استعلام از معاونت عمرانی دانشگاه، مطابق شکل ۳-۲ هزینه بیشترین مصرف انرژی الکتریکی حدود ۴۹۰۰۰ تومان در روز و کمترین مصرف آن حدود ۳۵۰۰۰ تومان در روز می باشد.

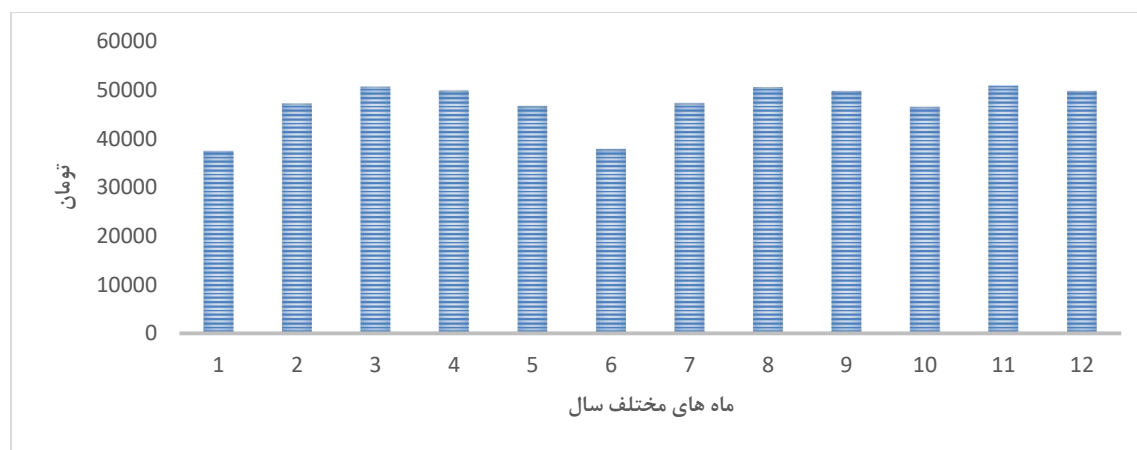
^۱ Carrier

^۲ Engineering Equation Solver

^۳ Matlab



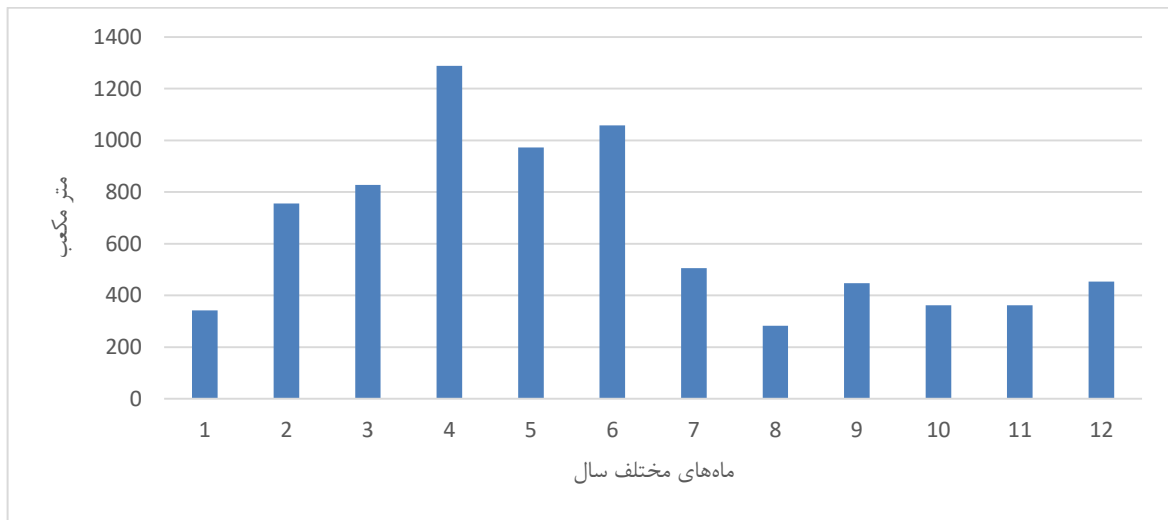
شکل ۳-۱: بار الکتریکی محاسبه شده دانشکده در یک روز برای ماه های مختلف سال



شکل ۳-۲: هزینه انرژی الکتریکی دانشکده مکانیک و عمران در یک روز برای ماه های مختلف سال بر اساس داده های

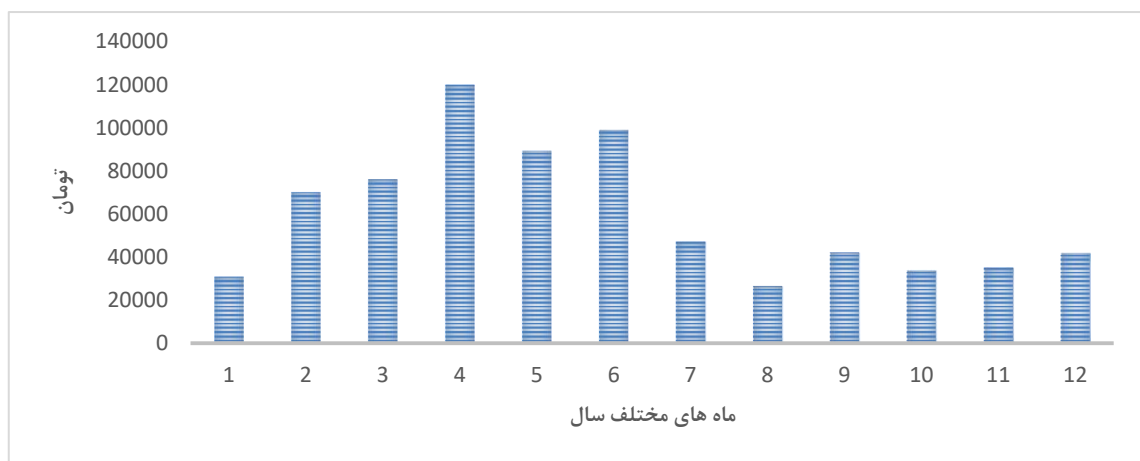
معاونت عمرانی

از طرف دیگر مطابق شکل ۳-۳ بیشترین مصرف انرژی حرارتی در دانشکده مهندسی مکانیک و عمران ۱۲/۶ مگاوات ساعت در و کمترین مقدار آن ۲/۸ مگاوات ساعت در روز می باشد که مطابق شکل ۳-۴ هزینه بیشترین مصرف آن حدود ۱۲۶۰۰۰ تومان در روز و هزینه کمترین مصرف آن حدود ۲۸۰۰۰ تومان در روز می باشد.



شکل ۳-۳ میزان گاز مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک روز برای ماه‌های مختلف سال بر اساس

محاسبات



شکل ۴-۳ هزینه گاز مصرفی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک روز برای ماه‌های مختلف سال بر اساس

داده‌های معاونت عمرانی

۳-۳ مشخصات فنی تجهیزات تأسیسات دانشکده

تاسیسات دانشکده مهندسی مکانیک و عمران شامل تجهیزاتی می باشد که مشخصات فنی هر کدام از این تجهیزات در جداول ۱-۳، ۲-۳، ۳-۳ و ۴-۳ داده شده است. به منظور یافتن تجهیزاتی که امکان بازیابی حرارتی در آنها وجود دارد، ابتدا نیاز است همه تجهیزات موجود را به طور کامل شناخته و مشخصات کاری آنها مانند دما، فشار و ... کاملاً مشخص باشد تا بتوان حالت مناسب برای بهبود آنها را انتخاب نمود.

جدول ۱-۳: مشخصات فنی چیلر آب گرم لیتیوم بروماید

chilled water data				
capacity(kw)	flow rate(m ³ /hr)	enter temp F	leaving temp F	press drop m
875	65.5	54	44	5.5
cooling water data				
	flow rate(m ³ /hr)	enter temp F	leaving temp F	press drop m
	109.1	85	100	17
Electerical power				
solution pump KW	Refrigerant pump kW	vacuum pump KW	total KW	remarks
4.4	2.2	0.4	7	AS SSE 10 sari puya or equal

جدول ۲-۳: مشخصات فنی برج خنک کن

cooling tower schedule									
water flow rate									
G.P.M	m ³ /hr	inlet temp F	out temp F	approach temp F	power APP HP	voltage	phi	ferequency	remarks
480	109.1	100	85	18	5	380	3	50 HZ	AS MODEL MB 150 parto abgardan or equal

جدول ۳-۳: مشخصات فنی بویلر های آب گرم

hot water boiler			burner data		heating cap	power kw		electric data			model
heating capacity (Kw)	water temp enter F	water temp leaving F	N.gas (m ³ /hr)	gasoline lit/hr	kw	burner	pump	voltage	phi	ferequency	
1523.437	160	180	185.7	175.1	1751.952	7.5	1.5	380	3	50 HZ	DP 3 IRAN RADIATOR OR EQUAL

جدول ۳-۴: مشخصات فنی منابع تامین کننده آب گرم مصرفی

domestic hot water generator schedule											
capacity lit	shell data					coil data					remarks
	flow rate GPH	material	thickness mm	Dia cm	high cm	heating capacity BTU/hr	flow rate GPM	heating surface ft ²	material	Dia cm	
1500	362	galvanized steel	5	95	200	301000	30.1	42	copper tube	3/4"	AS MODEL TCWT 1036 TEHRAH MOBADEL or EQUAL
	kg/s					kw	kg/s	m ²			
	0.3982					87.29	1.8963	3.864			

۳-۴ ساعات کارکرد سیستم در سال

تجهیزات تأسیسات دانشکده مکانیک و عمران که شامل بویلر آب گرم و چیلر آب گرم لیتیوم بروماید می باشد هرکدام با توجه به میزان بار درخواستی ساعات کارکرد مشخصی در سال دارند. در جدول ۳-۳ ۵ ساعات کارکرد هر کدام از سیستم ها در یک سال آورده شده است.

در سناریوهای پتانسیل بهبود، برای مصرف انرژی پایین تر حامل های انرژی برای دانشکده، استفاده از موتور ژنراتور گازسوز در دو اندازه در نظر گرفته شده است. هرکدام به صورت تمام وقت در سال کار

می‌کند تا بتوانند هزینه‌های اولیه و هزینه‌های جاری خود را با فروش برق تأمین کنند.

جدول ۳-۵ ساعات کارکرد تجهیزات مختلف سیستم تاسیسات دانشکده مهندسی مکانیک و عمران در یک سال

تجهیزات	ساعات کارکرد سیستم در سال
بویلر های آب گرم	۲۱۹۰
چیلر آب گرم لیتیوم برماید	۷۳۰
موتور ژنراتور گازسوز ۱	۸۷۶۰
موتور ژنراتور گازسوز ۲	۸۷۶۰

۳-۵ موتور ژنراتور گاز سوز

استفاده از موتور ژنراتور برای تولید برق در نیروگاه های پراکنده بسیار رایج است. با توجه به حمایت دولت برای نیروگاه‌های تولید پراکنده و خرید تضمینی برق توسط شرکت برق، این امکان را برای تولید کنندگان کوچک فراهم آورده است که بخش خصوصی در زمینه تولید برق پراکنده سرمایه گذاری کند و زمان بازگشت سرمایه منطقی برای سرمایه گذاری اولیه به دست آید. بدین منظور در این مطالعه تحلیل و محاسباتی صورت می‌پذیرد تا زمان دقیق بازگشت سرمایه برای سرمایه گذاری دانشکده در زمینه تولید برق در نیروگاه‌های پراکنده به دست آید.

۳-۵-۱ موتور ژنراتور گاز سوز ۱

موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۱ به توان ۱۱۱۹ کیلو وات به عنوان اولین حالت بهبود انتخاب شده است.

در جدول ۳-۶ مشخصات فنی موتور ژنراتور گازسوز ۱ برای بررسی در حالت اول آورده شده است. [۲۱]

جدول ۳-۶ مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز ۱

Waukesha* gas engines VHP* L7042GSI S5 (with ESM2 and emPact Emission Control System)	
1500 BHP (1119 kWh) @ 1200 RPM	
technical data	
Cylinders	V12
Piston displacement	7040 cu. in. (115 L)
Compression ratio	9.7:1
Bore & stroke	9.375'' x 8.5'' (238 x 216mm)
Jacket water system capacity	100 gal. (379 L)
Lube oil capacity	190 gal. (719 L)
Starting system	125 - 150 psi air/gas or 24V DC electric
Dimensions l x w x h inch (mm)	147 (3734) x 85 (2159) x 97.83 (2485)
Weights lb (kg)	24,250 (11,000)

داده های عملکردی موتور ژنراتور گازسوز شماره ۱ در دورهای مختلف موتور در جدول ۳-۷ آورده

شده است. همچنین میزان آلاینده‌گی این موتور در دورهای مختلف موتور نیز نشان داده شده است.

جدول ۳-۷: مشخصات عملکردی و آلودگی موتور ژنراتور گاز سوز [21]

performance data	1200 RPM		1000 RPM	
Intercooler Water Temperature	130°F	(54°C)	130°F	(54°C)
Power bhp (kWh)	1500	1119	1250	932
BSFC (LHV) Btu/bhp-hr (kJ/kWh)	7209	10199	7077	10012
Fuel Consumption Btu/hr x 1000 (kW)	10810	3168	8889	2605
Engine-Out Emissions	g/bhp-hr	(mg/Nm ³ @ 5% O ₂)	NOx g/bhp-hr	(mg/Nm ³ @ 5% O ₂)
NOx	11.6	4875	11.3	4835
CO	9.2	3867	7.8	3340
NMHC	0.15	63	0.15	63
THC	0.6	252	0.6	252
Formaldehyde	0.05		19	
Heat Balance				
	Btu/hr x 1000	(kW)	Btu/hr x 1000	(kW)
Heat to Jacket Water	2971	871	2499	732
Heat to Lube Oil	502	147	380	111
Heat to Intercooler	315	92	224	66
Heat to Radiation	607	178	538	158
Total Exhaust Heat	2863	839	2269	665
Intake/Exhaust System	scfm	(Nm ³ /hr)	scfm	(Nm ³ /hr)
Induction Air Flow	1929	2905	1588	2392
Exhaust Flow lb/hr (kg/hr)	°F	(°C)	°F	(°C)
Exhaust Temperature	1087	586	1054	568

به منظور بررسی تاثیر توان موتور و هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه جاری با توجه به نرخ تورم بر روی زمان بازگشت سرمایه موتور ژنراتور گازسوز شماره ۲ مورد تحلیل قرار گرفت. هدف از این کار به

دست آوردن پاسخ به این سوال که موتور در چه اندازه ای با توجه به درآمد دریافتی از فروش، مناسب است. مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲ در جدول ۳-۸ آورده شده است.

۳-۶ مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲

به منظور بررسی تاثیر توان موتور و هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه جاری با توجه به نرخ تورم بر روی زمان بازگشت سرمایه موتور ژنراتور گازسوز شماره ۲ مورد تحلیل قرار گرفت. هدف از این کار به دست آوردن پاسخ به این سوال است که موتور با چه توانی با توجه به درآمد دریافتی از فروش، مناسب

است. مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲ در جدول ۳-۸ آورده شده است. [۲۲]

جدول ۳-۸: مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز شماره ۲ [۲۳]

Technical Data	
General	
Engine designation	TWD1643GE
No. of cylinders and configuration	in-line 6
Method of operation	4-stroke
Bore, mm (in.)	144 (5.67)
Stroke, mm (in.)	165 (6.50)
Displacement, l (in ³)	16.12 (983.7)
Compression ratio	9.7:1
Dry weight, kg (lb)	1700 (3748)
Dry weight with Gen Pac, kg (lb)	2200 (4850)
Wet weight, kg (lb)	1770 (3902)
Wet weight with Gen Pac, kg (lb)	TWD1643GE

همچنین داده های عملکردی موتور ژنراتور گازسوز شماره ۲ و میزان آلاینده های آن در دوره های مختلف موتور در جدول ۳-۹ آورده شده است.

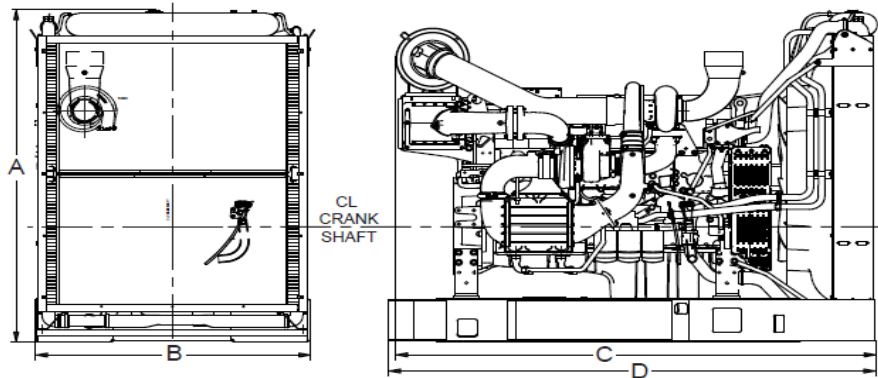
جدول ۳-۹: مشخصات عملکردی و آلودگی موتور ژنراتور گاز سوز ۲

Performance (with fan, kW (hp)) at:	1500 rpm	1800 rpm
Prime Power	536 (729)	585 (796)
Max Standby Power	596 (811)	644 (876)
Lubrication system	1500 rpm	1800 rpm
Oil consumption, liter/h (US gal/h) at:		
Prime Power	0.10 (0.026)	0.10 (0.026)
Max Standby Power	0.11 (0.029)	0.11 (0.039)
Oil system capacity inch filters, liter.....48		
Fuel system	1500 rpm	1800 rpm
Specific fuel consumption at:		
Prime Power, g/kWh (lb/hph)		
25%	215 (0.349)	224 (0.363)
50%	196 (0.318)	201 (0.326)
75%	196 (0.318)	197 (0.319)
100%	199 (0.323)	202 (0.327)
Max Standby Power, g/kWh (lb/hph)		
25%	210 (0.340)	220 (0.357)
50%	195 (0.316)	200 (0.324)
75%	196 (0.318)	198 (0.321)
100%	200 (0.324)	204 (0.331)
Intake and exhaust system	1500 rpm	1800 rpm
Air consumption, m³/min (cfm) at:		
Prime Power	44 (1541)	53 (1874)
Max Standby Power	47 (1658)	55 (1937)
Max allowable air intake restriction,		
kPa (PSI)	5 (0.7)	5 (0.7)
Heat rejection to exhaust, kW (BTU/min) at:		
Prime Power	415 (23601)	472 (26842)
Max Standby Power	463 (26330)	530 (30141)
Exhaust gas temperature after low pressure turbine , °C (°F) at:		
Prime Power	450 (842)	422 (792)
Max Standby Power	463 (865)	461 (862)
Max allowable back-pressure in exhaust line,		
kPa (PSI)	10 (1.5)	10 (1.5)
Exhaust gas flow, m³/min (cfm) at:		
Prime power	101.6 (3586)	119 (4201)
Max Standby Power	111.8 (3949)	130.1 (4593)

نقشه هندسی موتور ژنراتور گازسوز ۲ نیز در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.

Dimensions TWD1643GE

Not for installation



A* = 1925 mm / 76 in

B* = 1350 mm / 53.1 in (max width 1401 mm / 55.2 in)

C = 2362 mm / 93 in

D = 2399 mm / 94.5 in (During transport)

D = Max 3255 mm / 128.2 in

* Including radiator and intercooler

شکل ۱-۳: نقشه هندسی موتور ژنراتور گازسوز ۵۸۵ کیلووات [23]

۱-۶-۳ مشخصات عمومی فنی، اقتصادی و محیط زیستی موتور

ژنراتور [۲]

مشخصات عمومی و فنی و اقتصادی موتور ژنراتور گازسوز شامل هزینه‌ها و طول عمر سیستم و غیره

می‌باشد در جدول ۱-۳ آورده شده است.

جدول ۱-۳: مشخصات عمومی فنی و اقتصادی و محیط زیستی موتور ژنراتور

(\$/kW)	500	هزینه اولیه
(\$/kWh)	0/0124	هزینه تعمیر و نگهداری
(\$/kWh)	0/0028	هزینه شارژ استاندارد بای
	دو هفته	زمان لازم برای اورهال
	۴ سال	مدت زمان لازم برای اولین اورهال

(%)	40	بازده
(year)	20	طول عمر مفید
(V)	380/220	ولتاژ اسمی
(HZ)	50	فرکانس نامی
	0.8	ضریب توان

هزینه‌های مربوط به سوخت و برق و آلاینده‌ها

برای محاسبه زمان بازگشت سرمایه هزینه پتانسیل بهبود، ما نیاز به هزینه‌های اولیه برای تجهیز و هزینه‌های جاری و همچنین هزینه‌های مربوط به خرید و فروش الکتریسیته و هزینه‌های مربوط به تولید آلاینده‌های متفاوت داریم. این ضرایب در جدول ۳-۱۱ داده شده است. که باید در معادلات در نظر گرفته شود. [۱۷]

برای داده‌های ورودی به معادلات و به دست آوردن نتایج برای سناریوهای مختلف، با توجه به محل آزمایش که ایران می‌باشد، قیمت دلار با توجه به ارزش مرجع و دلار بازار آزاد محاسبه شده است، تا بتوان سناریوهای مختلف را به صورت واقعی‌تری برای دانشکده محاسبه کرد.

جدول ۳-۱۱ هزینه‌های مربوط به سوخت و برق و آلاینده‌ها [۱۷]

	\$/kwh
متوسط قیمت سوخت μ_f	۰,۱۵۴
متوسط قیمت خرید الکتریسیته $\mu_{e,b}$	۰,۰۸۴
متوسط قیمت فروش الکتریسیته $\mu_{e,s}$	۰,۰۸۸
فاکتور جریمه انتشار آلاینده φ_{CO_2}, CO_2	۰,۰۲۴
فاکتور جریمه انتشار آلاینده φ_{NO_x}, NO_x	۶,۸۵۳
فاکتور جریمه انتشار آلاینده φ_{CO}, CO	۰,۰۲۰۸۶

در هزینه‌های پرداختی حامل‌های انرژی مصرف شده توسط دانشکده، هزینه‌های مربوط به آلاینده‌گی برای تجهیزاتی که از سوخت فسیلی استفاده می‌کنند محاسبه نمی‌شود. اما با توجه به سناریو‌هایی که در حالت جهانی بررسی شده است، هزینه‌های مربوط به آلاینده‌گی، با توجه به ارزش مرجع و دلار بازار آزاد، برای کربن دی‌اکسید و ناکس که هزینه قابل توجهی دارند، محاسبه و در نتایج آورده شده است. جدول ۳-۱۲ واحد هزینه‌های آلاینده‌های تولیدی را نشان داده است.

جدول ۳-۱۲ هزینه آلودگی

هزینه آلودگی	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
CO ₂	۰,۰۲۴	۲۶۴
NO _x	۶,۸۵۳	۷۵۳۸۳
	\$/kg	kg/تومان

هزینه آلاینده‌گی تولیدی توسط تجهیزات:

در تأسیسات دانشکده مکانیک و عمران ، با استفاده از دستگاه آنالیز گازهای احتراق ، میزان آلاینده‌گی آن‌ها اندازه‌گیری شده ، و با توجه به قیمت آلودگی جهانی ، میزان آلاینده‌گی آن‌ها در روز محاسبه شده و در جدول ۳-۱۳ آورده شده است.

جدول ۳-۱۳ آلاینده‌گی بویلرها

CO ₂		NO _x	
۹۶ تومن/kg	۲۶۴ تومن/kg	۲۷۴۱۲ تومن/kg	۷۵۳۸۳ تومن/kg
ارز مرجع (تومان)	دلار بازار آزاد (تومان)	ارز مرجع (تومان)	دلار بازار آزاد (تومان)
۷۷۵۴۹	۲۱۳۲۵۹	۷۲۹۱۶	۲۰۰۵۱۹

هزینه های مازاد در زمان نصب و راه اندازی تجهیزات:

در پتانسیل بهبود برای تأسیسات دانشکده، اضافه کردن تجهیزات غیر از هزینه اولیه ، هزینه‌های دیگری چون نصب، عایق کاری، لوله‌کشی، ابزار دقیق، تجهیزات و مواد برقی و زمین را شامل می‌شود. که این هزینه‌ها به صورت نسبی از هزینه اولیه در جدول ۳-۱۴ آورده شده است.

جدول ۳-۱۴ هزینه های مازاد در زمان نصب و راه اندازی تجهیزات:

مورد هزینه	مقدار هزینه
نصب	۲۰ تا ۹۰ درصد
عایق کاری	۲ تا ۸ درصد
لوله‌کشی	۱۰ تا ۷۰ درصد
ابزار دقیق و تجهیزات کنترلی	۶ تا ۴۰ درصد
تجهیزات و مواد برقی	۱۰ تا ۱۵ درصد
زمین	حداکثر ۱۰ درصد

۳-۷ مشخصات سیال استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین:

سیالات ارگانیک رانکین که شامل بازه‌های مختلفی هستند، هرکدام دارای فشار و دمای بحرانی متفاوتی هستند. هر سیال مناسب برای بازه دمایی متفاوتی است. استفاده از سیال مناسب برای به دست آوردن حداکثر راندمان در سیکل ارگانیک رانکین، بسیار مهم است. البته غیر از راندمان به مواردی همچون، میزان پتانسیل گرمایش جهانی، میزان تخریب لایه اوزون، میزان سمی بودن، میزان دسترس پذیر بودن، اشتعال پذیری و پایدار بودن و موارد مختلف دیگری در انتخاب سیالات باید مورد توجه قرار بگیرد.

سیال استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین سیالی می‌باشد، که دارای فشار بحرانی پایین و دمای بحرانی بالا با توجه به دمای بالای دود خروجی از محصولات احتراق موتور ژنراتور گازسوز انتخاب شده است. این سیال دارای مشخصات ترمو فیزیکی گفته شده در جدول ۳-۱۵ می‌باشد.

جدول ۳-۱۵ مشخصات سیال استفاده شده در سیکل ارگانیک رانکین [۲۴]

مشخصات سیال MDM		
Molecular formula	C8H24O2Si3	
Molecular weight	236.531	g/mol
Density	0.82	g/cm ³
Melting point	-82	°C
Boiling point	153	°C
Refractive index	1.384	
Flash point	29	°C
Vapor pressure	50	mmHg (at 72 °C)
Specific heat of vaporization	0.15	kJ/g
Specific heat of combustion	32.92	kJ/g
Acentric factor	0.531	
Critical temperature	289.75	°C
Critical pressure	1420	kPa

۳-۷-۱ سیال کاری توصیه شده برای سیکل ارگانیک رنگین بر اساس

دما و کاربرد

پیشنهادی برای سیال کاری مناسب برای هر کدام از بازیافت‌های انرژی اتلافی داده شده است. که به

شرح جدول ۳-۱۶ می باشد. [۲۵]

جدول ۳-۱۶ سیال کاری توصیه شده برای سیکل ارگانیک رنگین

WHR	30/50	120	R113
WHR	30	150/200	Benzene,Toluene,HCFC-123
WHR	35	60/100	HCFC-123,n-pentane
WHR	25	100/210	R113
WHR	25	145*	R236EA
WHR	40	120	Toluene , Benzene
WHR	50	80/220	HCFC-123,R113
WHR	278	327*	R11,R141b,R113,HCFC-123,HFC-245fa,R245ca
WHR	n/a	277*	HCFC-123
ICE WHR	35	96/221	Benzene
ICE	55	60/150	R245-ca,isopentane
CHP	90*	250/350*	ButylBenzene
CHP	50	170	Ethanol
Geotherma I	30*	70/90	Ammonia
Geotherma I	30	100	RE134,RE245,R600,HFC-245fa,R245ca,R601
Geotherma I	25	80/115	Propylene,R227ea,HFC-245fa
Solar	35	60/100	R152a,R600,R290
Solar	45	120/230	n-dodecane
Solar	30	150	R245fa,SES36

۳-۷-۲ بازه دمایی خروجی از محصولات احتراق در هر کدام از صنایع

مختلف

بازه دمایی خروجی از محصولات احتراق، به عبارت دیگر انرژی اتلافی در هر کدام از صنایع مختلف، در جدول ۳-۱۷ داده شده است. هدف از این جدول پیدا کردن سیال مناسب با توجه به دمای محصولات احتراق و رسیدن به راندمان حداکثر است.

جدول ۳-۱۷ بازه دمایی خروجی از محصولات احتراق انرژی اتلافی در هر کدام از صنایع مختلف [۲۶]

WASTE HEAT SOURCES AND TEMPERATURE RANGE	
Sources	Temperature (°C)
Solid waste and fume incinerators	650-1450
Nickel refining furnace	1370-1650
Glass melting furnace	1000-1550
Aluminum, copper and zinc refining furnaces	650-1100
Cement kiln	620-730
Hydrogen plants	650-1000
Steam boiler exhaust	230-480
Gas turbine exhaust	370-540
Drying and baking ovens	230-600
Catalytic crackers	425-650
Reciprocating engine exhausts	315-600
Annealing furnaces	66-230
Internal combustion engines	66-120
Hot processed liquids and solids	32-232
Drying, curing and curing ovens	93-230
Welding and injection molding machines	32-88
Air compressors	27-50

۳-۷-۳ شرکت های موجود در دنیا در زمینه سیکل ارگانیک رنگین:

[۲۷]

شرکت های در دنیا موجود هستند که سیکل ارگانیک رنگین را به صورت کامل یا تنها اکسپندر آن را برای راه اندازی سیکل ارگانیک به فروش می رسانند. که اسامی آن ها و بازه توانی تولید سیکل ارگانیک و مکان آن ها و البته نوع اکسپندر استفاده شده در سیکل در جدول ۱۸-۳ شرح داده شده است.

جدول ۱۸-۳ شرکت های تولید کننده سیکل ارگانیک رنگین

Manufacturer	App	Power range[kWe]	Heat source temp [C]
ORMAT, US	Geo, WHR, solar	200-70,000	150-300 (Fluid: n-pentane and others , two-stage axial turbine)
Turboden, Italy	Biomass CHP ,WHR ,Geo	200-2000	100-300 (Fluids: OMTS, Solka therm , Two- stage axial turbines)
Adoratec /Maxx tec, Germany	Biomass-CHP	315-1600	300 (Fluid: OMTS)
Opcon, Sweden	WHR	350-800	120 (Fluid: Ammonia, Lysholm Turbine)
GMK, Germany	WHR, Geo, Biomass - CHP	50-5000	120-350 (3000 rpm Multi-stage axial turbines (KKK))
Bosch KWK Germany	WHR	65-325	120-150 (Fluid:R245fa)
Turboden Pure Cycle US	WHR Geo	0.28	91-149 (Radial inflow turbine (Fluid: R245fa))
GE Clean Cycle	WHR	125	Single - state radial inflow turbine
Cryostar France	WHR Geo	n/a	100-400 (Radial inflow turbine Fluids: R245fa, R134a)
Tri-o-gen Netherlands	WHR	160	Radial turbo - expander (Fluid: Toluene)
Electratherm US	WHR Solar	50	(Twin screw expander)

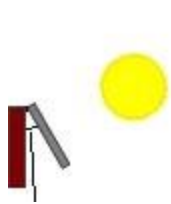


۴-۷-۳ زاویه شیب جاذب های خورشیدی:

در سناریو آبگرمکن های خورشیدی و پنل های خورشیدی استفاده از شیب مناسب این تجهیزات نسبت به زمین برای عمود بودن به خورشید بسیار حائز اهمیت است. به دلیل اینکه حداکثر جذب انرژی

از خورشید در حالت صورت می پذیرد که این سیستم‌ها، تابش خورشید را به صورت حداکثری جذب کنند. زاویه بهینه در هر ماه محاسبه شده و در جدول ۳-۱۹ شیب سیستم های خورشیدی را برای ماه‌های مختلف بیان می کند [۲۸]

جدول ۳-۱۹ زاویه شیب جاذب های خورشیدی

Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun
۳۸°	۴۶°	۵۴°	۶۲°	۷۰°	۷۸°
Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
۷۰°	۶۲°	۵۴°	۴۶°	۳۸°	۳۰°

Winter	Spring/Autumn	Summer
		
۳۰° angle	۵۴° angle	۷۸° angle

۳-۷-۵ میزان انرژی دریافتی از خورشید در طول یک روز

میزان انرژی دریافتی از خورشید در طول یک روز به ازای هر متر مربع جاذب خورشیدی در جدول

۳-۲۰ داده شده است. [۲۸]

جدول ۳-۲۰ میزان انرژی دریافتی از خورشید در طول یک روز به ازای هر متر مربع جاذب خورشیدی

kWh/m ² /day					
Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun
۲/۶۱	۳/۳۷	۴/۲۸	۵/۲۵	۶/۰۵	۶/۷۸
Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
۶/۵۱	۶/۰۷	۵/۰۷	۳/۹۱	۲/۸۱	۲/۲۹

۳-۷-۶ فرضیات برای آبگرم کن های خورشیدی مدل FPC:

در محاسبات آبگرمکن های خورشیدی داده های ورودی داده شده از طرف خورشید داده های هندسی مشخصات فنی خود آبگرمکن ها در جدول ۳-۲۱ داده شده است.

جدول ۳-۲۱ فرضیات برای آبگرم کن های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC برای یک روز در یک ماه سال برای یک

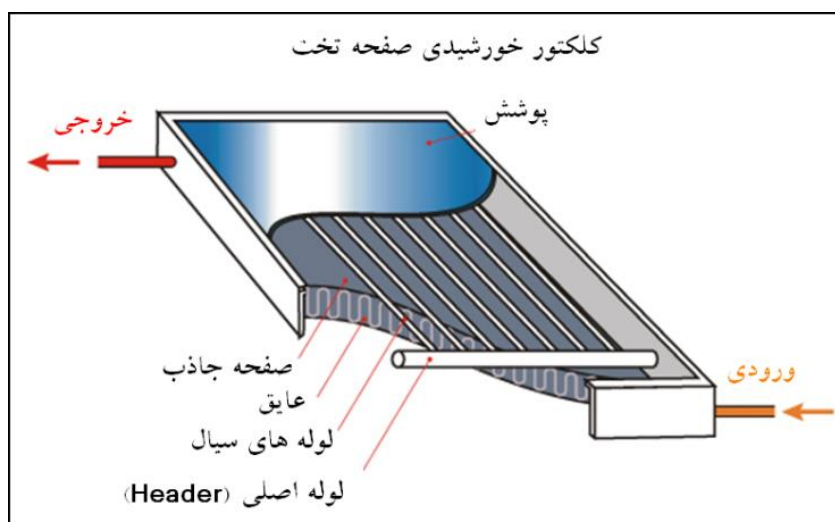
جاذب

%	تابش پخشیده	20%
deg	زاویه تابش مستقیم	25
deg	شیب کلکتور	25
c	دمای محیط	20
m/s	سرعت باد	4
%	نسبت رطوبت	50%
Ti -Ta	تعریف راندمان	
m	طول	2.1
m	عرض	0.8
m ²	سطح جاذب	2
	جنس جاذب	مس
W/m*k	رسانندگی جاذب	380
cm	ضخامت جاذب	0.02
	ضریب جذب جاذب	0.95
	تعداد کاور	1
	ضریب عبور کاور	0.891
	تعداد لوله رایزر	8
cm	قطر داخلی لوله	1.27
cm	ضخامت لوله	0.07
cm	فاصله لوله‌ها	10.54
	سیال در گردش	آب
kg/min	دبی در گردش	2.4
bar	فشار داخل لوله	2

W/m*k	رسانندگی اتصال لوله و جاذب	400
-------	----------------------------	-----

۷-۷-۳ آبگرم کن های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC:

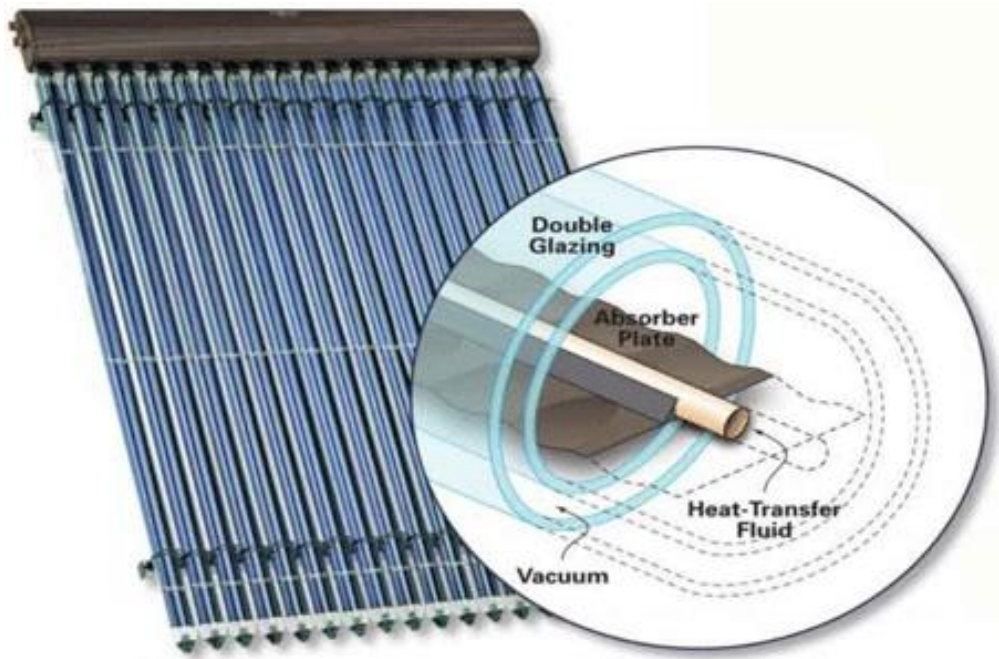
آبگرم کن های خورشیدی صفحه تخت یکی از تجهیزات خورشیدی می باشد که توانایی جذب انرژی خورشید و انتقال آن به سیال در حال چرخش در آبگرم کن را دارد. استفاده از این تجهیز به منظور تامین بار حرارتی با انرژی خورشیدی یکی از حالت های بهبود یک مجموعه می تواند باشد. شکل ۲-۳ شمای برش خورده و اجزا آبگرمکن های خورشیدی را نشان می دهد.



شکل ۲-۳ شمای برش خورده آبگرم کن های خورشیدی مدل صفحه تخت FPC.

۸-۷-۳ آبگرم کن های خورشیدی مدل لوله خلا ETC:

آبگرم کن های خورشیدی لوله خلا مانند صفحه تخت به منظور دریافت انرژی خورشید و تبدیل آن به انرژی حرارتی استفاده میشود. آبگرم کن های خورشیدی مدل لوله خلا راندمان حرارتی بالاتری نسبت به صفحه تخت دارند و به مرتب قیمت بالاتری نیز دارند. شکل ۳-۳ شمای آبگرمکن لوله خلا می باشد.



شکل ۳-۳ آبگرم کن‌های خورشیدی مدل لوله خلأ [29] ETC

محاسبات تحلیلی و نتایج تجربی نشان می‌دهد، که راندمان حرارتی آبگرمکن‌های لوله خلأ از آبگرمکن‌های صفحه تخت سه درصد بیشتر است. [29] همچنین مقاله مرجع داده شده نشان می‌دهد، که قیمت آبگرمکن‌های لوله خلأ حدود ۲۰ درصد گرانتر از آبگرمکن‌های صفحه تخت می‌باشد.

جدول ۲۳ مشخصات مخازن آبگرمکن های خورشیدی پمپدار سولار کار [30]

250 PDG-250 PCG	250 PDE- 250 PCE	200 PDE- 200 PCE	مدل
200: (140 solar+60 gas)	250	200	ظرفیت (لیتر)
گالوانیزه گرم	گالوانیزه گرم	گالوانیزه گرم	جنس ورق
2.5	2.5	2.5	ضخامت ورق اصلی (mm)
کویل مسی	کویل مسی	کویل مسی	مبدل حرارتی خورشیدی
110	115	90	(کیلوگرم) وزن خالی
310	370	300	وزن پر (کیلوگرم)
(EPDM) 5 cm	(EPDM) 5 cm	(EPDM) 5 cm	عایق
4-7	5-7	4-Feb	تعداد نفرات
1-3	2-3	2-Jan	تعداد کلکتورهای قابل اتصال
10000 Kcal/hr مشعل گازی	2000 W المنت برقی	1800 W المنت برقی	نوع سیستم کمکی
A-B-V	A-B-V	A-B-V	نوع کلکتورهای قابل استفاده
40 cm میله منیزیم	80 cm میله منیزیم	40 cm میله منیزیم	آند
251	252	201	ترکیبات
252	253	202	

۳-۷-۹ مشخصات فنی و هندسی پنل های خورشیدی

جدول ۳-۲۴ مشخصات الکتریکی پنل های خورشیدی [۳۱]

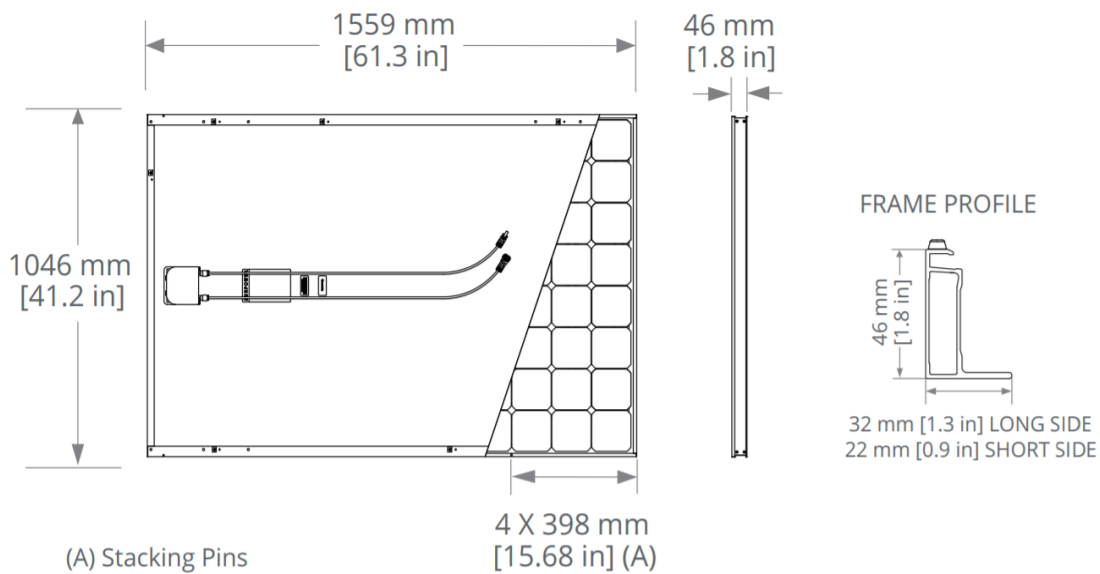
Electrical Data		
	SPR-E20-327-COM	SPR-E19-310-COM
Nominal Power (P _{nom}) ¹¹	327 W	310 W
Power Tolerance	+5/-3%	+5/-3%
Avg. Panel Efficiency ¹²	20.3%	19.3%
Rated Voltage (V _{mpp})	54.7 V	54.7 V
Rated Current (I _{mpp})	5.98 A	5.67 A
Open-Circuit Voltage (V _{oc})	64.9 V	64.4 V
Short-Circuit Current (I _{sc})	6.46 A	6.05 A
Max. System Voltage	1000 V UL & 1000 V IEC	
Maximum Series Fuse	15 A	
Power Temp Coef.	-0.38% / °C	
Voltage Temp Coef.	-176.6 mV / °C	
Current Temp Coef.	3.5 mA / °C	

جدول ۳-۲۵ مشخصات آزمایش و گارانتی پنل های خورشیدی

Tests And Certifications	
Standard Tests ¹³	UL1703 (Type 2 Fire Rating), IEC 61215, IEC 61730
Quality Certs	ISO 9001:2008, ISO 14001:2004
EHS Compliance	RoHS, OHSAS 18001:2007, lead free, REACH SVHC-163, PV Cycle
Sustainability	Cradle to Cradle (eligible for LEED points) ¹⁴
Ammonia Test	IEC 62716
Desert Test	10.1109/PVSC.2013.6744437
Salt Spray Test	IEC 61701 (maximum severity)
PID Test	Potential-Induced Degradation free: 1000 V ⁹
Available Listings	UL, TUV, JET, MCS, CSA, FSEC, CEC

جدول ۳-۲۶ شرایط استفاده از پنل های خورشیدی

Operating Condition And Mechanical Data	
Temperature	-40° F to +185° F (-40° C to +85° C)
Impact Resistance	1 inch (25 mm) diameter hail at 52 mph (23 m/s)
Appearance	Class B
Solar Cells	96 Monocrystalline Maxeon Gen II
Tempered Glass	High-transmission tempered anti-reflective
Junction Box	IP-65, MC4 compatible
Weight	41 lbs (18.6 kg)
Max. Load	Wind: 50 psf, 2400 Pa, 244 kg/m ² front & back Snow: 112 psf, 5400 Pa, 550 kg/m ² front
Frame	Class 2 silver anodized; stacking pins



شکل ۳-۴ مشخصات هندسی پنل های خورشیدی

۳-۷-۱۰ تجهیزات اندازه‌گیری آلاینده‌گی بویلر و موتور:



شکل ۳-۵ دستگاه آنالیز گاز های محصولات احتراق [۳۲]

مشخصات فنی و بازه‌ی اندازه‌گیری و دقت اندازه‌گیری دستگاه آنالیز گازهای محصولات احتراق در جدول ۳-۲۷

نشان داده شده است.

جدول ۳-۲۷ مشخصات فنی و بازه‌ی اندازه‌گیری و دقت اندازه‌گیری دستگاه آنالیز گازهای محصولات احتراق

Measurement parameter	Measurement range without dilution of all sensors	Measurement range with dilution of all sensors (option)
O ₂	0...25Vol.%	The reading does not appear in the display.
CO, H ₂ -comp.	0...10000ppm	2500...50000ppm
CO _{low} , H ₂ -comp.	0...500ppm	500...2500ppm
NO	0...4000ppm	1500...20000ppm
NO _{low}	0...300ppm	300...1500ppm
NO ₂	0...500ppm	500...2500ppm
SO ₂	0...5000ppm	500...25000ppm
H ₂ S	0...300ppm	200...1500ppm
CO ₂ -(IR)	0...50Vol.%	The reading does not appear in the display.
HC ^{1, 2}	Natural gas: 100...40000ppm Propane: 100...21000ppm Butane: 100...18000ppm	Natural gas: 500...8000000ppm Propane: 500...42000000ppm Butane: 500...36000000ppm

۳-۷-۱۱ تجهیزات اندازه‌گیری راندمان پیل های خورشیدی:

تجهیزات اندازه‌گیری راندمان سیستم های خورشیدی استفاده‌شده در مراحل آزمایش تجربی پیل های خورشیدی

در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. [۳۳]



شکل ۳-۵ دستگاه اندازه گیری راندمان تجهیزات برق خورشیدی

جدول ۳-۲۸ مشخصات الکتریکی تجهیزات اندازه‌گیری راندمان پنل های خورشیدی

Electrical Specifications:		
(23°C ± 5°C, Irradiance ≥ 800 W/m², 4-wire measurement, Max. power 12000W)		
DC Voltage Measurement:		
Range	Resolution	Accuracy
1 ~ 1000V	0.01V / 0.1V / 1V	±1% ±(1% of Vopen ±0.1V)
Vopen: Open circuit voltage of solar cell or module		
DC Current Measurement:		
Range	Resolution	Accuracy
0.1 ~ 12A	1mA / 10mA	± 1% ± (1% of Ishort ±9 mA)
Ishort: Short circuit current of solar cell or module		
DC Current Simulation:		
Range	Resolution	Accuracy
0.1 ~ 12A	1mA / 10mA	± 1% ± 9 mA
Irradiance Measurement:		
Range	Resolution	Accuracy
0 ~ 2000 W/m ²	1 W/m ²	± 3% ± 20 dgts
Temperature Measurement:		
Range	Resolution	Accuracy
-22 °C ~ 85 °C	0.1 °C	± 1% ± 1 °C

جدول ۳-۲۹ مشخصات کلی تجهیزات اندازه‌گیری راندمان پنل های خورشیدی

General Specifications:	
Standards	CE CAT II 1000V / CAT III 300V
Battery	Rechargeable Lithium Battery (3400mAh)
Memory Size	512K Bytes. (3980 Mod files or
	320 REC files or
	3980 PWR files or
	3980 IRR files)
AC Power Adaptor	AC 100 ~ 240V input
	DC 15V / 1~3A output
Dimensions	(257 x 155 x 57)mm (10.1" x 6.1" x 2.2")
Weight	1525g (batteries included), 3.4 lbs
Operating environment	5°C ~ 50°C, 85% RH
Temperature Coefficient	0.1% of full scale / °C (<18°C or >28°C)
Storage environment	-20°C ~ 60°C, 75% RH

۳-۸ معادلات مربوط به تجهیزات استفاده شده در سیکل ها:

هزینه اولیه، تعمیر و نگهداری چیلر

هزینه اولیه و تعمیر و نگهداری چیلر با توجه به معادلات آمده شده در مقالات در جدول ۳-۱۱ داده شده است.

جدول ۳-۱۱ هزینه اولیه و تعمیر و نگهداری چیلر [17]

تجهیز	هزینه تعمیر و نگهداری	هزینه سرمایه گذاری اولیه
چیلر جذبی	M=0.003\$/kwh	C=482(C _{nom,el}) ^{-0.07273} -159.7

معادلات سیکل ارگانیک رنگین

$$\Delta E = W + Q + \sum_{\text{openings}} \int_{\text{time}} h_{t,e} dm_e$$

(۲۴-۳)

$$d\dot{Q} = h_1 dA_1 (T_o - T_i)$$

(۲۵-۳)

معادلات اقتصادی تجهیزات سیکل ارگانیک رنگین

$$Z_{HE} = 130(A_{HE} / 0.093)^{9.78}$$

(۳۰-۳)

$$Z_{cond} = 1773 m_9$$

(۳۱-۳)

$$Z_p = 3540 W_p^{0.71}$$

(۳۲-۳)

$$\log_{10}(Z_{Turb}) = 2.6259 + 1.4398 \log_{10}(W_{Turb}) - 0.1776 [\log_{10}(W_{Turb})]^2$$

(۳۳-۳)

$$Z_{gen} = 60 W_{ele}^{0.95}$$

(۳۴-۳)

$$NPV = \sum_{t=1} \frac{C_t}{(1+r_t)^t} - C_0$$

(۳۵-۳)

سیستم آب گرم کن خورشیدی:

۳-۸-۱-۱ تابش خورشیدی:

در این سناریو معادلات تابش خورشید بیان خواهد شد. [۴۱]

زمان خورشیدی: زمان حرکت زاویه‌ای ظاهری خورشید در آسمان از طلوع تا غروب را زمان خورشیدی گویند.

$$\text{Solar time} - \text{Standard time} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (3-36)$$

L_{st} عرض جغرافیایی مکانی است که زمان استاندارد از آن جا گرفته می‌شود و L_{loc} عرض

جغرافیایی مکان نصب آب گرم کن خورشیدی می‌باشد.

مقدار E از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲۳]:

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos \beta - 0.032077 \sin \beta - 0.014615 \cos 2\beta - 0.04089 \sin 2\beta) \quad (3-37)$$

همینطور مقدار β را از رابطه زیر می‌توان به دست آورد:

$$\beta = (n-1) \frac{360}{365} \quad (3-38)$$

با توجه به این که سیستم در مکانی با عرض جغرافیایی ۵۵ درجه نصب شده است، زاویه مکان

خورشیدی در ظهر خورشیدی نسبت به صفحه‌ی خط استوا با تغییر روزها تغییر خواهد نمود. این

زاویه δ به صورت زیر خواهد بود:

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (4-4)$$

تعداد ساعات تابش خورشید در یک روز برابر است با:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (40-3)$$

نسبت تابش مستقیم بر روی سطح شیب‌دار به همان سطح در حالت افقی را با R_b نمایش داده که با توجه به رابطه (۳-۴۱) و این که زاویه نصب کلکتور در نیمکره شمالی رو به جنوب خواهد بود خواهیم داشت:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (۳-۴۱)$$

تشعشع جذب شده و عبور تشعشع از میان پوشش شیشه‌ای:

۳-۸-۱-۲ انعکاس تشعشع:

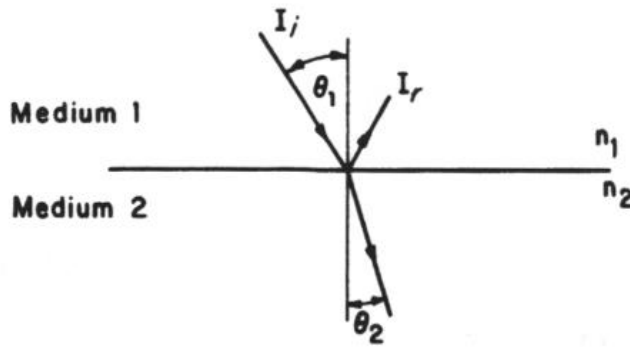
رابطه‌هایی برای بیان میزان تشعشع‌های منعکس شده و عبور داده شده برای سطوح صاف وجود دارد.

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (۳-۴۳)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (۳-۴۴)$$

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{1}{2} (r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (۳-۴۵)$$

که در آن‌ها θ_1 و θ_2 زوایای برخورد و انعکاس می‌باشند (شکل ۷-۳)، معادله ۳-۴۳ مؤلفه عمود
 تشعشع عبوری، معادله ۳-۴۴ مؤلفه افقی آن و معادله ۳-۴۵ میزان انعکاس تشعشع را به صورت
 میانگینی از دو مؤلفه ارائه می‌کنند.



شکل ۷-۳ زوایای تابش و انعکاس در محیطی با ضریب شکست‌های

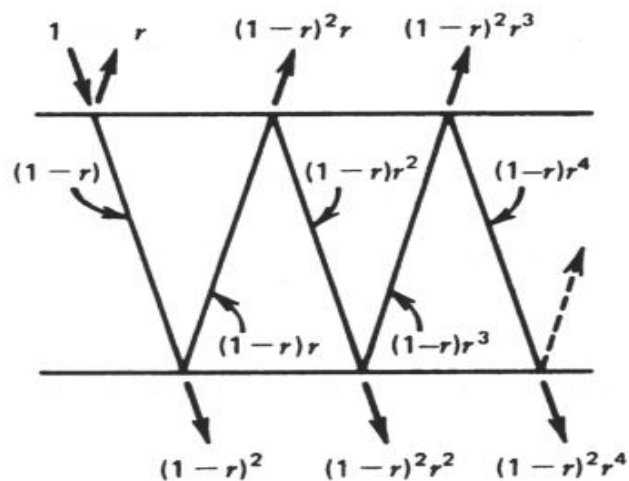
زوایای θ_1 و θ_2 وابسته به ضریب شکست محیط‌ها هستند:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin\theta_2}{\sin\theta_1} \quad (۳-۴۵)$$

با توجه به این که پوشش شیشه‌ای با توجه به شکل ۳-۸ دارای ضخامت می‌باشد، مجموع

ترم‌های عبوری از پوشش شیشه‌ای به صورت زیر خواهد بود:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right] \quad (۳-۴۶)$$

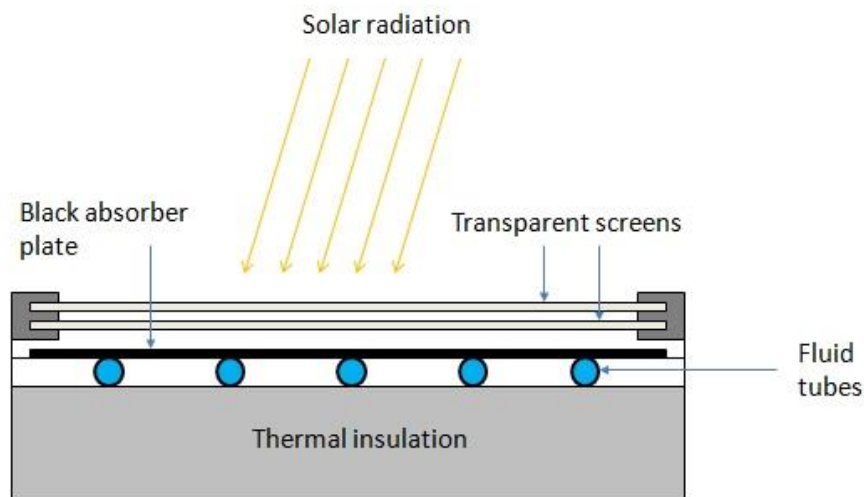


شکل ۳-۸ عبور از یک پوشش شیشه‌ای غیر جاذب

کلکتورهای صفحه تخت و معادلات مربوطه:

۳-۱-۸-۳ انرژی مفید:

همان‌طور که در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است، یکی از مهمترین بخش‌های یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت با سیال عامل آب، سطح تیره جاذب انرژی و اجزاء دیگری است که انرژی جذب شده را انتقال می‌دهند. [۴۲]



شکل ۳-۱۰ برش عمودی از یک گردآورنده خورشیدی

اتلاف انرژی حرارتی از کلکتور به محیط از طریق هدایت، جابجایی و تشعشع را می‌توان به صورت حاصل ضرب ضریب انتقال حرارتی (U_l) و اختلاف دمای مرکز صفحه جاذب (T_{pm}) و دمای محیط (T_a) بیان نمود. در حالت پایا میزان انرژی مفید به دست آمده از یک کلکتور با سطح مقطع A_c برابر است با اختلاف انرژی تابشی جذب شده و اتلاف حرارتی.

$$Q_u = A_c [s - U_l(T_{pm} - T_a)] \quad (۵۵-۳)$$

معادله فوق با استفاده از دمای مرکزی صفحه جاذب به دست آمده است. این دما بستگی به عواملی چون؛ طراحی کلکتور، تابش ورودی و شرایط سیال، دارد و محاسبه آن دشوار می‌باشد. به همین علت برای به دست آوردن میزان انرژی مفید به دست آمده توسط کلکتور، از روش‌های دیگری استفاده خواهیم کرد.

به منظور ساده سازی معادلات مربوطه از شرایط زیر استفاده می‌کنیم:

- سیستم تحت شرایط پایا کار می‌کند، که با توجه به تغییرات تابش در طول روز می‌توان از آن استفاده نمود.
- لوله‌های جمع‌کننده که در بالا و پایین کلکتور قرار دارند سطح ناچیزی از کلکتور را به خود اختصاص داده‌اند که می‌توان از آن‌ها صرف‌نظر کرد.
- درون لوله‌های جمع‌کننده که در بالا و پایین قرار دارند، جریان یکنواخت است.
- جریان انتقال حرارت از پوشش شیشه‌ای به صورت یک بعدی انجام می‌گیرد.
- جریان انتقال حرارت از عایق زیر صفحه جاذب به صورت یک بعدی انجام می‌گیرد.
- پوشش شیشه‌ای در برابر تابش مادون قرمز کدر می‌باشد.
- گرادیان دما در جهت حرکت سیال و بین لوله‌های بالابرنده رفتاری مستقل دارند.
- مشخصات فیزیکی مستقل از دما می‌باشند.
- اتلاف در جلو و پشت کلکتور در دمایی مشابه رخ می‌دهد.
- از وجود گرد و غبار بر روی کلکتور صرف‌نظر می‌شود.
- سایه ایجاد شده توسط جداره کلکتور بر روی صفحه جاذب قابل اغماض است.

معادلات حاکم تحلیل قانون دوم ترمودینامیک (اگرژی)

برای تعیین سناریوی از انرژی حرارتی که می‌تواند به کار مؤثر تحت شرایط آرمانی تبدیل شود، نیاز به تحلیل اگرژی سیستم می‌باشد. بدست آوردن راندمان اگرژی یا راندمان قانون دوم، کیفیت انرژی را برای ما مشخص می‌سازد. در حالت کلی اگرژی به دو طریق با سیستم کلکتور مبادله می‌شود. یکی از طریق جریان سیال عامل و دیگری از طریق انتقال حرارت

اگرژی همراه هر جریان سیال تراکم ناپذیر که در دمای T و دارای اختلاف فشار ΔP با محیط باشد، با رابطه زیر مشخص می‌شود:

$$\dot{E} = \dot{m}C_p(T - T_a - T_a \ln(T/T_a)) + \dot{m}\Delta P/\rho$$

(۵۵-۳)

و اگزرژی مبادله شده از طریق مقدار انتقال حرارت \dot{Q} بین دمای گرم T_h و سرد T_c ، توسط رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{E} = \int_{T_c}^{T_h} \dot{Q} \frac{T_a}{T^2} dT \quad (56-3)$$

رابطه تعادل اگزرژی در حالت کلی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{E}_i + \dot{E}_s + \dot{E}_o + \dot{E}_l + \dot{E}_d = 0 \quad (57-3)$$

که \dot{E}_i و \dot{E}_s و \dot{E}_o و \dot{E}_l و \dot{E}_d به ترتیب اگزرژی ورودی، ذخیره شده، خروجی، نشتی و تخریب شده می‌باشند.

اگزرژی ورودی برای کلکتور شامل دو سناریو می‌باشد. اگزرژی وارد شده همراه جریان:

$$\dot{m}C_p(T_{in} - T_a - T_a \ln(T_{in}/T_a)) + \dot{m}\Delta P_{in} / \rho \quad (58-3)$$

و اگزرژی تابش جذب شده توسط کلکتور که عموماً در کارهای قبلی از رابطه زیر برای محاسبه آن استفاده شده است

$$\eta_o I_T A_p \left[1 - \frac{4}{3} T_a/T_s + \frac{1}{3} (T_a/T_s)^4 \right] \quad (59-3)$$

در رابطه قبل عبارت داخل براکت راندمان پتلا η_p می‌باشد. رابطه صحیح با فرض اینکه خورشید یک منبع حرارتی

بینهایت است به صورت زیر می‌باشد

$$\eta_o I_T A_p (1 - (T_a/T_s)) \quad (60-3)$$

که مقدار راندمان اپتیکی بصورت $\eta_o = S/I_T$ است. حاصل جمع دو رابطه (۲۳) و (۲۵) کل اگزرژی ورودی به

کلکتور را تشکیل می‌دهد.

اگزرژی ذخیره شده در حالت شرایط پایدار برابر صفر می‌باشد.

اگزرژی خروجی فقط شامل اگزرژی جریان خروجی است:

$$-\dot{m}C_p(T_{out} - T_a - T_a \ln(T_{out}/T_a)) - \dot{m}\Delta P_{out} / \rho \quad (61-3)$$

در روابط (۲۳) و (۲۴)، ΔP_{out} و ΔP_{in} اختلاف فشار سیال عامل با محیط در ورود و خروج از کلکتور می‌باشند.

مدل سازی اگزرژی کلکتور صفحه تخت

معادلات قانون اول ترمو دینامیک برای سیکل

$$\sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} - \sum \dot{E}_{loss} - \sum \dot{E}_{des} = \dot{E}_s \quad (68-3)$$

معادلات قانون دوم ترمو دینامیک برای سیکل

$$\dot{E}x_{in,f} = \dot{m}c_p(T_{in} - T_a - T_a \ln(T_{in}/T_a)) + \dot{m}\Delta P_{in} / \rho \quad (69-3)$$

$$\dot{E}_{in,Q} = \eta_0 I_T A_c (1 - T_a / T_s) \quad (70-3)$$

$$\dot{E}x_{out,f} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_a - T_a \ln(T_{out}/T_a)) + \dot{m}\Delta P_{out} / \rho \quad (71-3)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{out,f} - \dot{E}x_{in,f}}{I_T A_c (1 - T_a / T_s)} \quad (72-3)$$

کلکتور خورشیدی لوله خلأ

راندمان کلکتور لوله خلأ از فرمول زیر دست می‌آید

$$\eta_{coll} = c_0 - c_1 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right) - c_2 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right)^2 \quad (73-3)$$

$$c_0 = 0.746, c_1 = 0.399w / m^2.k, c_2 = 0.0067w / m^2.k^2 \quad (74-3)$$

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{Q}_{col}}{G_{tot} A_{col}} \quad (75-3)$$

G_{tot} تابش مستقیم و پراکنده را با هم جمع می کنیم و از معادله (۷۳-۳) به دست می آید. که در رابطه‌ی (۷۵-۳) Q_{col} شار حرارتی در جاذب و A_{col} مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می باشد.

قیمت خرید هر واحد کلکتور خورشیدی (به همراه تجهیزات جانبی) [18]

(۷۶-۳)

$$i_{solar} = ۲۵۰ (\$USD)$$

مدل سازی مبدا:

قانون اول ترمو دینامیک برای محاسبه انتقال حرارت مبدا به شرح زیر است

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_1 c_1 dT_1 = -\dot{m}_2 c_2 dT_2 = K dA (T_1 - T_2) \quad (۷۷-۳)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_1 (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 c_2 (T_{2,out} - T_{2,in}) = KA \Delta T_{12,mean} \quad (۷۸-۳)$$

$$d\dot{Q} = \frac{-dT_1}{\frac{1}{\dot{m}_1 c_1}} = \frac{-dT_2}{\frac{1}{\dot{m}_2 c_2}} = -\frac{dT_1}{\frac{1}{\dot{m}_1 c_1}} - \frac{dT_2}{\frac{1}{\dot{m}_2 c_2}} = K dA (T_1 - T_2) \quad (۸۰-۳)$$

$$\ln \frac{(T_1 - T_2)_{x=L}}{(T_1 - T_2)_{x=0}} = -KA \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_1} - \frac{1}{\dot{m}_2 c_2} \right) = KA \left(\frac{T_{1,out} - T_{1,in}}{\dot{Q}} - \frac{T_{2,in} - T_{2,out}}{\dot{Q}} \right) = \frac{(T_1 - T_2)_{x=L} - (T_1 - T_2)_{x=0}}{\Delta T_{12,mean}}$$

$$\Delta T_{12,mean} = \frac{(T_1 - T_2)_{x=L} - (T_1 - T_2)_{x=0}}{\ln \frac{(T_1 - T_2)_{x=L}}{(T_1 - T_2)_{x=0}}} \equiv \Delta T_{LMTD} \quad (۸۱-۳)$$

$$N \equiv \frac{KA}{(\dot{m}c)_{min}} \quad (۸۲-۳)$$

$$\eta \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{m}_1 c_1 (T_{1,\text{in}} - T_{1,\text{out}})}{(\dot{m}c)_{\min} (T_{1,\text{in}} - T_{2,\text{in}})} = \frac{\dot{m}_2 c_2 (T_{2,\text{out}} - T_{2,\text{in}})}{(\dot{m}c)_{\min} (T_{1,\text{in}} - T_{2,\text{in}})} = \frac{KA\Delta T_{12,\text{mean}}}{(\dot{m}c)_{\min} (T_{1,\text{in}} - T_{2,\text{in}})} \quad (83-3)$$

$$c \equiv \frac{(\dot{m}c)_{\min}}{(\dot{m}c)_{\max}} \quad (84-3)$$

فصل ۲ : نتایج و بحث

۴-۱ نتایج ممیزی انرژی و بار درخواستی توسط دانشکده

مکانیک و عمران:

میزان مصرف و هزینه‌هایی که دانشکده برای میزان انرژی الکتریکی که مصرف می‌کنند و در طول یک سال پرداخت می‌کند. ۳۴۱ میلیون وات ساعت در یک سال برای دانشکده مکانیک و عمران مصرف برق ۱۷ میلیون تومان هزینه برق می‌باشد.

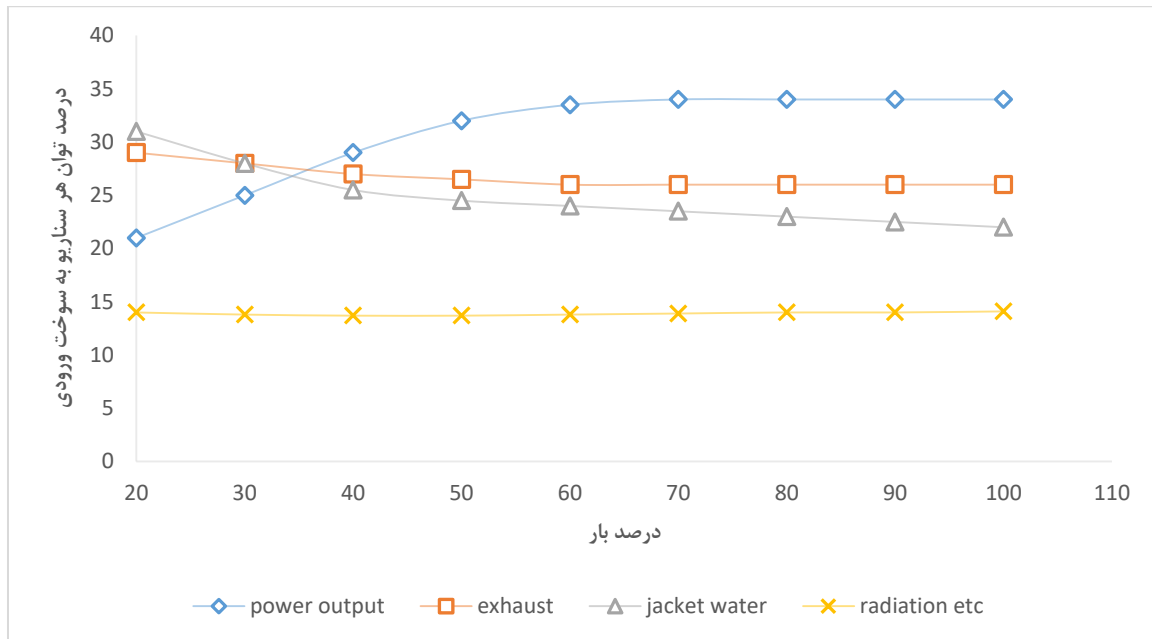
میزان مصرف و هزینه‌هایی که دانشکده برای میزان گازی که مصرف می‌کنند و در طول یک سال پرداخت می‌کند. ۱۹۴۵ میلیون وات ساعت گاز در یک سال برای دانشکده مکانیک و عمران ۱۸ میلیون تومان یک سال هزینه دارد.

۴-۲ شکل های موتور ژنراتور گازسوز:

شکل ۴-۱ مربوط به مولد اولیه موتور ژنراتور گاز سوز می‌باشد. توان مکانیکی خروجی و توان اتلافی از موتور ژنراتور ۱ که شامل دود خروجی آب ژاکت و تابشی می‌باشد.

همانطور که مشاهده می‌شود بهتر است که موتور ژنراتور ۱ در بار کامل کار کند، تا حداکثر توان خروجی ۳۴ درصد را دارا باشد.

در بار کامل به میزان ۲۶ درصد از دود خروجی انرژی هدر می‌رود، از ژاکت آب به میزان ۲۲ درصد و از حالت تابشی به میزان ۱۴ درصد انرژی هدر می‌رود. در این مطالعه برای سناریو اگزوز که میزان ۲۴ درصد اتلافات است . با استفاده از یک مبدل حرارتی بازیابی می‌شود و برای سناریو آب رادیاتور هم یک مبدل برای بازیابی از انرژی اتلافی در نظر گرفته شده است.



شکل ۴-۱ مقایسه میزان حرارت اتلافی از موتور ژنراتور گاز سوز

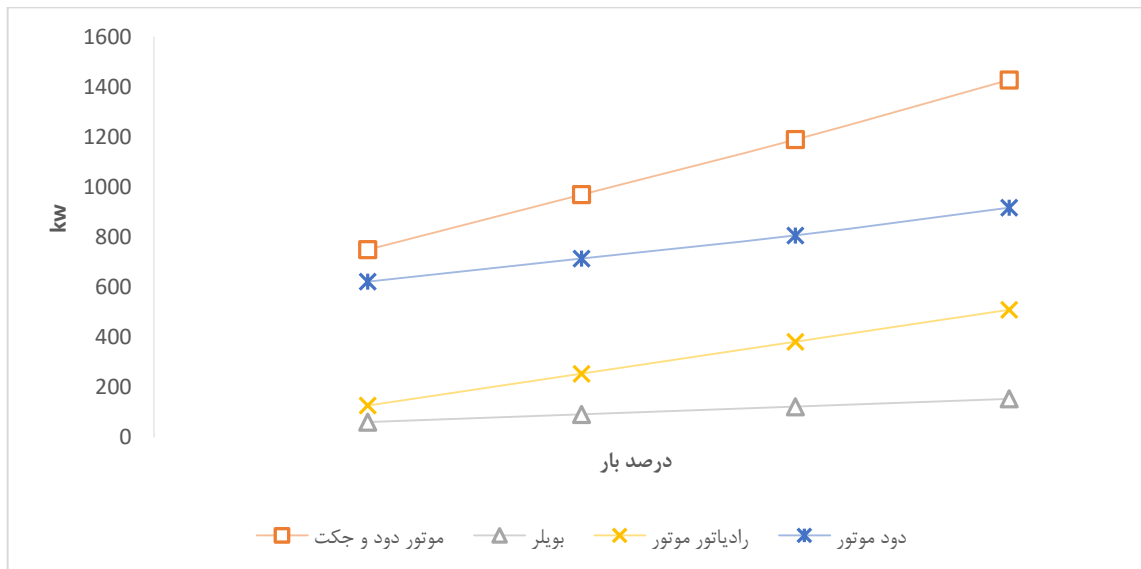
۴-۲-۱ میزان بازیافت حرارت از تجهیزات:

تجهیزات موجود در تأسیسات در حالت پایه و در سناریوهای مختلف بهبود هر کدام به میزانی می‌توان بازیافت حرارت در آنها انجام داد. در جدول ۴-۱ مقایسه بر میزان بازیافت حرارت از دود اتلافی از دودکش و میزان بازیافت حرارت از دود و ژاکت آب موتور گازسوز آورده شده است.

جدول ۲-۴ میزان بازیافت حرارت از تجهیزات

بازیافت بویلرها	دود	۱۵۴	(kw)
بازیافت‌های موتور گازسوزا	دود	۹۱۸	(kw)
	ژاکت آب موتور ۱	۵۱۰	(kw)
	مجموع بازیافت موتور ۱	۱۴۲۸	(kw)

بازیافت حرارت از تجهیزاتی که سوخت فسیلی استفاده می‌کنند، در پتانسیل بهبود در صورتی که تجهیزات به صورت کم باری و تمام بار کار کنند و میزان بازیافت انرژی اتلافی آن‌ها که شامل دود و آب رادیاتور موتور است در شکل ۲-۴ نشان داده شده است.



شکل ۲-۴ مقایسه بازیافت حرارت از بویلر و موتور در بار مختلف

داده برداری از تأسیسات دانشکده، شامل مقادیر اندازه‌گیری شده توسط آنالیزور گاز احتراق برای هر دو بویلر می‌باشد. تعداد تست‌های انجام شده سه عدد می‌باشد، در انتها از آن‌ها میانگین گرفته شده مقادیر اندازه‌گیری شده توسط دستگاه شامل اندازه‌گیری درصد وزنی هر کدام از اجزا محصولات احتراق بویلرها تأسیسات و میزان راندمان حرارتی دستگاه و البته دمای خروجی و شبنم توسط این دستگاه اندازه‌گیری و در جدول گزارش شده است.

جدول ۳-۴ مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۱

مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۱				
میانگین	اندازه‌گیری سوم	اندازه‌گیری دوم	اندازه‌گیری اول	
8.7533	8.78	8.81	8.67	O2%
9.666	8	7	14	CO ppm
29.633	30.1	28.1	30.7	NOx ppm
28.666	29	27	30	NO ppm
0.9666	1.1	1.1	0.7	NO2 ppm
6.9366	6.92	6.91	6.98	CO2%
1	-	1	1	SO2 ppm
0.7	0.7	-	-	H2S ppm
298	300.2	304	289.8	FT °c
82.0533	82.2	81.7	82.26	Effn%
75	-	-	75	Effg%
1.01	-	-	1.01	pump l/min
33.3	-	-	33.3	AT °c
0	0	0	-	HC ppm
1.7	1.7	1.7	-	λ
49.65	49.9	49.4	-	dew pt °c
0.0001	0.0001	0.0001	-	ratio

جدول ۴-۴ مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۲

مقادیر اندازه‌گیری شده و محاسبه‌شده توسط آنالیزور گاز احتراق testo ۳۵۰ (آنالیز گاز) بویلر ۲				
میانگین	اندازه‌گیری سوم	اندازه‌گیری دوم	اندازه‌گیری اول	
5.453	5.25	5.18	5.93	O2%
4.333	4	5	4	CO ppm
41.133	41.8	41.7	39.9	Nox ppm
40	40	41	39	NO ppm
1.13	1.8	0.7	0.9	NO2 ppm
8.8133	8.93	8.97	8.54	CO2%
0.5	–	1	0	SO2 ppm
0.4	0.4	–	–	H2S ppm
258.73	262.3	263	250.9	FT °c
87.366	87.6	87.4	87.1	Effn%
79.1	–	–	79.1	Effg%
1.02	–	–	1.02	pump l/min
30.2	–	–	30.2	AT °c
153	0	306	–	HC ppm
1.32	1.32	1.32	–	λ
0.00005	0	0.0001	–	ratio
53.85	53.9	53.8	–	dew pt °c

دستگاه آنالیز محصولات احتراق ویژگی‌های دیگری از جمله میزان افت فشار و سرعت دود خروجی را برای هردو بویلر ها اندازه‌گیری و گزارش کرده است. که در جدول ۴-۵ و ۴-۶ این نتایج آورده شده است.

جدول ۴-۵ اندازه‌گیری‌های سرعت گازهای خروجی دودکش بویلر ها

اندازه‌گیری‌های سرعت گازهای خروجی دودکش بویلر ها				
بویلر دو		بویلر یک		فاصله‌ی نوک پراب از دیواره دودکش
vel	dp	vel	dp	
m/s	mbar	m/s	mbar	
1.1	0.01	1.4	0.02	1
1.7	0.03	2	0.04	6
1.8	0.03	2.8	0.08	12
1.7	0.03	2.9	0.08	18
2.1	0.04	3	0.09	24
1.8	0.03	2.6	0.07	30
1.1	0.01	2	0.04	35

جدول ۴-۶ مشخصات ابعادی بویلر و استک

مشخصات ابعادی بویلر و استک				
بویلر دو		بویلر یک		
درام	استک	درام	استک	
145	36.5	145	36.5	قطر (cm)
265	300	265	300	طول (cm)

در این فصل شکلها و جداول نتایج به دست آمده از محاسبات و آزمایش های تجربی آورده شده است. در این سناریو میخواهیم نتایج ممیزی انرژی حالت های مختلف بهبود را از لحاظ فنی اقتصادی و زیست محیطی بررسی کرده و حالت بهتر را معرفی نماییم.

۳-۴ شکل های مربوط به سیکل های ارگانیک رنگین:

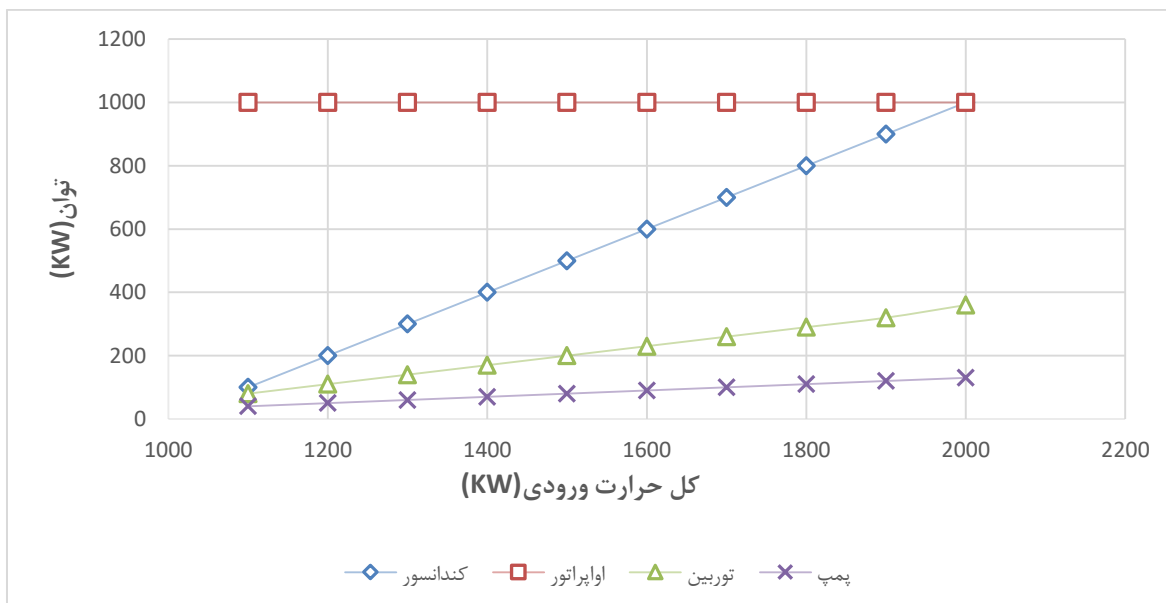
همانطور که در فصل یک توضیح داده شده است، سیکل ارگانیک رنگین این توانایی را به تجهیزات مصرف کننده سوخت های فسیلی مانند بویلر و موتور می دهد که از انرژی اتلافی آنها استفاده بهینه نمود.

به منظور دست یافتن به حداکثر راندمان سیکل ارگانیک رنگین انتخاب سیال مناسب برای این سیکل بسیار حائز اهمیت است. که ابتدا باید از بازه دمایی تجهیزاتی مانند بویلر و موتور مطلع بوده و با توجه به این بازه دمایی سیال مناسب را برای سیکل ارگانیک انتخاب کنیم.

به ترتیب برای سیکل ارگانیک رنگین شماره ۱ و شماره ۲ استفاده شده برای موتور شماره ۱ و شماره ۲ به دلیل اینکه دمای خروجی دود موتور ها نزدیک به ۶۳۷ درجه می باشد سیال Toluene و سیال MDM انتخاب شده است. این دو سیال دارای فشار بحرانی پایین و دمای بحرانی بالا می باشد. و برای بازیافت حرارت اتلافی از نوع دما بالا مناسب هستند.

۱-۳-۴ سیکل ارگانیک رنگین ۱:

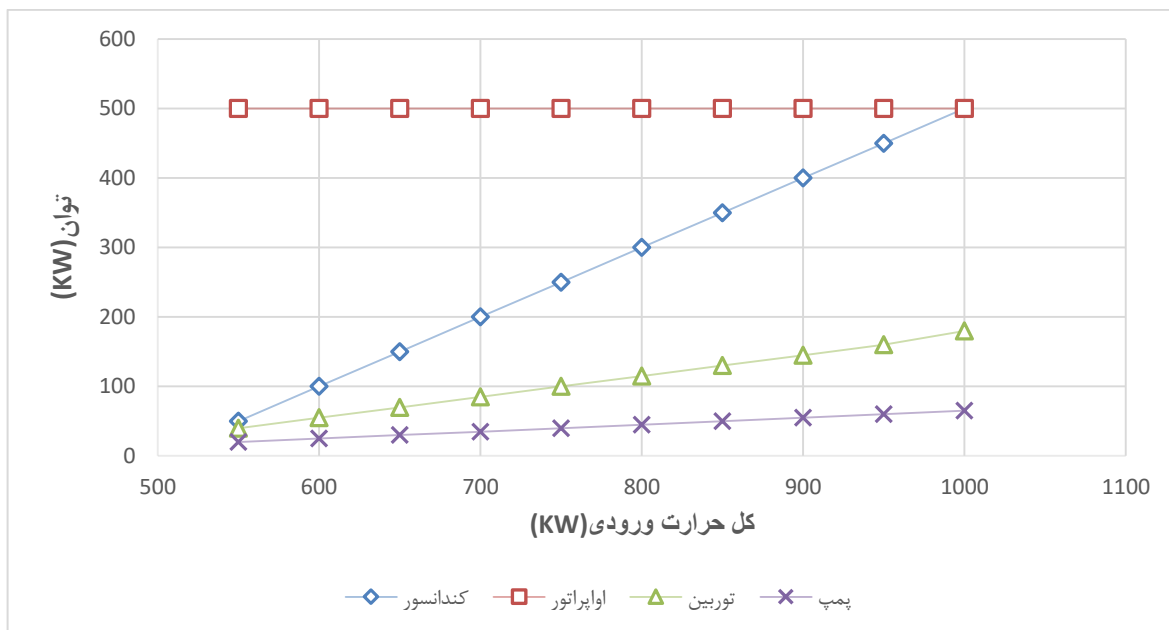
نتایج حاصل از محاسبات برای سیکل ارگانیک رنگین ۱ در شکل ۴-۷ نشان می دهد با دادن حرارت نزدیک به یک کیلو وات از بازیافت حرارت اتلافی موتور ۱ نزدیک به ۳۰۰ کیلو وات برق توسط ژنراتور سیکل ارگانیک تولید می شود. سپس برق تولیدی به شبکه فروخته می شود ، درآمد حاصل از فروش برق از حرارت بازیافتی، توسط دانشکده دریافت می گردد.



شکل ۴-۷ سیکل ارگانیک رنکین ۱

۴-۳-۲ سیکل ارگانیک رنکین ۲ :

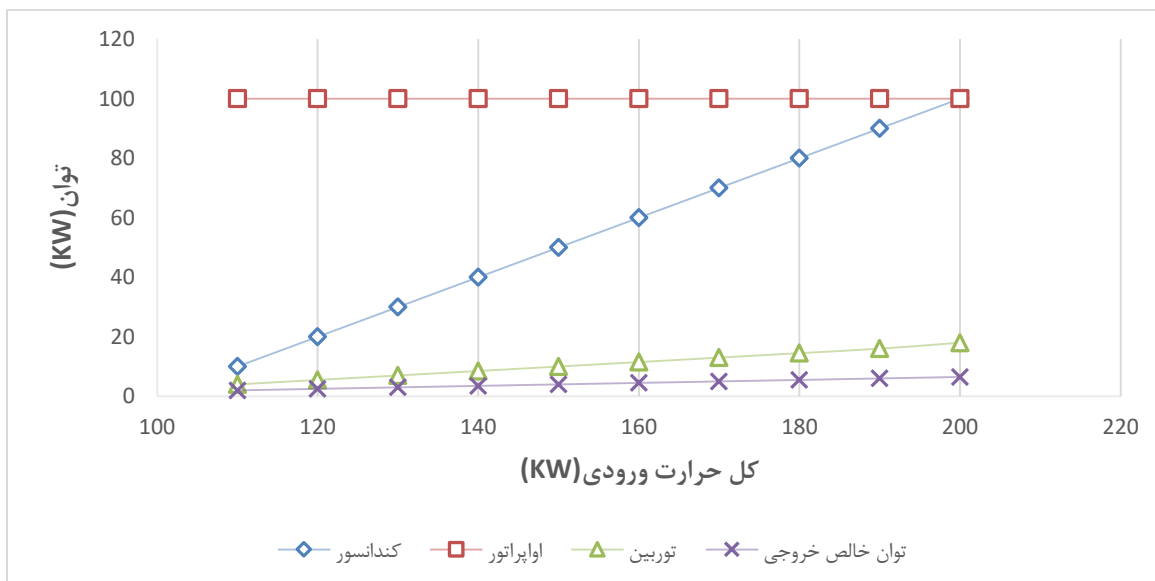
برای سیکل ارگانیک رانکین شماره ۲ همانند سیکل ارگانیک رانکین شماره ۱ برق خروجی از سیکل ارگانیک رنکین شماره ۲ نزدیک به ۱۵۰ کیلو وات است. برق تولید به شبکه فروخته می شود و درآمد حاصل توسط دانشکده دریافت می گردد. این نتیجه در شکل ۴-۸ نشان داده شده است.



شکل ۴-۸ سیکل ارگانیک رنکین ۲

۳-۳-۴ سیکل ارگانیک ۳

همانطور که در شکل ۴-۹ مشاهده می کنید در سیکل ارگانیک سوم بازیافت حرارت اتلافی از بویلر که نزدیک به ۱۵۰ کیلو وات است به سیکل ارگانیک شماره ۳ داده شده و مجدداً برق به شبکه فروخته می شود.



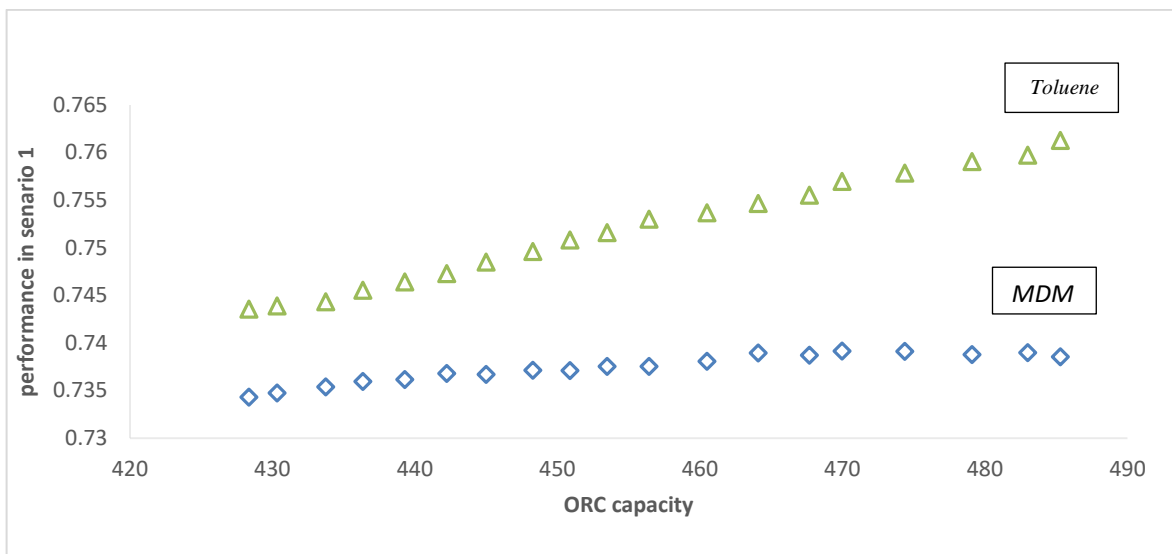
شکل ۴-۸ سیکل ارگانیک ۳

شکل ۴-۹ نشان دهنده میزان توان خروجی از سیکل ارگانیک رنگین ۱ با توجه به حرارت داده شده به اجزاء سیکل ارگانیک برای سیال کاری انتخاب شده می باشد.

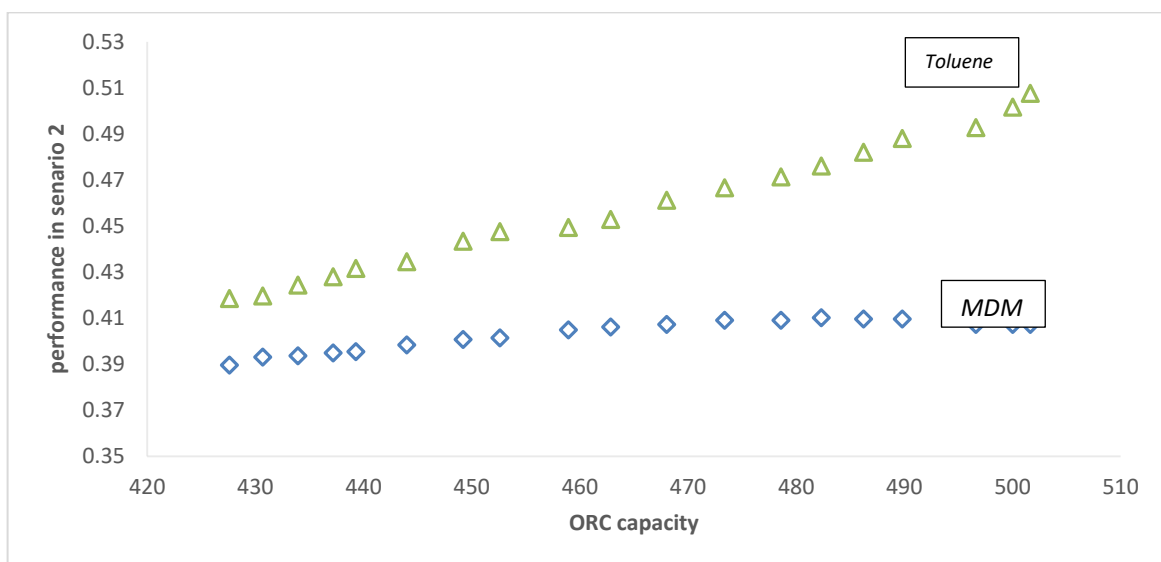
۴-۳-۴ مقایسه راندمان سیال های سیکل های ارگانیک:

به منظور یافتن سیال مناسب برای سیکل ارگانیک رنگین سیال پیشنهاد شده برای اتلاف حرارتی دما بالا یعنی سیال Toluene با سیال MDM مقایسه کردیم.

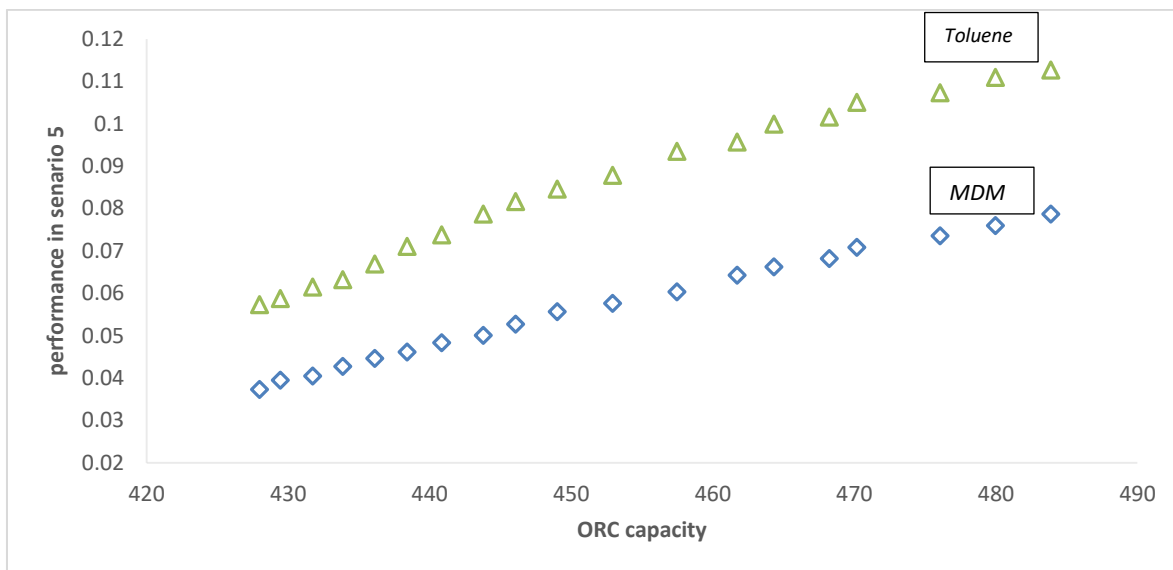
نتایج نشان می دهد در دمای بالاتر سیال Toluene راندمان بالاتری را در سیکل ارگانیک تولید می کند و در دمای پایین تر سیال MDM راندمان بالاتری را برای سیکل ارگانیک فراهم می کند.



شکل ۴-۱۰ مقایسه سیال Toluene با MDM



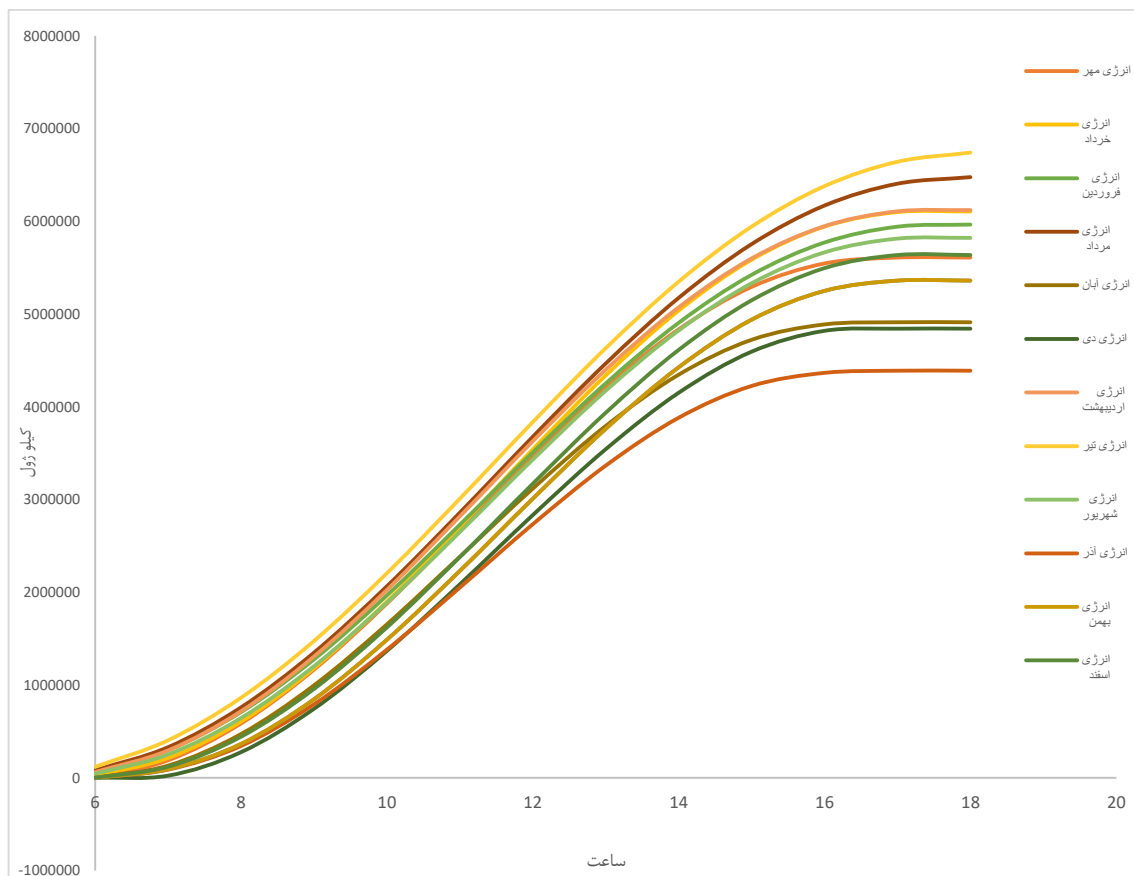
شکل ۴-۱۱ مقایسه سیال Toluene با MDM



شکل ۴-۱۲ مقایسه سیال Toluene با MDM

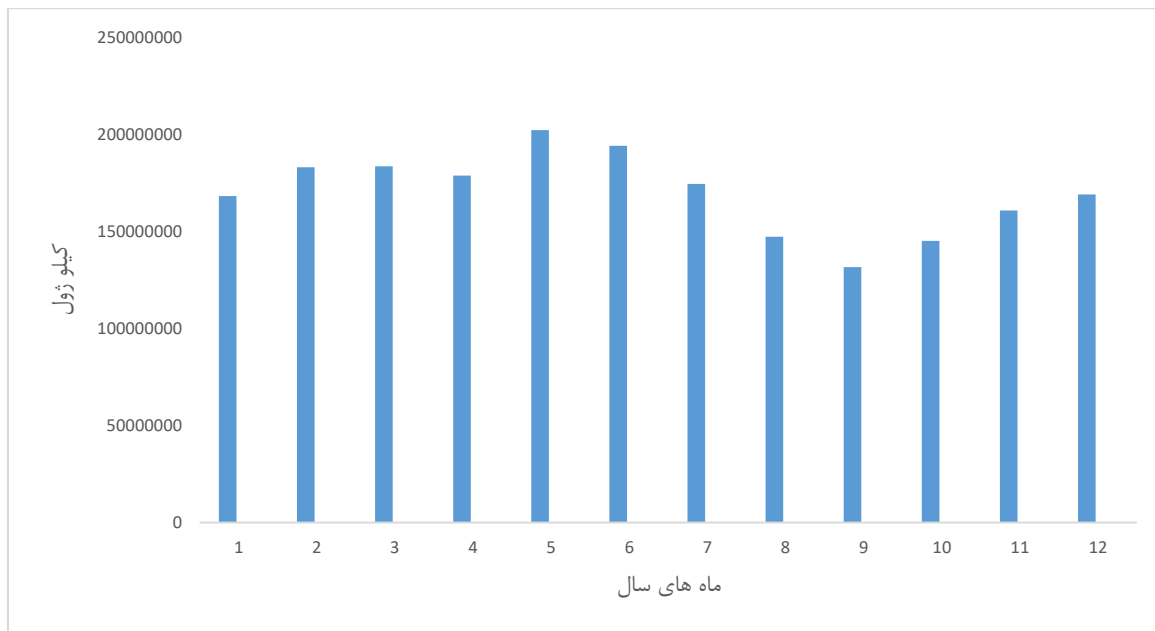
۴-۴ شکل‌های مربوط به انرژی آبگرم کن‌های خورشیدی

در سناریو محاسبات انرژی حرارتی دریافتی از خورشید توسط ۱۶۱۰ متر مربع آبگرم‌کن‌های صفحه تخت خورشیدی در یک روز، برای دانشکده مهندسی مکانیک و عمران، برای هر کدام از ماه‌های سال در شکل بالا آورده شده است. شکل ۴-۱۳ میزان انرژی دریافتی بر واحد ژول در ساعات مختلف روز است البته این شکل به صورت تجمعی آورده شده است و در انتهای روز میزان انرژی دریافتی در طول روز نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۳ انرژی حرارتی دریافتی از خورشید توسط آب در ۱۶۱۰ متر مربع کلکتور صفحه تخت در یک روز

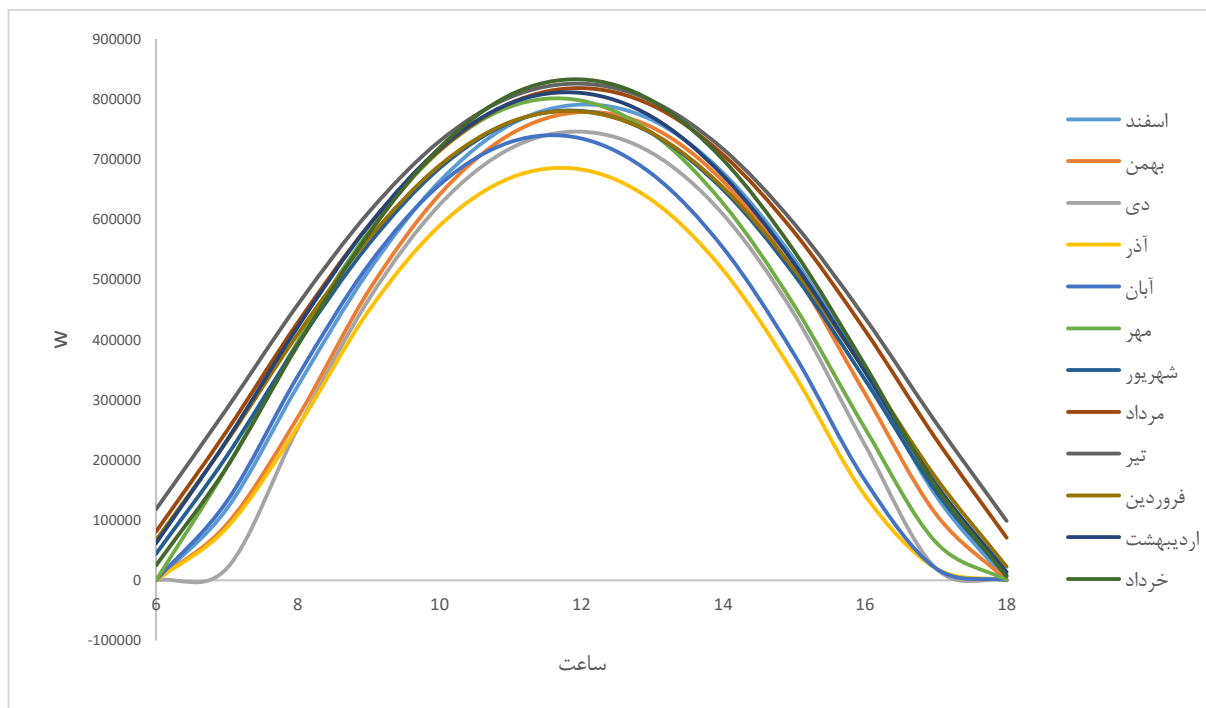
در شکل ۴-۱۴ تفاوت ماههای مختلف سال را به میزان انرژی دریافت شده ، می توان به وضوح مشاهده کرد. ماه مرداد بیشترین انرژی دریافتی و ماه آذر کمترین انرژی را شامل می شود.



شکل ۴-۱۴ حرارت دریافتی از خورشید در هر ماه برای ۱۶۱۰ متر مربع

میزان کل آبگرمکن های خورشیدی استفاده شده برای تأمین بار حرارتی دانشکده مکانیک و عمران که تعداد آن ها ۱۶۱۰ مترمربع کلکتور برای آبگرمکن صفحه تخت و تعداد ۱۵۶۰ متر مربع آبگرمکن لوله خلأ می باشد. ۲۰۳۹ میلیارد ژول در سال انرژی حرارتی توسط ۱۶۱۰ متر مربع کلکتور خورشیدی صفحه تخت جذب می گردد. در مقایسه با بار درخواستی ۱۹۰۰ میلیارد ژول در سال انرژی حرارتی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران نشان می دهد که آبگرمکن ها برای تأمین بار حرارتی دانشکده مناسب هستند. با توجه به این نتیجه تقریباً کل مساحت پشت بام دانشکده مکانیک و عمران کلکتور های آبگرمکن های خورشیدی باید باشد.

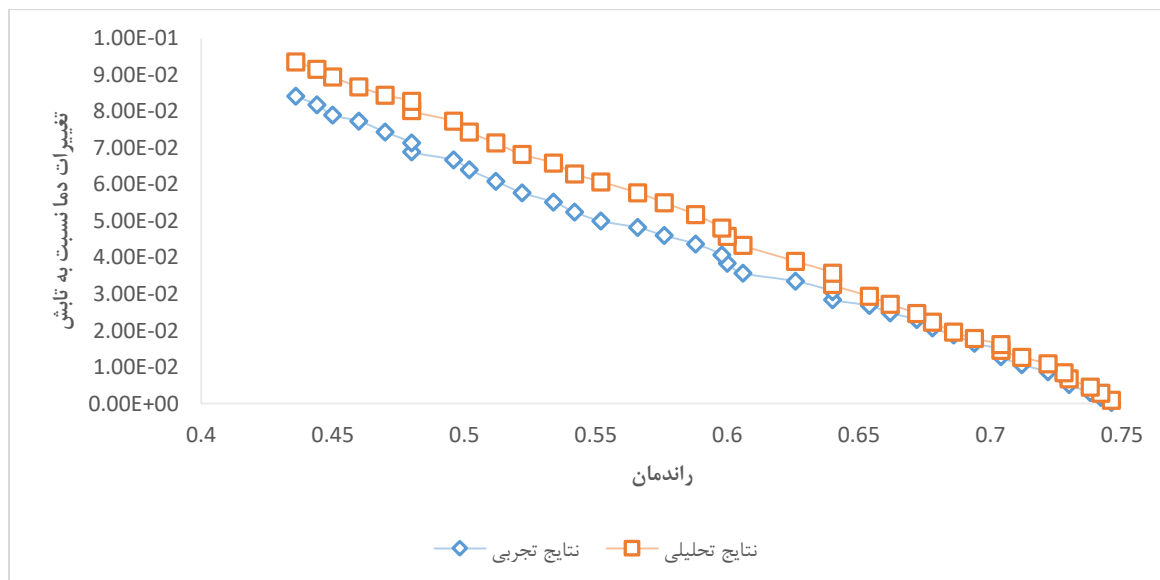
میزان توان دریافتی توسط آبگرمکن های خورشیدی برای ۱۲ ماه سال در طول یک روز از ساعت ۶ صبح تا ۶ بعد از ظهر بر واحد کیلووات، در شکل ۴-۱۵ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، بیشترین مقدار برای ماه مرداد و کمترین مقدار برای ماه آذر می باشد.



شکل ۴-۱۵ توان حرارتی آب در یک روز دانشکده مکانیک برای ۱۶۱۰ متر مربع کلکتور

۱-۴-۴ مقایسه نتایج سیستم های خورشیدی در حالت تحلیلی با

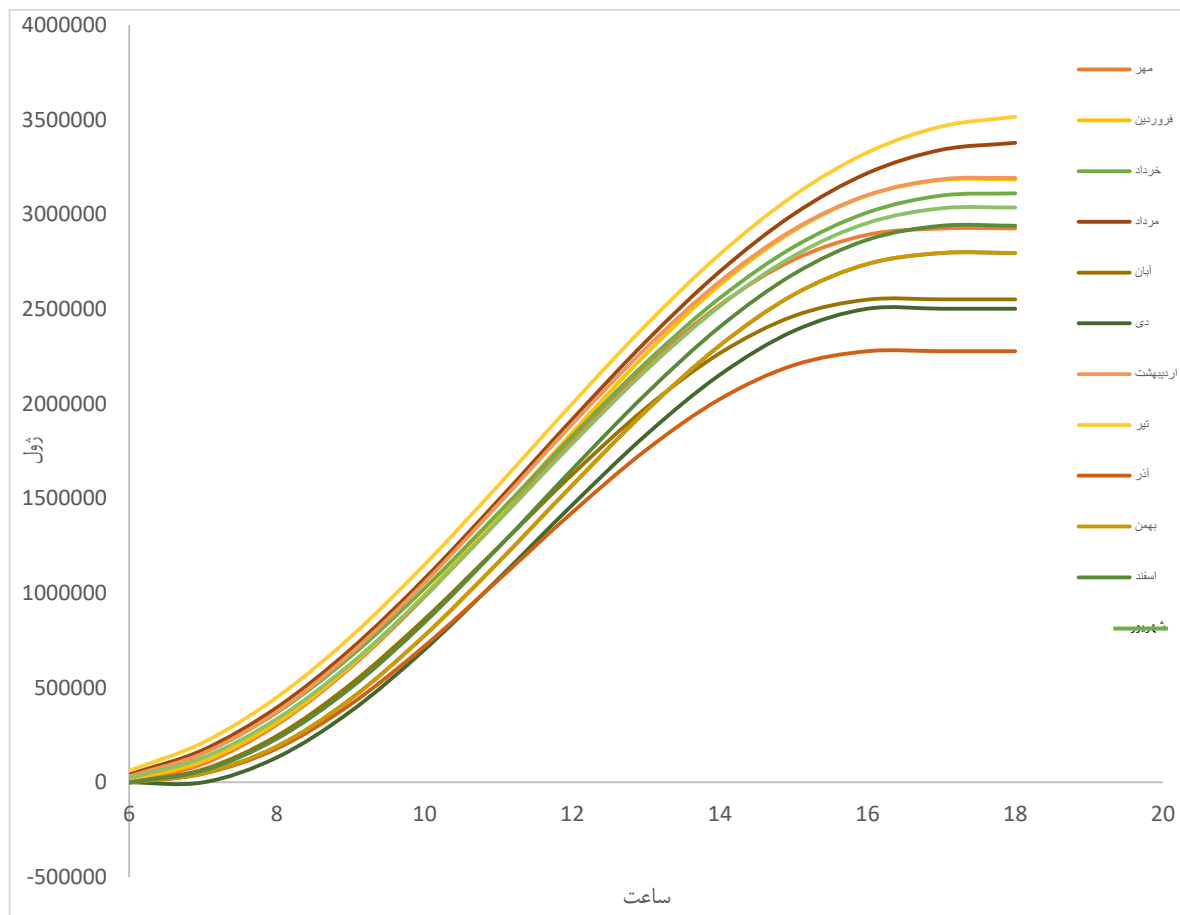
آزمایشگاهی:



شکل ۴-۱۵ راندمان آبگرم کن های خورشیدی

اندازه گیری های آبگرمکن خورشیدی با حالت محاسبات آبگرمکن خورشیدی در جدول بالا برای مقایسه راندمان آنها آورده شده است. همان طور که مشاهده می شود راندمان اندازه گیری شده در حالت آزمایشگاهی نزدیک به ۲ درصد پایین تر نسبت به حالت محاسبه شده دارد.

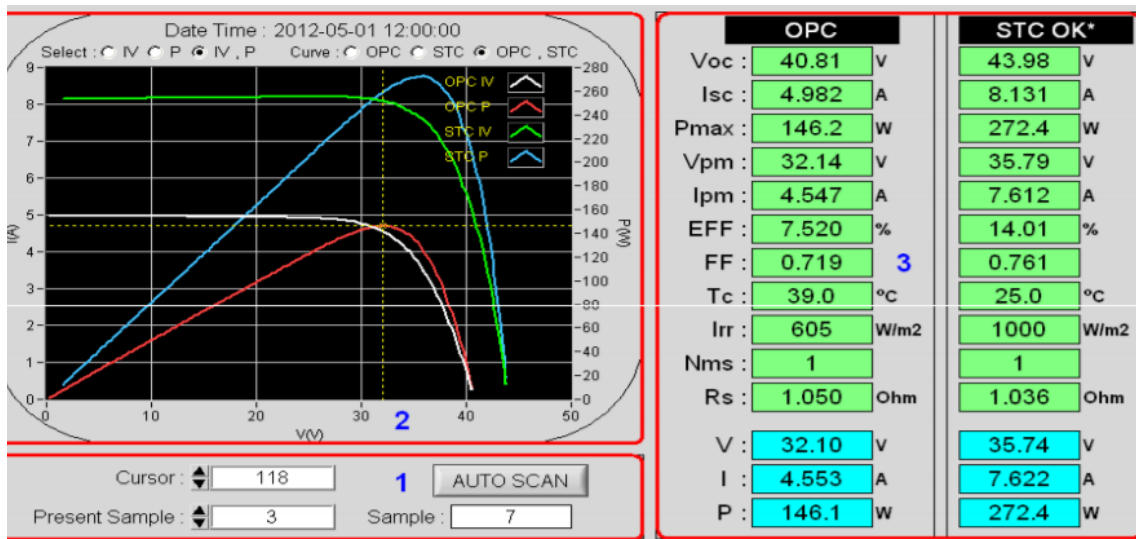
۴-۵ نتایج پنل های خورشیدی:



شکل ۴-۱۶ انرژی الکتریکی خروجی از ۳۵۰۰ متر مربع پنل خورشیدی در روز

۴-۵-۱ نتایج بدست آمده از نرم افزار دستگاه اندازه گیری راندمان

سیستم های برق خورشیدی



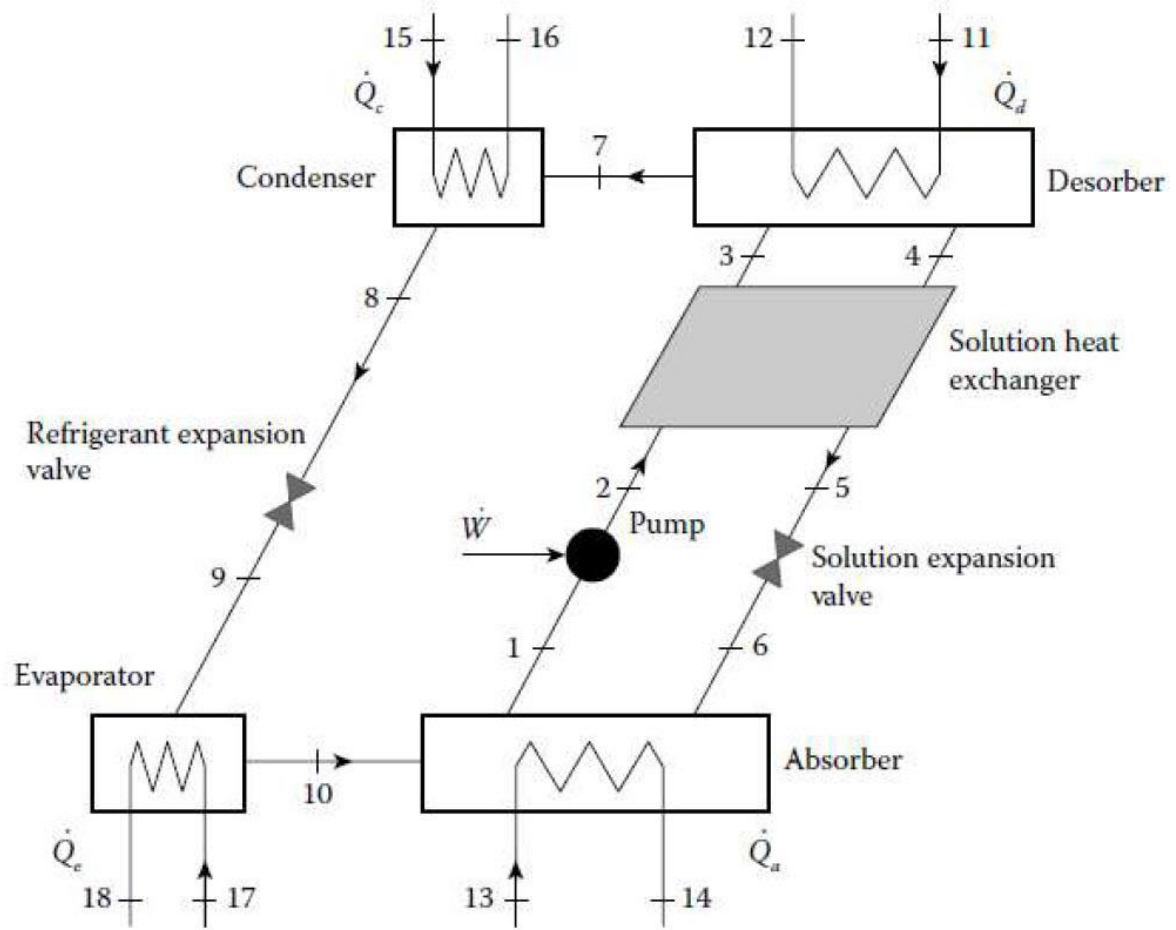
شکل ۴-۱ نتایج بدست آمده از نرم افزار دستگاه اندازه گیری راندمان سیستم های برق خورشیدی [۳۵]

۴-۶ شکل های مربوط به چیلر:

۴-۶-۱ شرایط عملیاتی برای سیکل جذبی لیتیوم برماید و آب تک اثره:

[۲۲]

سیکل جذبی لیتیوم بروماید که تأمین کننده بار سرمایش دانشکده می باشد شرایط عملکردی دارد. که در نقاط مختلف نیز داده های فنی آن در جدول ۴-۷ آورده شده است.



شکل ۴-۱ شمای مراحل سیکل جذبی (چیلر آب گرم لیتیم بروماید)

جدول ۷-۴ شرایط عملیاتی برای سیکل جذبی لیتیم برماید و آب تک اثره

State points	h_i (kJ / kg)	m_i (kg / s)	P_i (kpa)	T_i (°C)	X_i (LiBr)
1	72.2	2.98	0.755	30.5	54.5
2	72.2	2.98	4.736	30.5	54.5
3	123.7	2.98	4.736	55.2	54.5
4	203.5	2.6	4.736	79.9	62.4
5	144.6	2.6	4.736	48.3	62.4
6	144.6	2.6	0.755	45.9	62.4
7	2618.1	0.3752	4.736	63.3	0
8	133.7	0.3752	4.736	31.9	0
9	133.7	0.3752	0.755	2.9	0
10	2505.9	0.3752	0.755	2.9	0
11	381.1	20.22	90		
12	324.6	75			
13	104.8	41.25	25		
14	131.5	31.4			
15	104.8	41.25	25		
16	127.4	30.4			
17	58.7	27.1	14		
18	25.9	6.2			

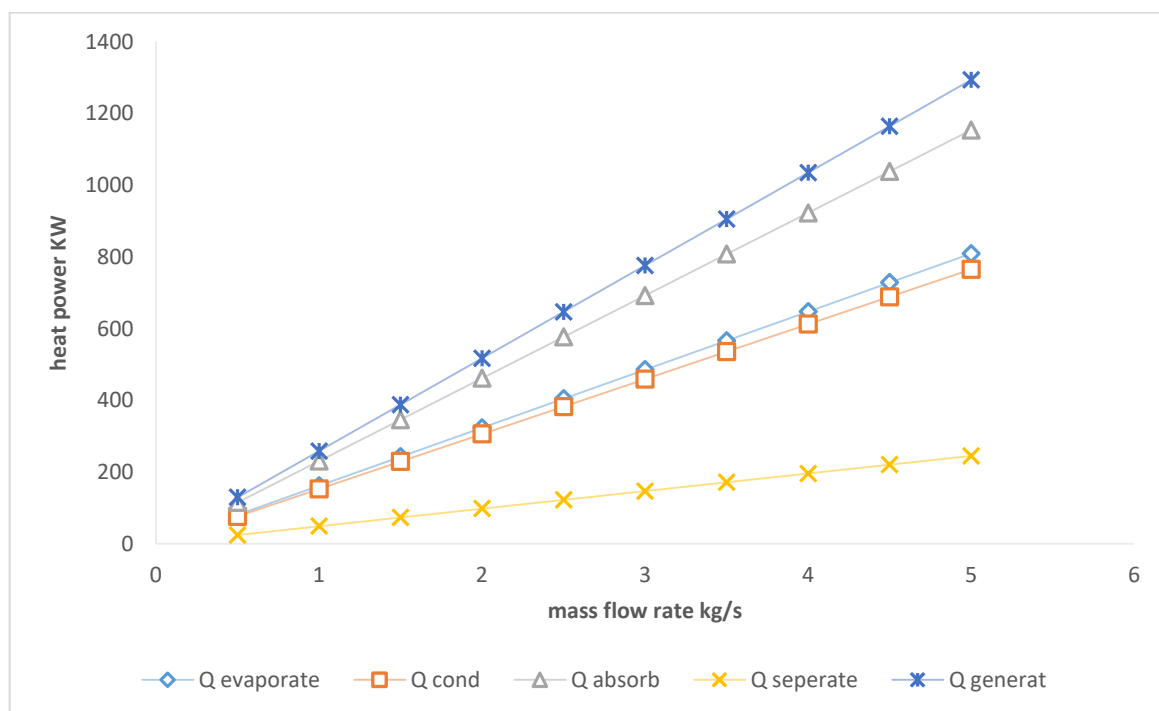
ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی و مبدل حرارتی توان مصرفی پمپ لیتیم برماید و آب تک اثره در

جدول ۸-۴ نشان داده شده است. [22]

Pump power	W	0.0075 kw
COP	<i>Coefficient of performanc</i>	0.778
Solution heat exchanger performance	ε	0.64

جدول ۸-۴ ضریب عملکرد سیکل تبرید جذبی و مبدل حرارتی توان مصرفی پمپ لیتیم برماید و آب تک اثره

شکل ۴-۱۷ نشان دهنده میزان حرارت انتقال یافته شده برای مختلف چیلر جذبی نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود با افزایش میزان حرارت منتقل شده برای اجزای مختلف افزایش می یابد.



شکل ۴-۱۷ چیلر آب گرم لیتیم بروماید

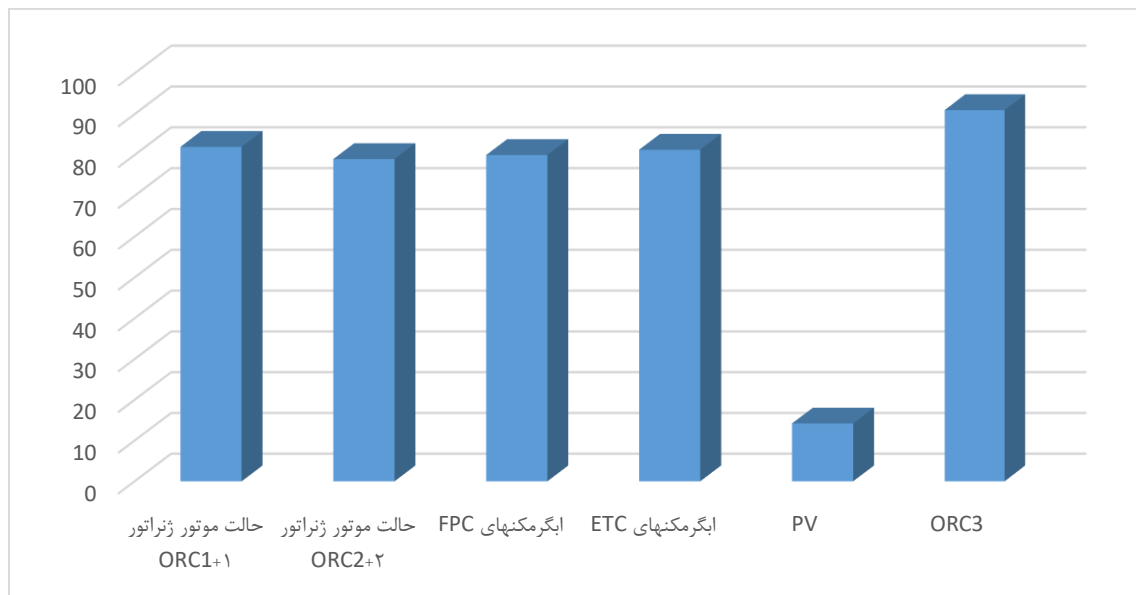
۴-۷ راندمان سیستم تولید همزمان

۴-۷-۱ راندمان انرژی و انرژی سناریوهای مختلف بهبود

مقایسه راندمان انرژی حالت های بهبود نشان می دهد که سیکل ارگانیک ۳ با اضافه شدن به بویلرها

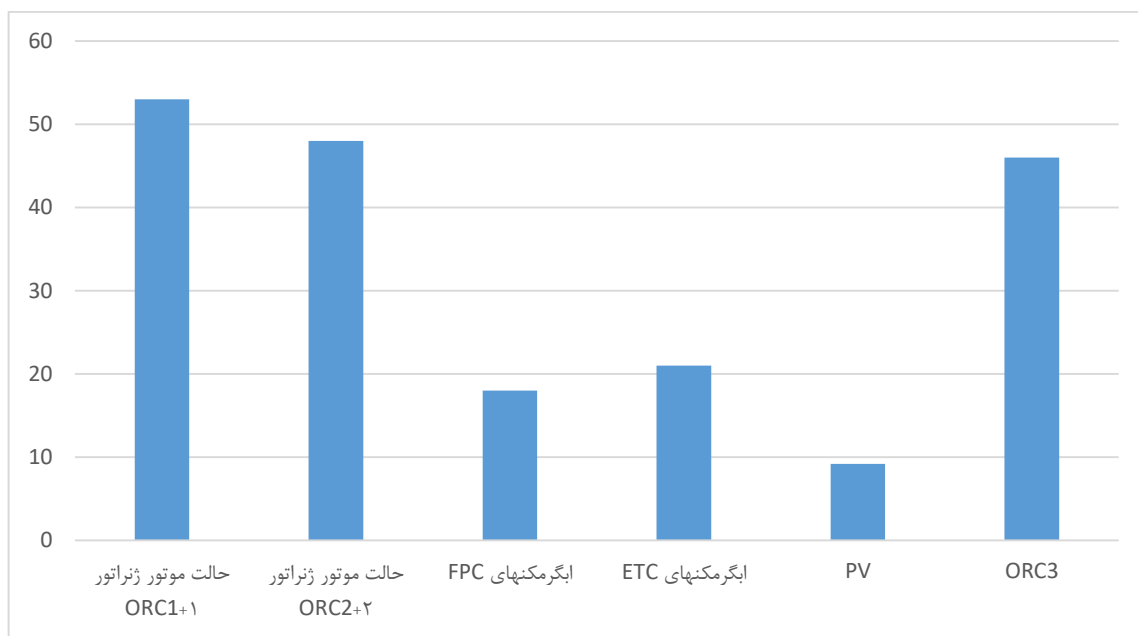
بیشترین راندمان حرارتی را در مجموع دارد. و حالت بهبود اضافه کردن سیستم‌های برق خورشیدی از

لحاظ راندمان انرژی کمترین راندمان را دارد



شکل ۴-۱۸ راندمان انرژی سناریوهای مختلف بهبود

شکل نشان‌دهنده راندمان انرژی سناریوهای مختلف بهبود می‌باشد و همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین راندمان انرژی برای حالت موتور ژنراتور شماره ۲ و کمترین راندمان انرژی برای سیستم برق خورشیدی می‌باشد.



شکل ۴-۱۹ راندمان آگزرژی سناریو های مختلف بهبود

۴-۸ نتایج طراحی مبدل ها برای همه ی بازیافت حرارت ها:

جدول ۴-۳۵ بازیافت حرارت در مبدل یک سناریو محصولات احتراق موتور ۱

HE1 flue gas			
shell	m'	20.18	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	Tin	90	C
	Tout	79	C
tube	m'	1.51	kg/s
	specific heat capacity	1.2	kJ/kg*C
	Tin	637	C
	Tout	140	C
surface		27.6	m^2
heat exchanged		921938	w
heat transfer coefficient		166.8	w/m^2*K
cost		11026.45061	\$
ارز مرجع	4200	46311092.56	تومان
دلار بازار آزاد	10600	116880376.4	تومان

جدول ۴-۳۶ بازیافت حرارت در مبدل یک سناریو آب رادیاتور موتور ۱

HE1 water			
shell	m'	20.18	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	Tin	79.2	C
	Tout	73	C
tube	m'	6.1	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	Tin	99	C
	Tout	79	C
surface		47.1	m^2
heat exchanged		510126	w
heat transfer coefficient		2114	w/m^2*K
cost		16701.79	\$
ارز مرجع	4200	70147512	تومان
دلار بازار آزاد	10600	1.77E+08	تومان

جدول ۴-۳۷ بازیافت حرارت در مبدل دو سناریو محصولات احتراق موتور ۲

HE2 flue gas			
shell	m'	10.11	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	T _{in}	90	C
	T _{out}	79	C
tube	m'	0.76	kg/s
	specific heat capacity	1.2	kJ/kg*C
	T _{in}	637	C
	T _{out}	140	C
surface		13.6	m ²
heat exchanged		466126	w
heat transfer coefficient		166.8	w/m ² *K
cost		6348.732	\$
ارز مرجع	4200	26664675	تومان
دلار بازار آزاد	10600	67296560	تومان

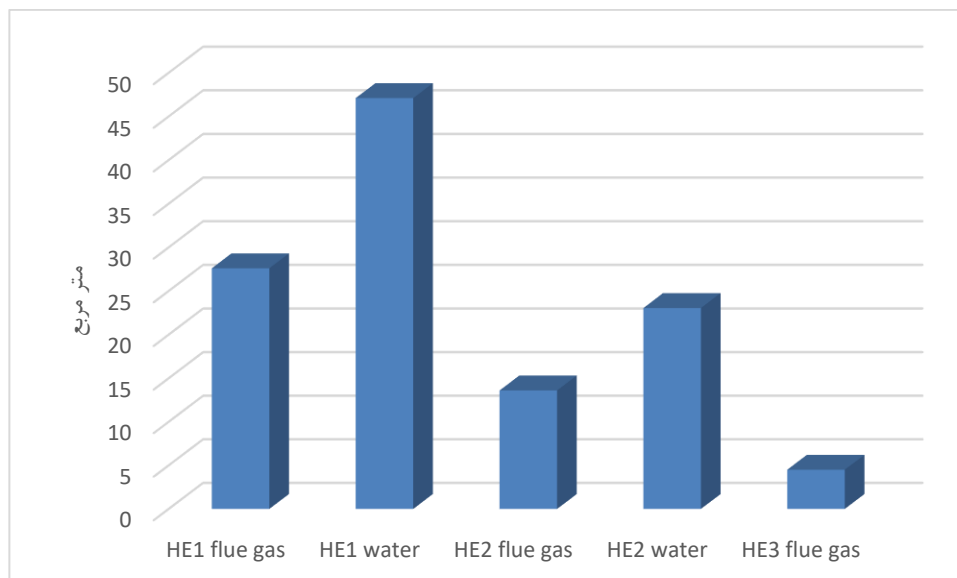
جدول ۴-۳۸ بازیافت حرارت در مبدل دو سناریو آب رادیاتور موتور ۲

HE2 water			
shell	m'	10.11	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	T _{in}	79.2	C
	T _{out}	73	C
tube	m'	3.05	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	T _{in}	99	C
	T _{out}	79	C
surface		23.05	m ²
heat exchanged		255126	w
heat transfer coefficient		2114	w/m ² *K
cost		9580.981	\$
ارز مرجع	4200	40240120	تومان
دلار بازار آزاد	10600	1.02E+08	تومان

جدول ۴-۳۹ بازیافت حرارت در مبدل سه سناریو محصولات احتراق بویلر ها

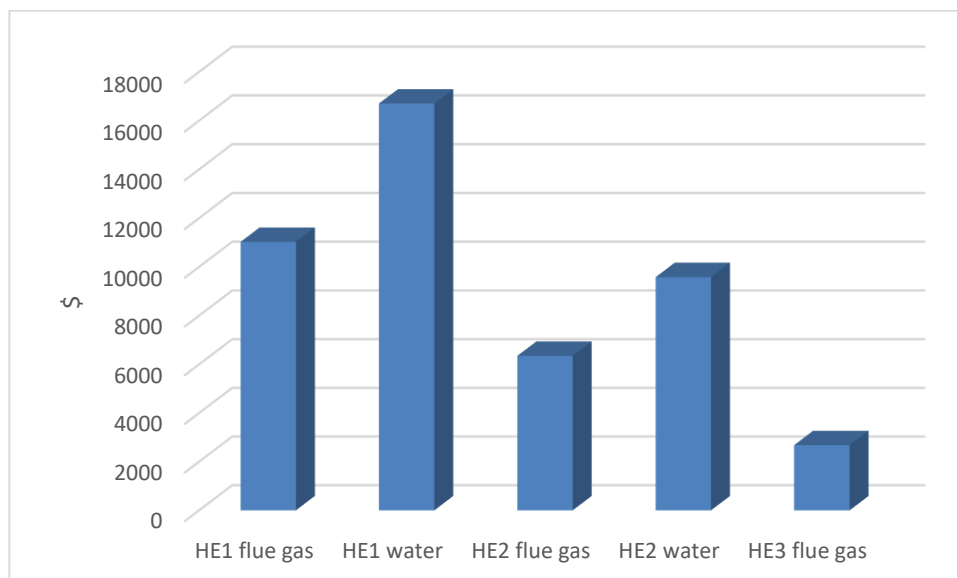
HE3 flue gas			
shell	m'	10.11	kg/s
	specific heat capacity	4.18	kJ/kg*C
	Tin	90	C
	Tout	79	C
tube	m'	0.968	kg/s
	specific heat capacity	1.1	kJ/kg*C
	Tin	298	C
	Tout	150	C
surface		4.5	m²
heat exchanged		154126	w
heat transfer coefficient		166.8	w/m²*K
cost		2679.368	\$
ارز مرجع	4200	11253347	تومان
دلار بازار آزاد	10600	28401304	تومان

مقایسه قیمت بدست آمده از معادلات داده شده در مقالات برای مبدل های طراحی با قیمت بدست آمده از مرجع [36] نشان می دهد که هزینه مبدل با درصد خطای پایین محاسبه شده است. نتایج طراحی مبدل نشان می دهد موتور ۱ دارای بیشترین مساحت مبدل شماره ۳ برای بازیافت حرارت از دود اتلافی کمترین مساحت را دارد.



شکل ۳۱-۴ مقایسه مساحت مبدل های حرارتی پوسته و لوله

شکل زیر نشان می دهد بیشترین هزینه برای مبدل پوسته لوله برای آب رادیاتور موتور شماره یک و کمترین هزینه برای مبدل شماره ۳ سناریو بازیافت حرارت از بویلر می باشد.



شکل ۳۲-۴ مقایسه قیمت مبدل های حرارتی پوسته و لوله

۹-۴ شکل‌های مربوط به تحلیل اقتصادی و محیط زیستی

سیستم:

جدول ۹-۴ نرخ سود و تورم بانکی برای دو کشور ایران و آمریکا

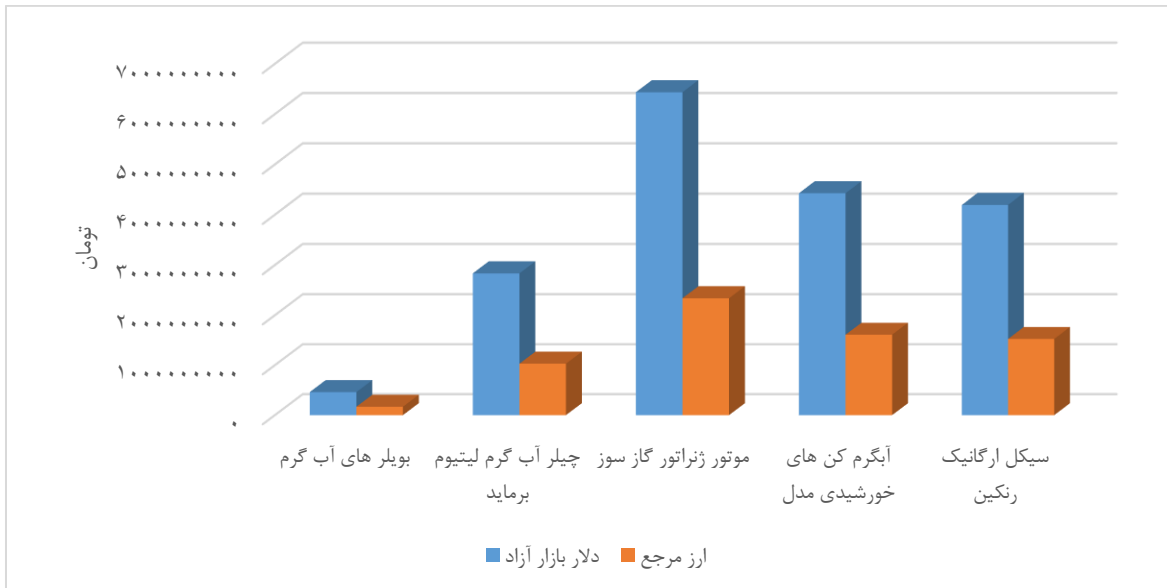
کشور	نرخ تورم (درصد)	نرخ بهره بانکی (درصد)
	سال ۲۰۱۶	سال ۲۰۱۶
امریکا [37]	۱,۲۶	۲,۳
ایران [38]	۱۸,۴	۱۸

تجهیزات استفاده شده برای پتانسیل بهبود سناریوهای مختلف، شامل قیمت اولیه تجهیز می‌باشد. در جدول ۹-۴ قیمت دلار و قیمت آن بر حسب ارز مرجع و دلار بازار آزاد محاسبه شده است.

جدول ۴- ۱۰ قیمت جهانی و داخلی تجهیزات

تجهیزات	تعداد	ظرفیت مجموع	قیمت اولیه		
			قیمت دلار آزاد ۱۰۶۰۰ تومان	ارز مرجع ۴۲۰۰ تومان	\$
بویلر های آب گرم	۲	۱۵۰۰ کیلووات	۴۶۲۰۰۰۰۰۰	۱۶۸۰۰۰۰۰۰	۴۲۰۰۰
چیلر آب گرم لیتیوم برماید	۱	۲۵۰ تن تبرید	۲۸۳۴۴۹۳۹۲۶	۱۰۳۰۷۲۵۰۶۴	۲۴۵۴۱۱
موتور ژنراتور گازسوز ۱	۱	۱۱۱۹ کیلووات	۶۴۳۵۰۰۰۰۰۰	۲۳۴۰۰۰۰۰۰۰	۵۵۷۱۴۳
موتور ژنراتور گازسوز ۲	۱	۵۸۵	۳۲۱۷۵۰۰۰۰۰	۱۱۷۰۰۰۰۰۰۰	۲۷۸۵۷۲
آبگرم کن‌های خورشیدی مدل (ETC)	۷۸۰	۱۵۶۰ متر مربع	۴۲۴۰۰۰۰۰۰۰	۱۶۸۰۰۰۰۰۰۰	۴۰۰۰۰۰
آبگرم کن‌های خورشیدی مدل (FPC)	۸۰۵	۱۶۱۰ متر مربع	۴۴۲۷۵۰۰۰۰۰	۱۶۱۰۰۰۰۰۰۰	۳۸۳۳۳۳
سیکل ارگانیک رنگین	۱	۳۰۰ کیلووات	۴۱۹۴۹۸۵۶۸۴	۱۵۲۵۴۴۹۳۴۰	۳۶۳۲۰۲

تفاوت قیمت تجهیزات مورد استفاده در تاسیسات با قیمت دلار بازار آزاد و ارز مرجع در شکل ۴-۲۰ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود کمترین قیمت برای آب گرم و بیشترین قیمت برای موتور ژنراتور گازسوز ۱ با توان ۱۱۱۹ کیلووات است.



شکل ۴-۲۰ قیمت تجهیزات با قیمت دلار بازار آزاد و ارز مرجع

هزینه‌های حامل‌های انرژی که دانشکده مصرف می‌کنند، در جدول ۴-۱۱ نشان داده شده است. البته قیمت جهانی هم در یک روز برای دانشکده مهندسی مکانیک و عمران آورده شده است. هدف مقایسه‌ی زمان بازگشت سرمایه تجهیزات با توجه به هزینه‌های جاری تجهیزات و با استفاده از قیمت‌های جهانی است.

جدول ۴-۱۱ قیمت سوخت جهانی و داخلی

تجهیزات		قیمت سوخت پرداختی در روز توسط دانشکده مکانیک و عمران	قیمت سوخت جهانی در روز برای دانشکده مکانیک و عمران		
			ارز مرجع ۴۲۰۰ تومان	قیمت دلار آزاد ۱۰۶۰۰ تومان	تومان در روز
بویلر های آب گرم	min	۲۸۰۰۰	۴۵۷۰۷۲۰	۱۸۱۱۰۴۰	۴۳۱
	max	۱۲۶۰۰۰	۲۰۵۶۸۲۴۰	۸۱۴۹۶۸۰	۱۹۴۰
چیلر آب گرم لیتیوم برماید	-	-	-	-	-
موتور ژنراتور گازسوز ۲	۱۱۱۹kw	۸۰۶۹۲۷	۸۲۲۷۲۹۶۰	۳۲۵۹۸۷۲۰	۷۷۶۲
موتور ژنراتور گازسوز ۱	۵۸۵kw	۴۰۳۳۴۸	۴۱۱۳۶۴۸۰	۱۶۲۹۹۳۶۰	۳۸۸۱

به ازای حامل‌های انرژی مصرف شده توسط دانشکده جریمه‌های آلودگی در نظر گرفته شده است. این جریمه‌ها با توجه به هزینه‌های در نظر گرفته شده توسط دنیا برای اجرا آلاینده هوا در نظر گرفته می‌شود. در جدول ۴-۱۲ این هزینه‌ها نشان داده شده است.

جدول ۴-۱۲ جریمه آلودگی

تجهیزات	جریمه آلودگی در روز برای دانشکده مکانیک و عمران			
		قیمت دلار آزاد ۱۰۶۰۰ تومان	ارز مرجع ۴۲۰۰ تومان	روز/\$
بویلر های آب گرم	min	۳۹۱۳۵۲	۱۵۵۰۹۷	۳۷
	max	۴۸۴۴۰۲۸	۱۹۱۹۳۳۲	۴۵۷
چیلر آب گرم لیتیوم برماید	-	-	-	-
موتور ژنراتور گازسوز ۱		۴۶۹۶۲۲۴۰	۱۸۶۱۱۶۴۰	۴۴۳۱
موتور ژنراتور گازسوز ۲		۲۹۰۶۴۱۷۰	۱۱۵۱۵۹۹۲	۲۷۴۲

۴-۹-۱ سناریوهای مورد بررسی برای بهبود:

سناریوهای مورد بررسی برای بهبود شامل ۱۶ سناریو است که به ترتیب سناریوهای موتور به سیستم اضافه شود با توجه به هزینه اولیه، هزینه‌های جاری، شامل هزینه تعمیر و هزینه آلودگی و مقایسه آن‌ها برای دلار ارز مرجع و دلار بازار آزاد می باشد. سپس یافتن زمان بازگشت سرمایه با توجه به نرخ سود و تورم محاسبه گردیده است.

جدول ۴-۱۴ موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۱

سناریو ۱	موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و سوخت و تعمیر اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه برق دریافت شده توسط دانشکده	۲۳۴۰۰۰۰۰۰	۶۴۳۵۰۰۰۰۰
تومان در سال	۲۷۲۴۸۸۴۰۰۰	۰,۸۵	۲,۳۶
۰,۸۵ سال برای دلار مرجع و ۲,۳۶ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

جدول ۴-۱۵ موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۲

سناریو ۲	موتور ۱ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و سوخت و تعمیر و آلودگی اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده	۲۳۴۰۰۰۰۰۰	۶۴۳۵۰۰۰۰۰
تومان در سال	۲۴۷۶۸۸۴۰۰۰	۰,۹۴	۲,۵۹
۰,۹۴ سال برای دلار مرجع، ۲,۵۹ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

از جمله سناریوهای دیگر می توان به اضافه کردن سیکل ارگانیک رنگین کوپل با موتور ژنراتور و فروخته شدن برق تولید

شده توسط این سیکل به شبکه است. در جدول پایین میزان هزینه دریافتی به ازای برق تولیدی ناشی از بازیافت

حرارتی فروخته شده به شرکت برق آورده شده است.

جدول ۴-۱۶ سیکل ارگانیک ۱ کوپل موتور ۱ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۳

سناریو ۳	سیکل ارگانیک ۱ کوپل موتور ۱ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و تعمیر و مبدل‌ها اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه برق دریافت شده توسط دانشکده	۱۶۴۱۴۴۹۳۴۰	۴۴۸۷۹۸۵۶۸۴
تومان در سال	۷۸۸۴۰۰۰۰۰	۱,۹۳	۵,۳۲
۱,۹۳ سال برای دلار مرجع و ۵,۳۲ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

در سناریوهای شماره ۴ و ۵ مانند سناریوی ۱ و ۲ هدف تولید برق توسط موتور ژنراتور و فروش آن به شبکه و محاسبه بازگشت سرمایه است با این تفاوت که موتور در سناریو ۵ و ۶ و ۷ تقریباً معادل نصف توان موتور سناریوی ۱، ۲ دارد.

جدول ۴-۱۸ موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۴

سناریو ۴	موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و سوخت و تعمیر اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده	۱۱۱۷۰۰۰۰۰۰	۳۲۱۷۵۰۰۰۰۰
تومان در سال	۱۳۶۲۴۴۲۰۰۰	۰,۸۵	۲,۳۶
۰,۸۵ سال برای دلار مرجع و ۲,۳۶ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

جدول ۴-۱۹ موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۵

سناریو ۵	موتور ۲ اضافه به سیستم شود و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و سوخت و تعمیر و آلودگی اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده	۱۱۱۷۰۰۰۰۰۰	۳۲۱۷۵۰۰۰۰۰
تومان در سال	۱۲۳۸۴۴۲۰۰۰	۰,۹۴	۲,۵۹
۰,۹۴ سال برای دلار مرجع، ۲,۵۹ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

در سناریو ۶ سیکل ارگانیک کوپل شده با موتور ۲ مورد بررسی قرار گرفته شده است. البته این سیکل ارگانیک هم متناسب با اندازه موتور کوچک در اندازه تقریباً نصف اندازه سیکل ارگانیک سناریوی ۳ می‌باشد

جدول ۴-۲۰ سیکل ارگانیک ۲ کوپل موتور ۲ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۶

سناریو ۶	سیکل ارگانیک ۲ کوپل موتور ۲ اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و تعمیر و مبدل‌ها اعمال گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده	۸۲۸۷۲۴۶۷۰	۲۲۶۵۴۹۲۸۴۲
تومان در سال	۳۹۴۲۰۰۰۰۰	۱,۹۳	۵,۳۲
۱,۹۳ سال برای دلار مرجع و ۵,۳۲ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

در سناریوهای بعدی هدف بررسی تأثیر آبگرمکن‌های خورشیدی مدل صفحه تخت و لوله خلأ و جایگزین کردن آن‌ها با بویلر می‌باشد.

جدول ۴-۲۳ آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۷

سناریو ۷	آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه پرداخت شده توسط دانشکده	۱۶۱۰۰۰۰۰۰	۴۴۲۷۵۰۰۰۰
	۲۰۳۰۱۷۷۸۴ تومان	۱۳	۳۸
۱۳ سال برای دلار مرجع و ۳۸ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

جدول ۴-۲۴ آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۸

سناریو ۸	آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه با قیمت سوخت جهانی	۱۶۱۰۰۰۰۰۰	۴۴۲۷۵۰۰۰۰
	۱۲۸۴۰۸۴۸۲۴ تومان	۱,۸	۳
۱,۸ سال برای دلار مرجع و ۳ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

جدول ۴-۲۵ آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۹

سناریو ۹	آبگرم‌کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر و آلودگی بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰

هزینه پرداخت شده توسط دانشکده	۱۶۱۰۰۰۰۰۰	۴۴۲۷۵۰۰۰۰
۳۸۸۰۱۷۷۸۴ تومان	۵,۲	۱۴

۵,۲ سال برای دلار مرجع و ۱۴ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است
جدول ۴-۲۶ آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۰

سناریو ۱۰	آبگرم کن‌های خورشیدی FPC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر و آلودگی بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه با قیمت سوخت جهانی	۱۶۱۰۰۰۰۰۰	۴۴۲۷۵۰۰۰۰
	۱۴۶۹۰۸۴۸۲۴ تومان	۰,۹۸	۳,۸

۰,۹۸ سال برای دلار مرجع و ۳,۸ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است

تقریباً راندمان آبگرمکن‌های لوله خلأ از آبگرمکن‌های صفحه تخت ۳ درصد بالاتر است. [۳۹] از لحاظ قیمت آبگرمکن‌های لوله خلأ نزدیک به ۲۰ درصد از صفحه تخت گران‌تر می‌باشد. [۴۰] با توجه به تأثیر راندمان و تأثیر هزینه اولیه تفاوتی در بازگشت سرمایه و تعداد کلکتور استفاده‌شده برای تأمین حرارت دانشکده بین آبگرمکن صفحه تخت و لوله خلأ وجود دارد.

جدول ۴-۲۹ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۱

سناریو ۱۱	آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه پرداخت شده توسط دانشگاه	۱۹۳۲۰۰۰۰۰	۵۳۱۳۰۰۰۰۰
	۲۰۳۰۱۷۷۸۴ تومان	۱۶	۴۶

۱۶ سال برای دلار مرجع و ۴۶ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است

جدول ۴-۳۰ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۲

سناریو ۱۲	آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه با قیمت سوخت جهانی	۱۹۳۲۰۰۰۰۰	۵۳۱۳۰۰۰۰۰
	۱۲۸۴۰۸۴۸۲۴ تومان	۲,۲	۴

۲,۲ سال برای دلار مرجع و ۴ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است

جدول ۴-۳۱ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۳

سناریو ۱۳	آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر و آلودگی بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه پرداخت شده توسط دانشگاه	۱۹۳۲۰۰۰۰۰۰	۵۳۱۳۰۰۰۰۰۰
	۳۸۸۰۱۷۷۸۴ تومان	۶,۲	۱۷
۶,۲ سال برای دلار مرجع و ۱۷ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

جدول ۴-۳۲ آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم سناریو ۱۴

سناریو ۱۴	آبگرم کن‌های خورشیدی ETC را جایگزین بویلرها کنیم	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه سوخت و تعمیر و آلودگی بویلرها کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه با قیمت سوخت جهانی	۱۹۳۲۰۰۰۰۰۰	۵۳۱۳۰۰۰۰۰۰
	۳۸۸۰۱۷۷۸۴ تومان	۱,۱۸	۴,۶
۱,۱۸ سال برای دلار مرجع و ۴,۶ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

جدول ۴-۳۳ پنل‌های خورشیدی به سیستم اضافه شود و برق آن به شبکه فروخته شود سناریو ۱۵

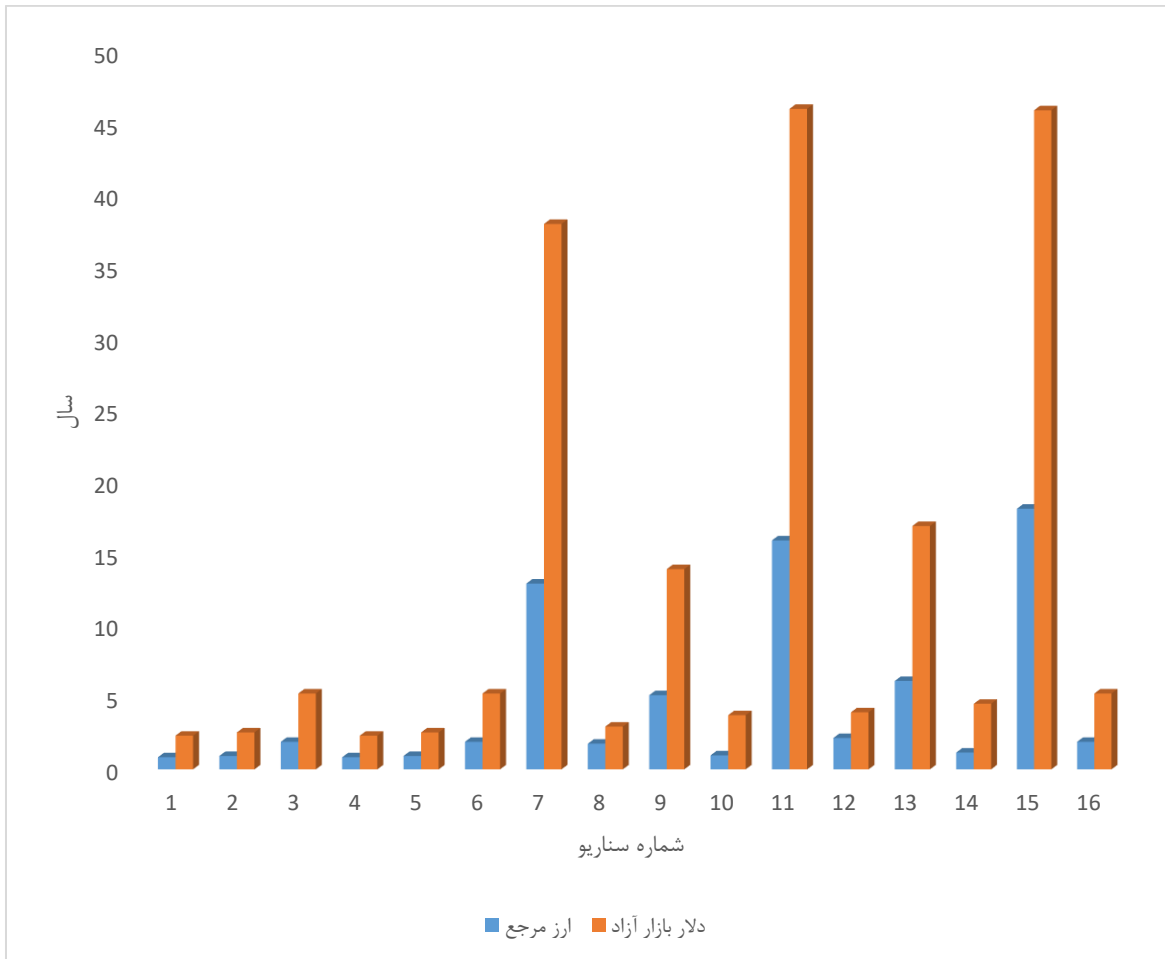
سناریو ۱۵	پنل‌های خورشیدی به سیستم اضافه شود و برق آن به شبکه فروخته شود	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه برق دانشکده کسر گردید	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده در سال	۱۶۸۰۰۰۰۰۰۰	۴۲۴۰۰۰۰۰۰۰
تومان در سال	۹۲۳۰۷۶۹۲	۱۸,۲	۴۵,۹
۱۸,۲ سال برای دلار مرجع و ۴۵,۹ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است			

در سناریو شماره ۱۵ هدف بررسی تأمین برق مورد نیاز دانشکده با استفاده از سیستم‌های برق خورشیدی می‌باشد. با توجه به قیمت هزینه اولیه این تجهیزات و برق تولید شده توسط آن‌ها درآمد حاصل شده از فروش برق پاک بازگشت سرمایه آن‌ها محاسبه گردید.

جدول ۴-۳۴ سیکل ارگانیک ۳ کوپل بویلر ها اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود. سناریو ۱۶

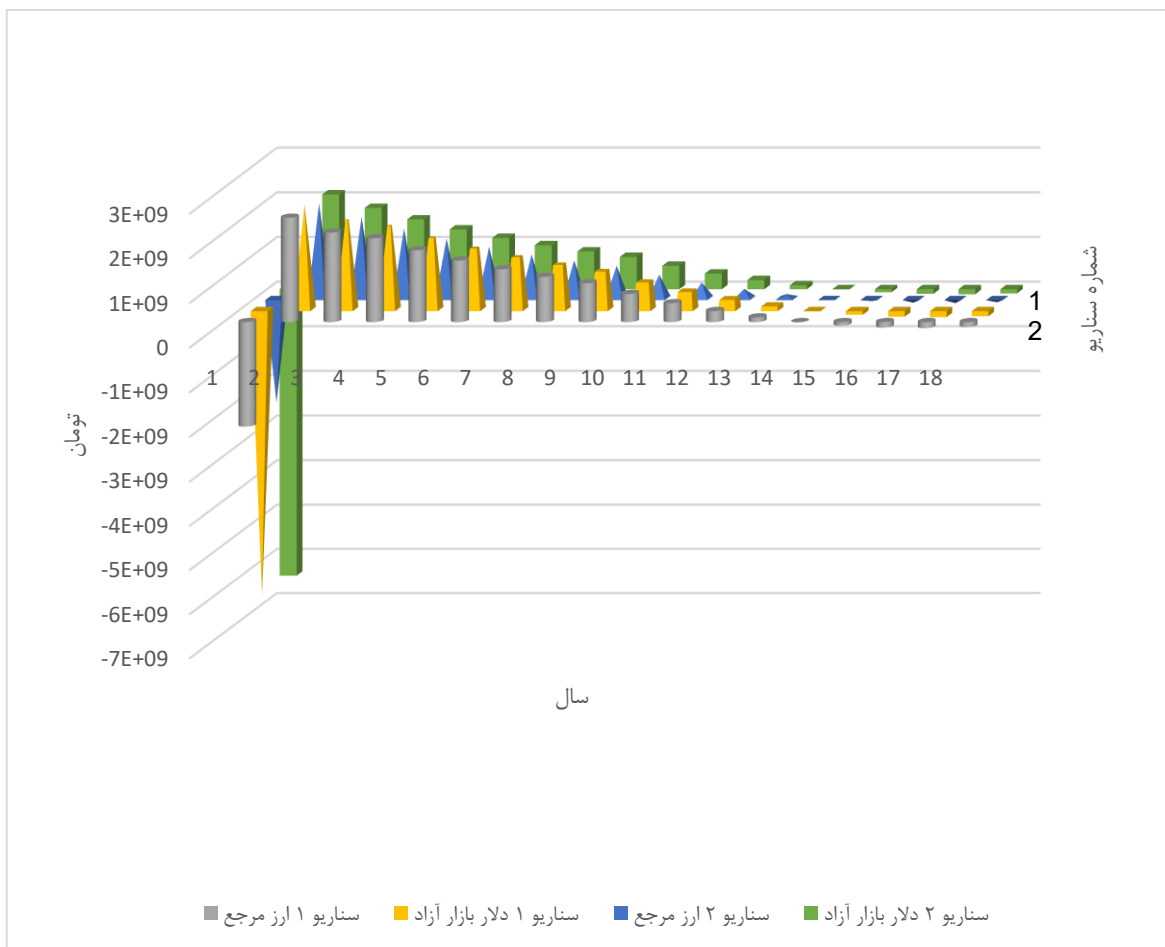
سناریو ۱۶	سیکل ارگانیک ۳ کوپل بویلر ها اضافه به سیستم و برق آن به شبکه فروخته شود.	ارز مرجع	دلار بازار آزاد
	هزینه اولیه و تعمیر و مبدل اعمال گردید.	۴۲۰۰	۱۰۶۰۰
	هزینه دریافت شده توسط دانشکده	۱۶۳۵۴۴۹۳۴	۴۳۷۴۹۸۵۶۸
تومان در سال	۷۸۸۴۰۰۰۰	۱,۹۳	۵,۳۲
۱,۹۳ سال برای دلار مرجع و ۵,۳۲ سال برای دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه است.			

در شکل ۴-۲۱ بازگشت سرمایه برای همه سناریوهای بهبود نشان داده شده است. پروژه آبگرمکن های خورشیدی مدل صفحه تخت با لوله خلا بازگشت سرمایه منطقی ندارند. بدان معنا که سرمایه‌گذاری بر روی این پروژه مناسب نیست.



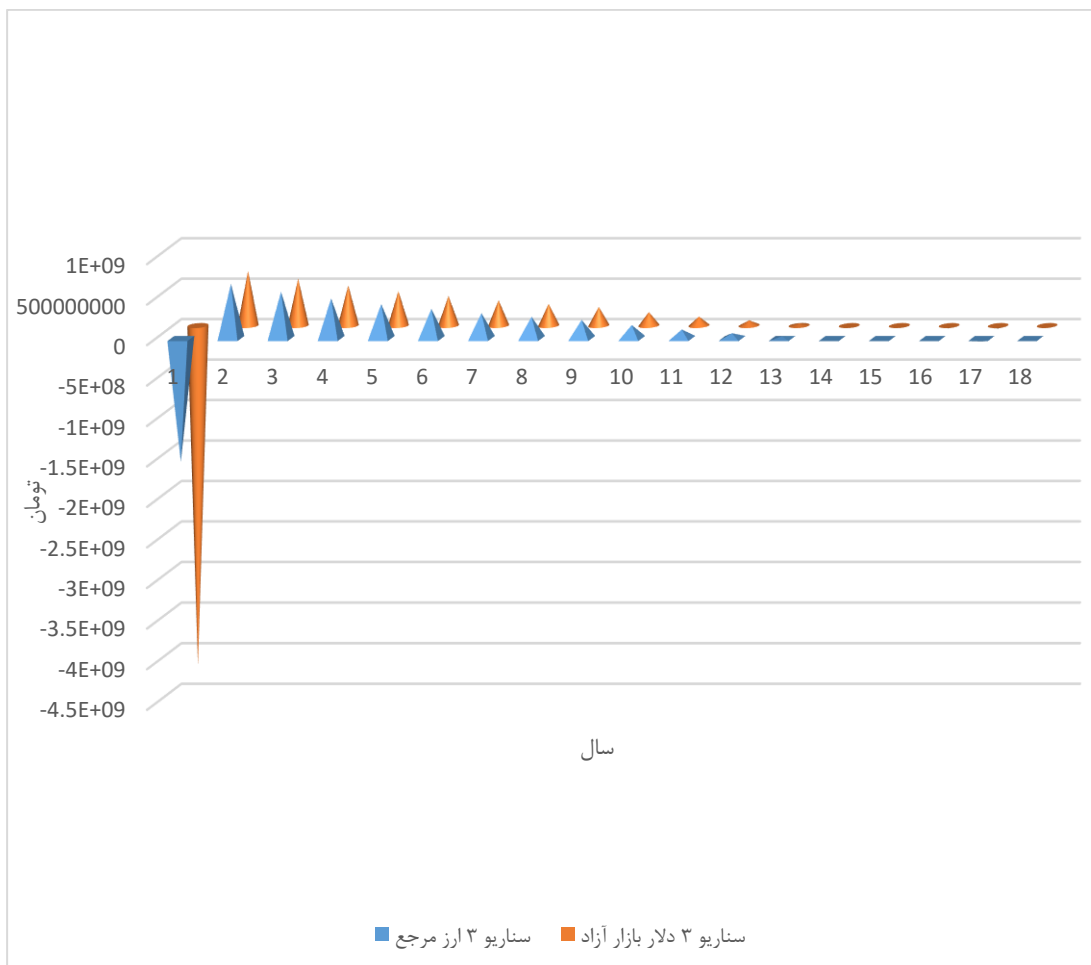
شکل ۴-۲۱ مقایسه سال بازگشت سرمایه برای سناریو های مختلف بهبود

شکل شماره ۴-۲۲ نشان دهنده بازگشت همه هزینه‌ها به سال اول و مقایسه هزینه‌ها و درآمدها برای موتور ژنراتور شماره ۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود برای هر دو حالت دلار بازار آزاد و دلار ارز مرجع سرمایه‌گذاری بر روی پروژه منطقی می‌باشد.



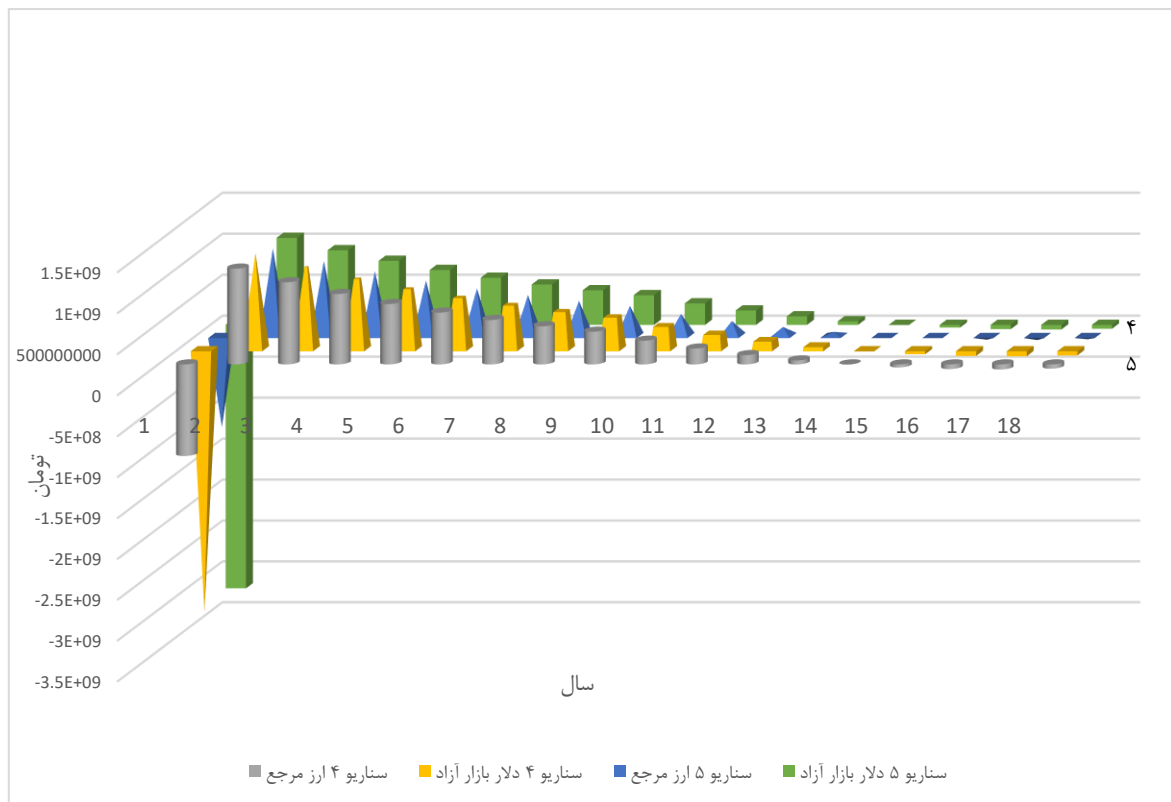
شکل ۴-۲۲ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای موتور ۱

شکل ۴-۲۳ بازگشت سرمایه به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک یک نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود درآمد حاصل از با در نظر گرفتن دلار ارزش مرجع منطقی می باشد اما دلار بازار آزاد نتیجه خلاف این موضوع دارد.



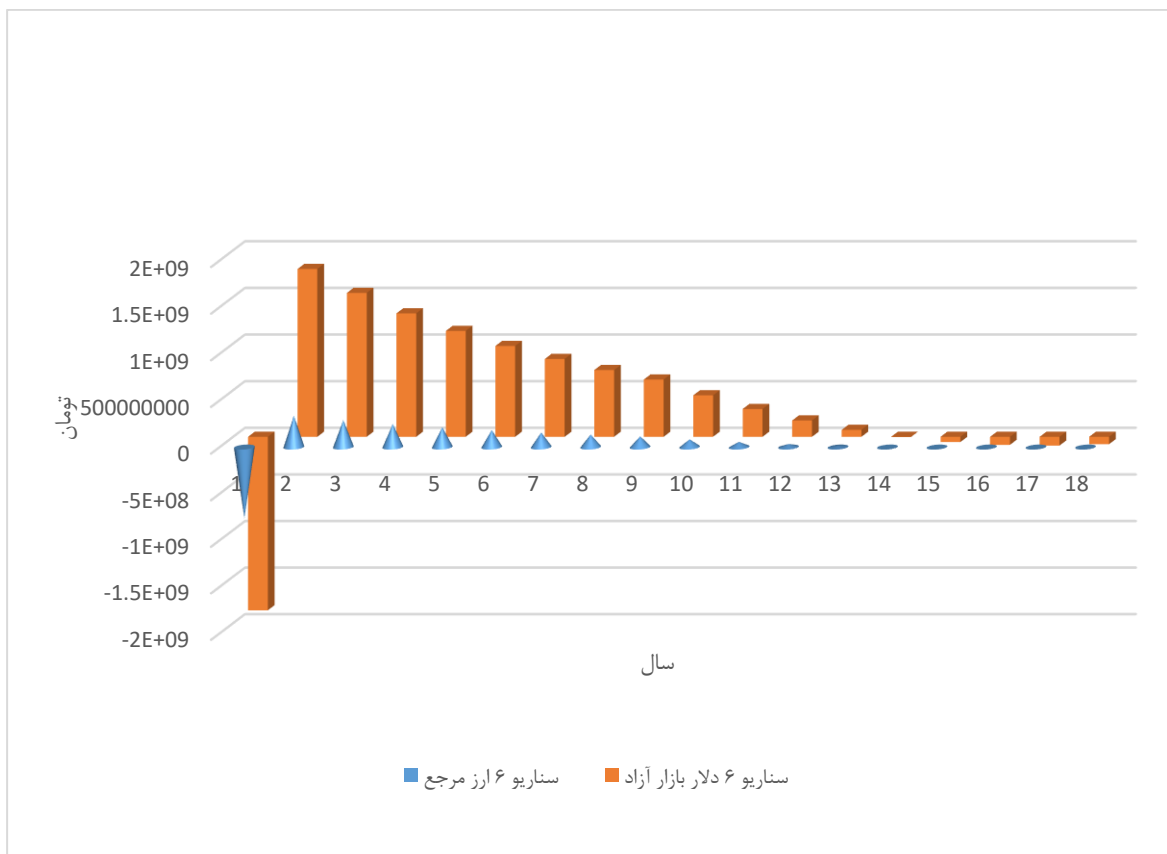
شکل ۴-۲۳ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۱

در شکل ۴-۲۴ مقایسه هزینه‌ها درآمدها برای موتور شماره ۲ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود درآمد حاصل در سال‌های عمر پروژه می‌تواند تأمین سرمایه‌گذاری اولیه در هر دو حالت دلار ارز مرجع و دلار بازار آزاد سرمایه‌گذاری برای این پروژه باشد.



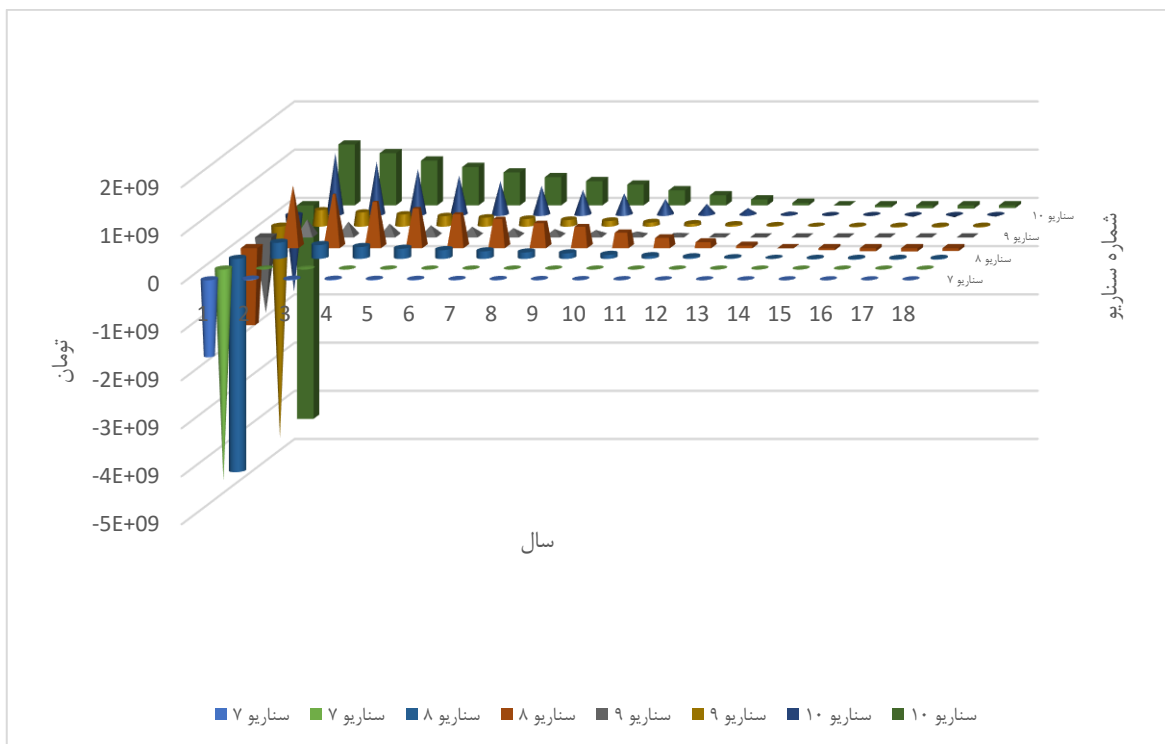
شکل ۴- ۲۴ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای موتور ۲

شکل ۴-۲۵ بازگشت به سال اول برای مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک رنگین شماره ۲ می باشد همان طور که مشاهده می شود با در نظر گرفتن دلار ارزش مرجع و دلار بازار آزاد درآمد حاصل تأمین کننده هزینه سرمایه گذاری اولیه می باشد. اما با توجه به این که بویلرها به صورت تمام وقت کار نمی کند به نظر می آید سرمایه گذاری بر روی این پروژه منطقی نمی باشد. به دلیل اینکه سیکل ارگانیک نمی تواند به صورت پاره وقت کار نماید.



شکل ۴- ۲۵ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۲

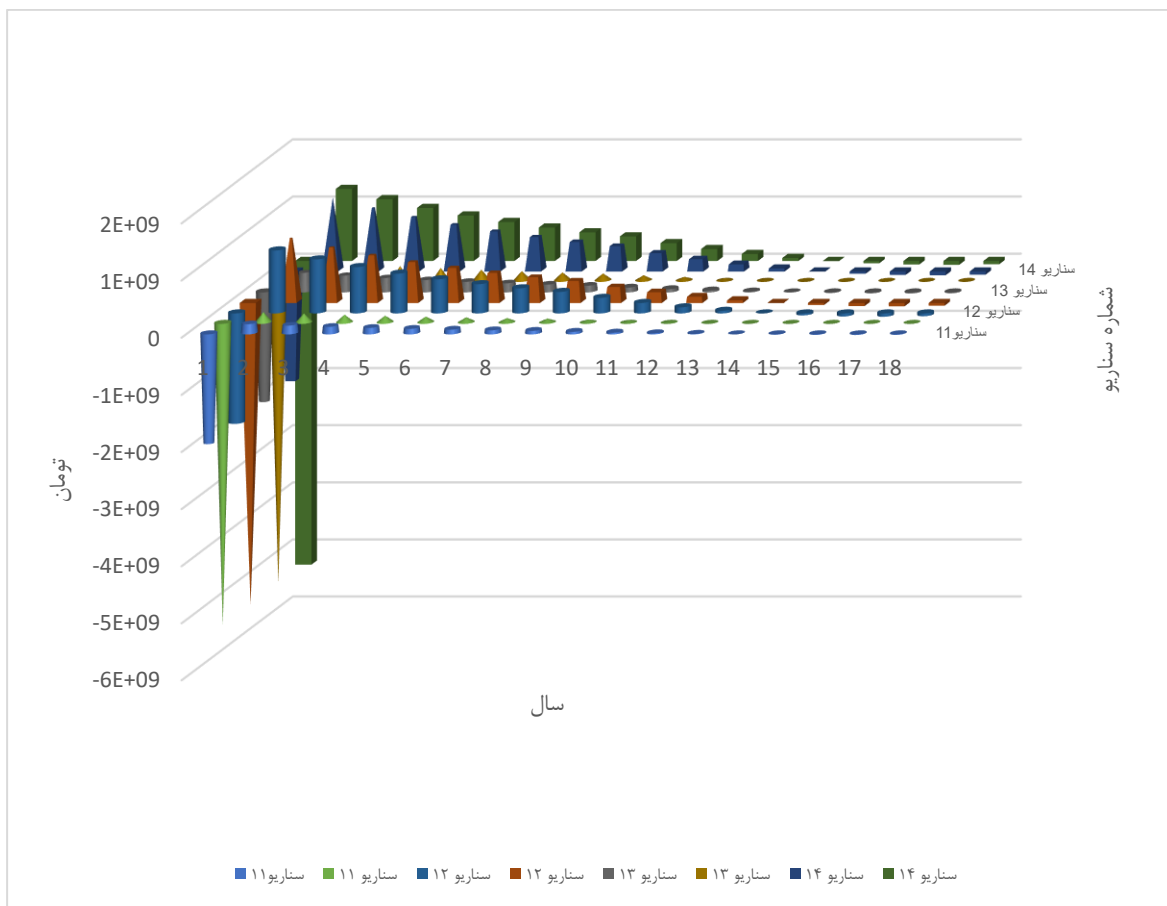
شکل ۴- ۲۶ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی مدل صفحه نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود درآمد حاصل در سال های عمر پروژه عدم پرداخت هزینه گاز توسط دانشکده تامین کننده هزینه اولیه سرمایه گذاری بر روی پروژه نمی باشد. بدان معنا که سرمایه گذاری بر روی این پروژه منطقی نمی باشد. اما با در نظر گرفتن قیمت جهانی با و در نظر گرفتن قیمت آلودگی سرمایه گذاری بر روی پروژه به سود دهی خواهد رسید



شکل ۴- ۲۶ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی مدل

صفحه تخت

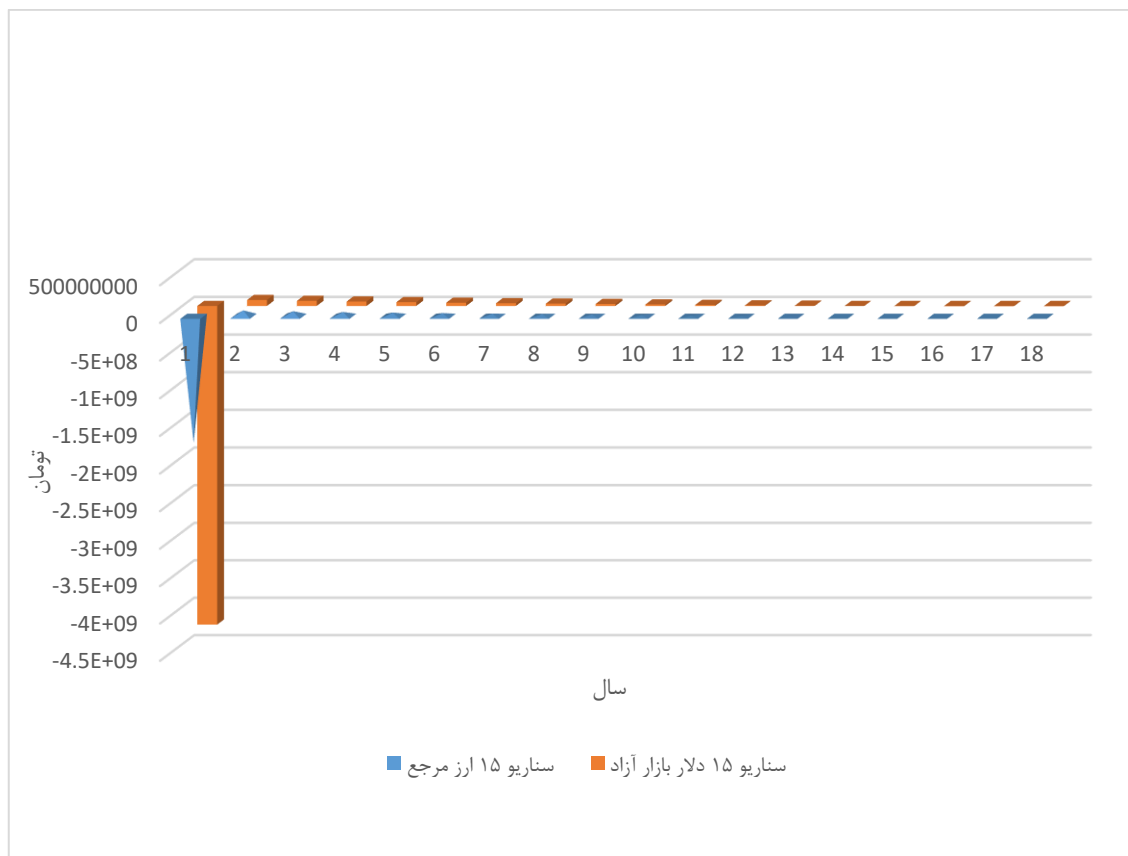
شکل ۴- ۲۷ همه بازگشت سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی مدل لوله خلا نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود با در نظر گرفتن قیمت پرداختی توسط دانشکده درآمد حاصل در سال های آینده نمی تواند هزینه سرمایه گذاری اولیه را جبران کند و سرمایه گذاری بر روی این پروژه منطقی نمی باشد اما با توجه به قیمت جهانی با در نظر گرفتن قیمت آلودگی و بدون هزینه آلودگی سرمایه گذاری بر روی این پروژه منطقه می باشد.



شکل ۴- ۲۷ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای آبگرمکن های خورشیدی مدل

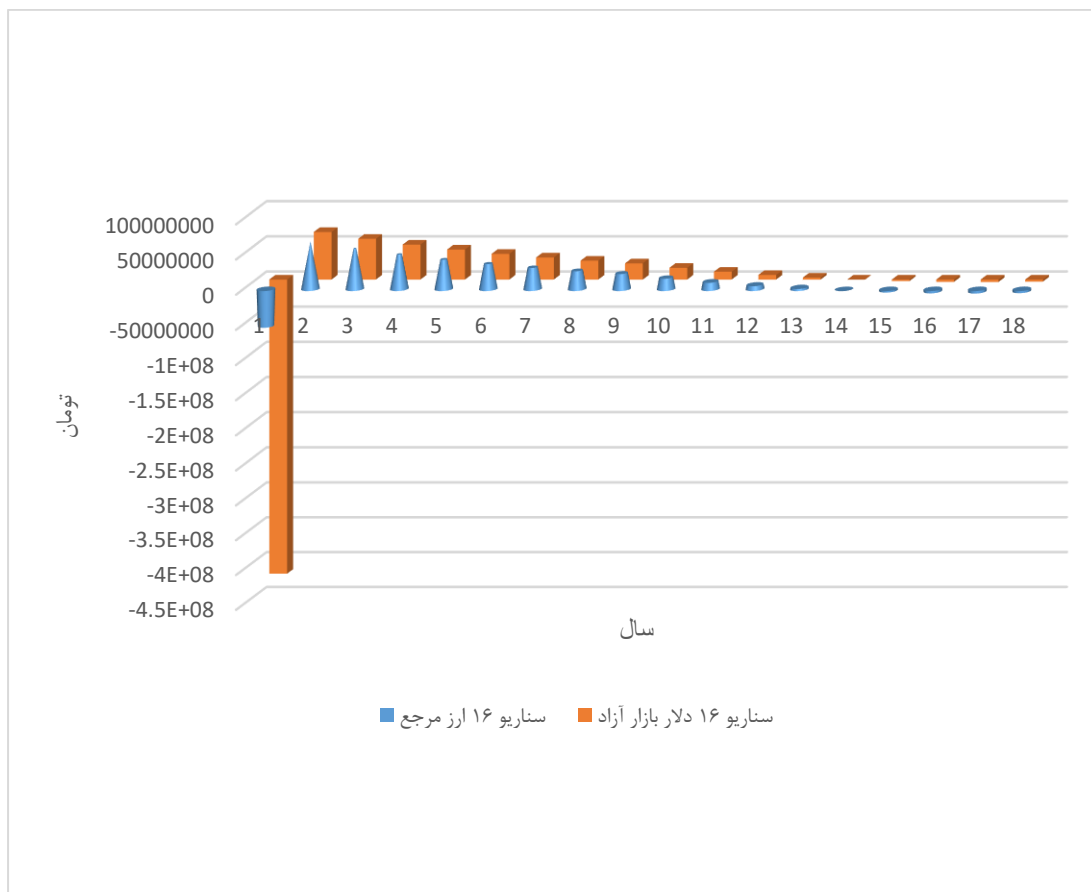
لوله خلا

در شکل ۴- ۲۸ مقایسه همه هزینه‌ها و درآمدها برای حالت برق خورشیدی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود درآمد سال‌های آینده نسبت هزینه سرمایه‌گذاری اولیه مقدار قابل توجهی نمی‌باشد. لذا سرمایه‌گذاری بر روی این پروژه در هر دو حالت دلار بازار آزاد و دلار مرجع منطقی نمی‌باشد



شکل ۴- ۲۸ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای پنل های برق خورشیدی

شکل ۴- ۲۹ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها، درآمدها برای سیکل ارگانیک سوم با سیال MDM برای بازیافت حرارت اتمی بویلرها نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود هزینه سرمایه گذاری در سال اول با هزینه های جاری در سال های آینده از لحاظ مقدار از روی شکل مشخص شده است. همان طور که روی شکل مشخص است برای دلار بازار آزاد سرمایه گذاری بر روی پروژه منطقی نمی باشد اما دلار با قیمت ارز مرجع به دلیل پایین بودن هزینه سرمایه گذاری اولیه درآمدهای حاصل در سال های آینده می تواند این پروژه را به پروژه قابل سرمایه گذاری تبدیل کند.

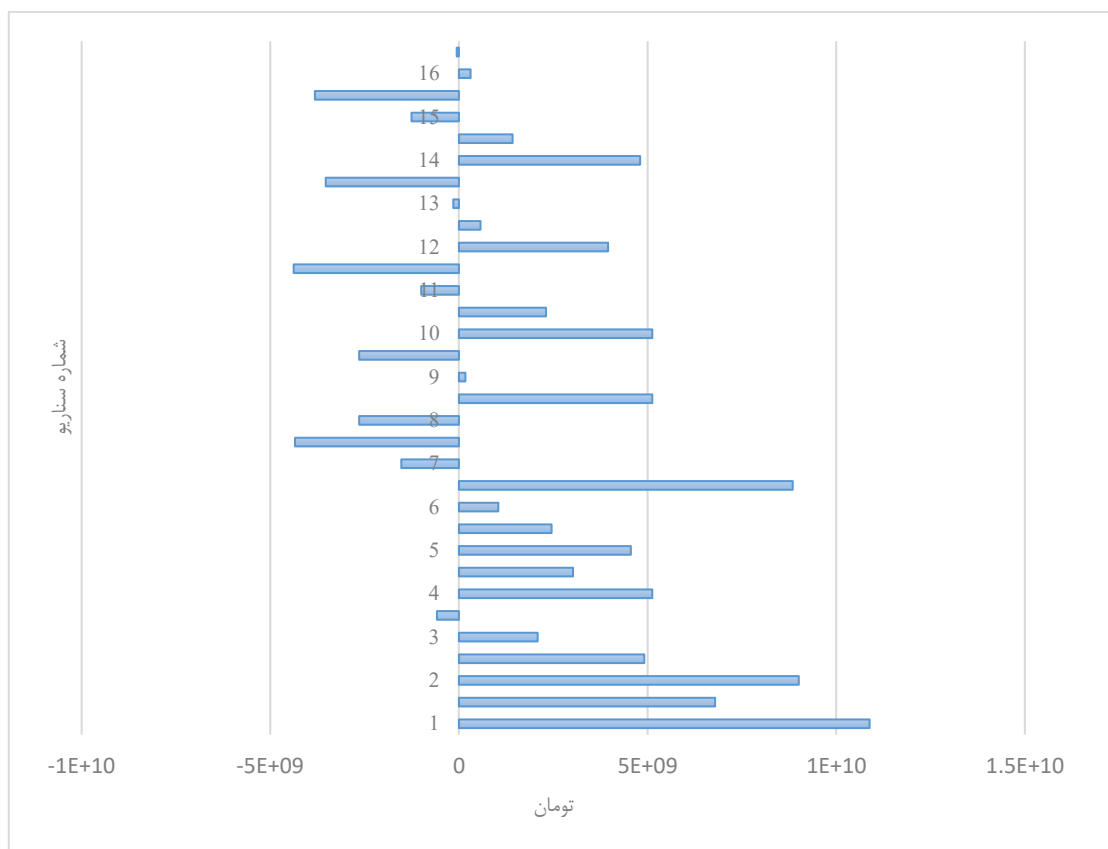


شکل ۴- ۲۹ بازگشت همه سرمایه ها به سال اول و مقایسه هزینه ها و درآمدها برای سیکل ارگانیک ۳

۲-۹-۴ درآمد خالص سناریوهای مختلف در مدت عمر ۱۷ ساله پروژه

باتوجه به نرخ سود و تورم

درآمد خالص سناریوهای مختلف در مدت عمر پروژه با توجه به نرخ تورم نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود پس از زمان در نظر گرفته برای عمر پروژه حالت های قرار دادن موتور ژنراتور در دو توان درآمد قابل توجهی رسیده است. همان طور که انتظار می رفت با در نظر گرفتن هزینه های آلودگی بین ۳ تا ۴ برابر درآمد کاهش می یابد. اما در سناریو سناریو آبگرمکن های خورشیدی با در نظر گرفتن قیمت داخلی بعد از گذشت مدت عمر پروژه هنوز این حالت به سوددهی نرسیده است و نشان می دهد که سرمایه گذاری در این حالت غیرمنطقی می باشد.



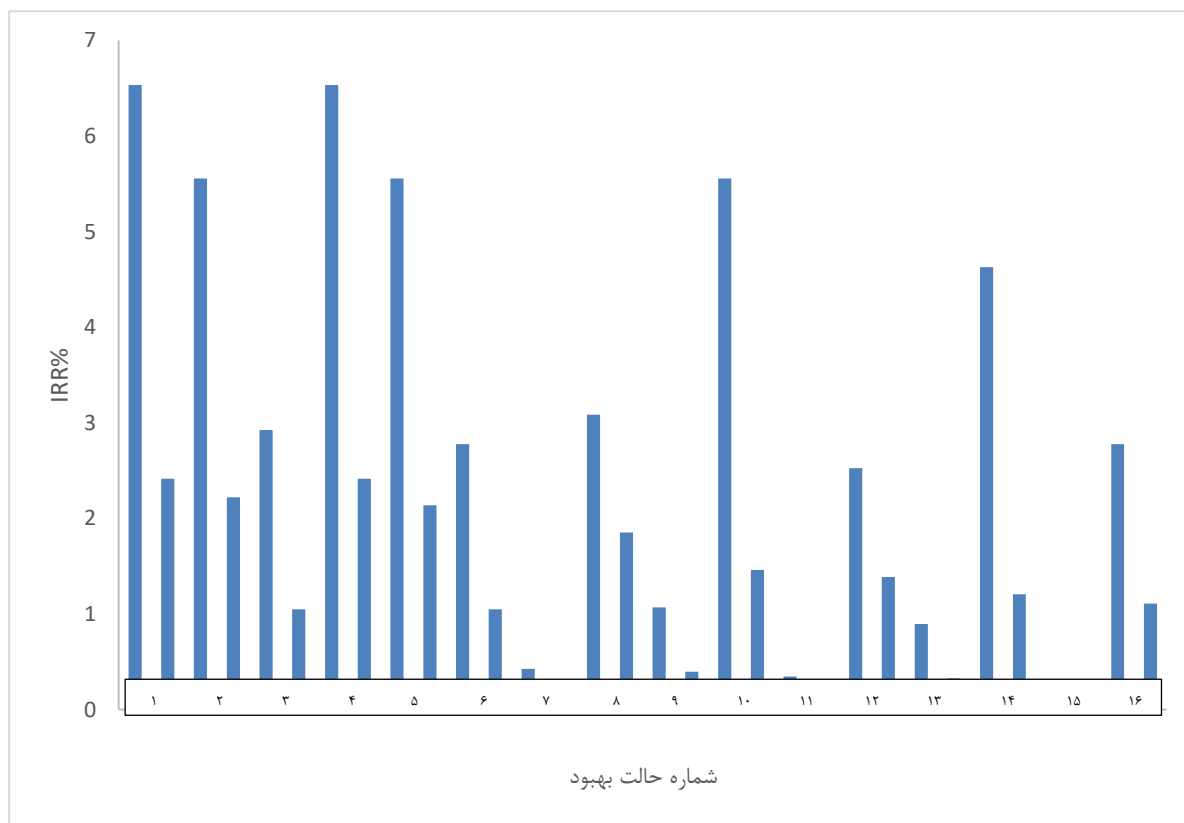
شکل ۴- ۳۰ درآمد حال خالص بعد از ۱۷ سال برای تمام سناریو های بهبود

در شکل بالا مقایسه سناریوهای مختلف پتانسیل بهبود که شامل اضافه کردن موتور ژنراتور با دو توان متفاوت اضافه کردن دو مدل آبگرمکن های خورشیدی و اضافه کردن سیکل ارگانیک و اضافه کردن سیستم های برق خورشیدی انجام گرفته شده است. به منظور بررسی واقعی تر سناریوها هزینه های دلار ارز مرجع و هزینه های دلار بازار آزاد هر دو در شکل آورده و مقایسه شده است.

۴-۹-۳ نرخ بازگشت سرمایه داخلی همه حالت های مورد بررسی

در شکل ۴-۳۱ نرخ بازگشت سرمایه داخلی برای همه حالت های بهبود داده شده است. همان طور که مشاهده می شود حالت قرار دادن موتور شماره یک، موتور شماره دو سیکل ارگانیک شماره یک و دو و

آبگرمکن های خورشیدی باقیمت جهانی نرخ بازگشت داخلی بالای ۱ است. حالت آبگرمکن های خورشیدی باقیمت پرداختی توسط دانشکده برای هر دو حالت دلار ارز مرجع و دلار بازار آزاد نرخ بازگشت سرمایه زیر ۱ دارد.



شکل ۴-۳ نرخ بازگشت سرمایه داخلی

فصل ۵ جمع بندی

در این مطالعه به بررسی سیستم تولید همزمان با محرک اولیه موتور ژنراتور گاز سوز همراه با سیکل ارگانیک رانکین برای تاسیسات دانشکده مهندسی مکانیک و عمران پرداخته شده است. سپس علاوه بر سناریو های بالا به حالت های استفاده از آبگرمکن های خورشیدی و برق خورشیدی از لحاظ فنی، اقتصادی و محیط زیستی مورد توجه قرار گرفته است.

در حالت پایه بار حرارتی دانشکده مهندسی مکانیک و عمران توسط دو بویلر به ظرفیت مجموع یک و نیم مگاوات و بار سرمایشی با چیلر آبگرم لیتیوم بروماید به ظرفیت سرمایش ۲۵۰ تن تبرید و نیاز بار الکتریکی است که توسط شبکه تامین می گردد. هزینه ای که دانشکده در یک سال برای انرژی الکتریکی پرداخت می کند، مبلغ ۱۷ میلیون تومان و هزینه گاز آن مبلغ ۱۸ میلیون تومان است. میزان برق الکتریکی که دانشکده در یک روز مصرف کند برای بیشترین مصرف در یک روز در سال ۹۸۰ مگاوات و برای کمترین حالت ۷۰ و ۷۲ ساعت می باشد سناریو مصرف گاز طبیعی میزان ۲۸۰۰ مگاوات در ۱۲۰۰ در ماکسیمم حالت میزان مصرف گاز پردیس در یک روز است. حالت های مورد بررسی برای بهبود در حالت ۱ اضافه کردن موتور ژنراتور گاز سوز و پرداخت هزینه گاز طبیعی نیاز موتور فروش برق تولیدی توسط این موتور ژنراتور به شبکه و درآمد کسب شده به دست آوردن زمان بازگشت سرمایه با توجه به هزینه های جاری است هزینه های جاری شامل هزینه تعمیر سوخت آلودگی می باشد که به ترتیب این هزینه ها وارد معادلات شده و نتیجه آن گزارش شده است به منظور بررسی تاثیر اندازه موتور زمان بازگشت سرمایه دو نوع موتور با ظرفیت موتور ژنراتور ۱۱۱۹ کیلو وات و موتور ژنراتور ۵۸۲ کیلو وات مورد بررسی قرار گرفته است برای بازیافت حرارت اتلافی از سناریو ۱ و ۲ محصولات احتراق دیزل ژنراتور و بازیافت حرارت از آب رادیاتور دیزل ژنراتور برای هر دو سناریو مبدل حرارتی طراحی شده تا بتوان از بازیافت حرارت اتلافی حرارت ارگانیک رانکین با سیال مناسب را به راه انداخت. سناریو ۳ بررسی می شود که هزینه اولیه پرداختی برای آبگرمکن ها با توجه به عدم پرداخت هزینه گاز مصرفی توسط بویلرها زمان بازگشت سرمایه آنها به دست می آید در سناریو بعدی استفاده از سیستم های خورشیدی برق خورشیدی به میزان ۳ هزار و ۵۰۰ متر مربع

پنل خورشیدی محاسبه شده است ظرفیت ۴۰۰ کیلووات توان برق تولیدی این مساحت از آنها می باشد در این سناریو به بررسی فروش برق تولیدی توسط این پنل ها به شبکه و به دست آوردن درآمد حسن به منظور بازگشت سرمایه برای سرمایه گذاری اولیه سیستم های برق خورشیدی است در سناریو آخر در سیکل ارگانیک برای استفاده حرارت بازیافتی از بویلر ها در نظر گرفته شده است و سپس هزینه برق تولیدی و فروش آن به شبکه برای به دست آوردن زمان بازگشت سرمایه محاسبه می گردد با توجه به اینکه هزینه های آلودگی برای تجهیزات نیاز به محاسبه بوده است از دستگاه آنالیز محصولات احتراق به منظور یافتن آلودگی تولیدی توسط این تجهیزات استفاده شده است و منظور یافتن تجربی راندمان سیستم های برق و حرارت خورشیدی از دستگاه پاور آنالایزر استفاده شده است نتایج تجربی با نتایج تحلیلی مقایسه گردیده است.

نتایج به دست آمده به شرح زیر است:

۱. زمان بازگشت سرمایه سیستم آبگرم کن های خورشیدی بخصوص لوله خلا با در نظر گرفتن قیمت گاز پرداختی توسط دانشگاه بازگشت سرمایه منطقی ندارد بدان معنا که سرمایه گذاری برای این حالت توجیه اقتصادی ندارد.
۲. با در نظر گرفتن هزینه جهانی، آبگرم کن های خورشیدی دارای توجه اقتصادی می شوند.
۳. با افزایش توان موتور زمان بازگشت سرمایه آن به نسبت کمتر از موتور با توان کمتر است.
۴. با اضافه شدن هزینه های جاری مانند آلودگی زمان بازگشت سرمایه افزایش می یابد.
۵. با در نظر گرفتن قیمت دلار بازار آزاد زمان بازگشت سرمایه افزایش می یابد.
۶. سیال Toluene در دمای بالاتر راندمان بالاتر و مناسب برای بازیافت حرارت از موتور ژنراتور گاز سوز است.
۷. سیال MDM مناسب برای دمای پایین تر است. لذا برای بازیافت از محصولات احتراق بویلر ها مناسب می باشد.

۸. نتایج تجربی با آزمایشگاهی بین ۲ تا ۹ درصد برای سیستم های حرارت خورشیدی متفاوت است.

۹. با کاهش نرخ سود زمان بازگشت سرمایه کاهش می یابد.

۱۰. افزایش سرمایه گذاری اولیه سبب می شود با نرخ بازگشت داخلی پایین تری ارزش حال

خالص صفر گردد بدان معنا که زمان بازگشت سرمایه کاهش می یابد

۱۱. با افزایش نرخ سود برای رسیدن به ارزش حال خالص صفر نیاز است درآمد حاصل افزایش

یابد.

۵-۱-۱ پیشنهادات

۱. به دلیل طراحی سیستم های حرارت خورشیدی در اندازه بیشترین بار درخواستی و عدم نیاز دانشکده در همه ماه های سال به این میزان حرارت، می توان با ذخیره سازی میزان هزینه گذاری اولیه سیستم های حرارت خورشیدی را افزایش داد.

۲. استفاده از سیکل ارگانیک با محرک اولیه آبگرم کن های خورشیدی یکی دیگر از حالت های مورد بررسی در مطالعات بعدی می تواند باشد.

۳. ذخیره سازی انرژی تولیدی توسط سیستم های برق خورشیدی و انتخاب باطری یکی دیگر از حالت های مورد بررسی می تواند باشد.

۴. به دلیل وجود پارامتر های مختلف در مسأله ، بهینه سازی با الگوریتم های مختلف در مطالعات آینده مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۵. استفاده از دیگر سیستم های حرارت خورشیدی مانند سهموی می تواند مورد بررسی مطالعات آینده قرار گیرد.

مراجع

- [1] "میزان مصرف انرژی در بخش خانگی در ایران" <https://www.isna.ir/news/96121508500/>
- [2] ع. غلامی, "طراحی و بهره برداری بهینه سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما cchp در مقیاس کوچک برای آپارتمان مسکونی".
- [3] س. ک. موسوی, "آنالیز انرژی و اقتصادی سیستم تولید همزمان سه گانه کمک خورشیدی".
- [4] "سیکل ارگانیک رنگین" <http://www.energyenergy.ir/index.php/fa/>
- [5] "مزایا سیکل ارگانیک رنگین" <http://www.mechanism.ir/power-plant/power-generation>.
- [6] "جاذب صفحه تخت" <https://buildingplus.ir/services>.
- [7] "جاذب لوله خلا"
- [8] "جاذب لوله خلا" <http://ansarsina.persiangig.com/solar/12.jpg>.
- [9] "سیستم های برق خورشیدی" <http://barghnews.com/fa/news/17373/>
- [10] ل. آ. م. ی. ع. اقدام, "تحلیل انرژی آگزرژی اقتصادی و زیست محیطی یک چرخه آلی رانکین خورشیدی با تولید همزمان توان و گرما".
- [11] I. D. F. Pouria Ahmadi, Marc A. Rosen, "Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system." 2011.
- [12] H. F. Saeid Mohammadzadeh Bina, Saeid Jalilinasrabady, "Energy, Economic and Environmental (3E) Aspects of Internal Heat Exchanger for ORC Geothermal Power Plants." 2017.
- [13] V. S. Fateme Ahmadi Boyaghchi a, Mansoure Chavoshi a, "Multi-generation system incorporated with PEM electrolyzer and dual ORC based on biomass gasification waste heat recovery: Exergetic, economic and environmental impact

optimizations.” 2018.

- [14] م. ت. ز. گنجی, “بهینه سازی سیستم تولید همزمان برق گرما و سرما خانگی همراه با انرژی خورشیدی و ذخیره سازی گرمایی.”
- [15] م. ابراهیمی, “بهینه سازی یک سیستم میکرو هیپریدی بر پایه انرژی خورشیدی در اقلیم های مختلف آب و هوایی ایران.”
- [16] پ. ح. نژاد, “تحلیل ترمودینامیکی و ترموداکونومیکی سیستم تولید همزمان توان گرمایش و سرمایش در مقیاس کوچک انرژی خورشیدی بر پایه سیکل رانکین ارگانیک و سرمایش تبخیری.”
- [17] ف. ت. د. م. غ. س. ا. شکیب, “بهینه سازی فنی و اقتصادی سیستم تولید همزمان، با تکیه بر نقش ارزش زمانی پول در دوره بازگشت سرمایه.”
- [18] ع. م. زاده, “طراحی یک سیستم تولید همزمان حرارت سرما و برق cchp مسکونی با موتور رفت و برگشتی گاز سوز و سیستم گرمایش خورشیدی.”
- [19] H. H. d Zahra Hajabdollahi a, Farzaneh Hajabdollahi b, Mahdi Tehrani c, “Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery.” 2013.
- [20] ش. خ. م. ک. آ. ر. ک. کمالی, “ارزیابی عملکرد و بهینه سازی دو هدفه سیستم تولید همزمان سه گانه با استفاده از مدل بهبود یافته گازی سازی زیست توده.”
- [21] “مشخصات فنی موتور ژنراتور گاز سوز”
- <http://energypec.com/products/pec-gas-genset-general-information>.
- [22] ح. گ. اسفیانی, “طراحی و مدل سازی یک سیستم تولید همزمان برق و حرارت و سرما با سیستم ذخیره ساز انرژی برای ساختمان مکانیک و عمران دانشگاه صنعتی شاهرود پردیس ۲.”
- [23] “موتور ژنراتور گاز سوز”
- <https://www.volvopenta.com/industrialpowergeneration/en-en/products/engines/>.
- [24] M. V. S. Poles, “NUMERICAL SIMULATION OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE” .
- [25] D. I. V. Orlandini, “Waste heat recovery systems: numerical and experimental analysis of organic Rankine cycle solutions” 2017.

- [26] B. Tchanche, "Economic Feasibility Study of a Small Scale Organic Rankine Cycle System in Waste Heat Recovery Application" 2010.
- [27] N. Sylvain Quoilin a and V. L. a , Martijn Van Den Broek b, c, Se´ bastien Declaye a, Pierre Dewallefa, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems Sylvain" 2013.
- [28] "زاویه شیب جاذب های خورشیدی"
<http://solarelectricityhandbook.com/solar-angle-calculator.html>.
- [29] "مشخصات آبگرمکن های خورشیدی لوله خلاً"
<http://www.solarpanelsplus.com/all-about-solar/evacuated-tubes-or-flat-plates/>.
- [30] "مشخصات مخازن آبگرمکن های خورشیدی پمپدار سولارکار"
<http://solarkar.ir/fa/>
- [31] "مشخصات فنی و هندسی پنل های خورشیدی"
<https://www.energysage.com/supplier/108/sunpower-corporation/#panel-model-section>.
- [32] "تجهیزات اندازه گیری آلایندگی بویلر و موتور"
<https://www.testo350.com/downloads/350/literature-manuals/2-testo-350-Instruction-Manual.pdf>.
- [33] "تجهیزات اندازه گیری راندمان سیستم های خورشیدی"
<https://partoshar.com/product/>
- [34] ب. عیسوی, "تحلیل ترمودینامیکی سیستم جدید تولید همزمان توان سرما و گرما راه اندازی شده با انرژی خورشیدی." ۱۳۹۳.
- [35] "Solar System Analyzer" <https://www.mecoinst.com/meco-product-details/Solar-System-Analyzer.aspx>
- [36] "cost of heat exchanger shell and tube"
<https://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html>.
- [37] "نرخ سود و تورم جهانی"
<https://www.mehrnews.com/news/>
- [38] "نرخ سود و تورم ایران"
<https://www.isna.ir/news/97031507121>
- [39] L.M. Ayompe , A. Duffy , S.J. McCormack , M. Conlon , M. Mc Keever

“Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate”,2011

[40] “FPC&ETC”,<https://www.energymatters.com.au/solar-hot-water/flat-vs-evacuated/>

[41] Soteris A. Kalogirou, "Solar Energy Engineering : Processes and Systems", 2014

[42] John A. Duffie, William A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes",2013.

Abstract

In this study, an energy audit and the potential for improvement with combine cooling heating and power systems and renewable systems at the Faculty of Mechanical Engineering and Civil Engineering of Shahroud University of Technology were considered as a sample of an educational building. Field, analytical and experimental studies were conducted to compare, evaluate, and evaluate various energy efficiency measures. The results of various scenarios of recovery including the use of engine gas generators, solar water heaters, solar panels, as well as the Rankine organic cycle, indicate that the use of a 1,119 kW gas engine generator a minimum return time of less than one year has a companion.

The return on investment of the solar heating system, especially the vacuum tube, due to the gas price paid by the university, has no logical return on investment, which means that the investment does not have economic justification for this. Taking into account the global cost, solar water heaters are economically justified. With increasing engine power, its return on investment is less than that of a lower-power engine. Toluene fluid at a higher temperature is a higher efficiency and suitable for heat recovery from a gas engine generator engine.

The MDM fluid is suitable for lower temperatures. It is therefore suitable for recycling boiler combustion products. Analytical results are different from 2 to 9% for solar thermal systems. The fastest return on capital for the scenario is to improve the engine power of the generator 1 into the system and sell electricity to the network with reference to the reference currency of 0.85 years. The slowest scenario for the improvement of vacuum tube heaters, taking into account the free dollar, is 46 years.

The net present value for the scenario is to improve the power of the generator engine with a power of 1119 kW to the system and sell electricity to the network with reference to the reference currency, which amounts to 11.5 billion USD. The lowest net present value for the scenario is the improvement of vacuum tube heaters considering the free dollar, its value is negative 5 billion USD. This means that the return on investment over the life of the project has not yet taken place. The lowest domestic return rate for vacuum tube boilers is given by the free dollar, which is 12.2%. And the largest one for scenario 1 is the generator engine one, which is 6.5%.

Keywords: Simultaneous Production, Rankin Organic Cycle, Generator Engine, Solar System, Economic, Environmental



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

Title: Evaluating The Technical Economical and Environmental Performance of Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) with the Organic Rankin Cycle using Boiler Combustion Mechanical Room and Use of Solar Systems

Ali Gholami

Supervisor: Ahmad madadi

Advisor: Dr Mahmood chahartaghi

February 2019