JMRA
مجله پژوهش و کاربرد در مکانیک
ISSN: 2251-7383, eISSN: 2251-7391

طراحی سیکل تولید برق از غبار چوب پسماند در کارخانه نئوپان خلخال

علی قاسمی [1*]، مهدی شایان‌مهر[1]

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی-واحد تهران شمال، تهران

*** تهران، صندوق پستی ۱۶۵۱۱۵۳۳۱۱، پست الکترونیکی a.ghasemi@iau-tnb.ac.ir**

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰-۲-۱۸ **تاریخ پذیرش:** ۱۴۰۰-۵-۲۷

چکیده: با توجه به اینکه اکثر قریب به اتفاق دستگاه های کارخانجات با نیروی برق کار می کنند و عمده هزینه ها، مربوط به مصرف برق می باشد، در این مقاله به چگونگی تولید برق از زباله صنعتی کارخانه نئوپان پرداخته شده است. زباله صنعتی کارخانجات سلولوزی، غبار چوب می باشد که از اره گری و سنباده زنی ورقه های نئوپان و دیگر محصولات، تولید می شود که اساسا از غبار چوب و دیگر مواد آتش زا همچون چسب (که خود متشکل از مواد الکلی است)، هاردنر و پارافین تشکیل یافته است. از آنجایی که این مواد دارای ارزش حرارتی بسیار بالایی هستند، می توانند به عنوان سوخت یک نیروگاه حرارتی استفاده شوند. از اینرو در این مقاله در ابتدا به طراحی سیستمی برای جمع آوری نزدیک به ۱۰۰٪ غبار چوب بوجود آمده از تخته های نئوپان پرداخته و خروجی حاصله را بعنوان سوخت ورودی برای طراحی نیروگاه حرارتی در نظر گرفته شده است. از یک سیکل ترکیبی برایتون-رانکین آلی برای تولید برق مصرفی کارخانه نئوپان خلخال از حرارت بدست آمده از غبار چوب استفاده شده است. از اینرو با این چرخه می توان قیمت تمام شده محصول را به طور چشم گیری کاهش داد.

واژه‌های کلیدی: کارخانه نئوپان، بازیافت زباله صنعتی، سیستم جذب غبار، سیکل ترکیبی برایتون-رانکین آلی، تولید برق

۱. مقدمه

جهت جلوگیری از رشد بی‌رویه مصرف انرژی و حفظ ذخائر ملی در زمینه انرژی، در سالهای اخیر توجه به بازیافت انرژی‌های تلف شده مورد توجه محققان بسیاری قرار گرفته شده است [۴-۱]. امروزه با پیشرفت روز افزون علم وتکنولوژی در صنعت سعی بر این شده که از تلفات انرژی و مواد اولیه صنعتی حداکثر استفاده به عمل آید؛ از این رو بازیافت زباله های صنعتی توجه همگان را به خود جلب کرده است به طور مثال در ایالات متحده از بازیافت زباله های صنعتی، انرژی معادل ۱,۳۴۵ میلیارد بشکه نفت در سال بدست می آورند یا کشور استرالیا توانسته حدود ۱۴۱۰۰ تراوات برق از این طریق تولید نماید [۵]. کارخانه پلی پن[1]

[1] Poly pan

آمریکا ،زباله های صنعتی از جنس پلاستیک تولید می کند و از این زباله با استفاده از سیکل ترکیبی[۲]CCHPP در حدود ۴ مگا وات برق برای کارخانه تولید می کند [۶]. شرکت فرانسوی لی کانتی[۳]که دارای پسماندهای پلاستیکی و پلیمری است، با استفاده از سیکل رانکین کلاسیک ۱۵۰ مگاوات برق تولید می کند [۷]. همچنین کارخانه سیساو[۴]کشور سوئد- به عنوان یکی از بزرگترین نیروگاه های تولید برق، از زباله های صنعتی زیست توده ای[۵]- با استفاده از سیکل ترکیبی CCHPP و سیال عامل R134a ،توانسته با سوزاندن سالانه ۲۰۰۰۰۰ تن زباله صنعتی،۱۰۰ گیگا وات برق و ۵۴۰ گیگاوات آب گرم برای سیستم گرمایشی منطقه تولید نماید [۸]. در این راستا، یکی دیگر از کارخانه های مشهور اروپایی که در شهر لندن می باشد، کارخانه ادمونتون اینجنراتور[۶]است که از حرارت خروجی دودکش کارخانه، با استفاده از سیکل رانکین آلی، موفق به تولید ۵۵ مگا وات برق شده است؛ این برق برای پاسخگویی به نیاز ۲۴۰۰۰ خانوار ،کافیست [۹]. شرکت آلگنکوئین پاور[۷]در آمریکای جنوبی هم که در زمینه تولید برق از منابع تجدیدپذیر همچون نیروی باد، آب و خورشید فعالیت می کند، اخیرا با استفاده از سوزاندن ۱۵۰۰۰تن زباله شهری ۶۰ گیگا وات برق تولید کرده است [۱۰]. نکته قابل توجه در زباله صنعتی اکثر این کارخانه ها، قابل اشتعال نبودن آنهاست و از زباله ها تنها به عنوان حبس کننده گرما استفاده می شود. همچنین از یک سوخت مانند مازوت یا گازوئیل برای تولید حرارت استفاده کرده و زباله سوزانده شده و از خاصیت جذب راحت حرارت و دفع آرام در این زباله ها، استفاده می شود.

متاسفانه در ایران، به طور کلی در هیچ یک از کارخانه ها اقدام جدی برای استفاده بهینه از زباله های صنعتی صورت نگرفته است. تنها شهرداری تهران از سال ۹۰ پروژه ای را برای احداث ۳ نیروگاه زباله سوز ۶۰۰۰ تنی، با به کارگیری سیکل رانکین کلاسیک (نیروگاه آب/بخار) آغاز کرده است که مدیر عامل مدیریت پسماند شهرداری امیدوار است با این ۳ نیروگاه ۱۰۰ تا ۱۲۰ مگا وات برق برای تهران، تولید نماید [۱۱]. زباله های شهری نیز قابل اشتعال نبوده و به عنوان حبس کننده گرما در این نیروگاه ها مورد استفاده قرار می گیرند. در واقع سوخت اصلی این نیروگاه ها، سوخت فسیلی می باشد.

در صنایع سلولوزی در ایران، غبار چوب در بیرون از محدوده کارخانه سوزانده می شود و یا از آن به عنوان مواد اولیه در تولید MDF[۸] استفاده می شود. به دلیل استفاده کارخانه های نئوپان از گونه های مختلف درختان برای تولید MDF، متاسفانه این غبار از کیفیت قابل قبول برای تولید این محصول برخوردار نبوده و باعث افت کیفیت می شود و عملا این کار توجیه اقتصادی ندارد [۱۲].

---

[2] Cornell Combined Heat and Power Plant

[3] Lee Country

[4] sysav

[5] biomass

[6] Edmonton Incinerator

[7] Algonquin power

[8] Medium-density fiberboard

در این مقاله چگونگی تولید برق از زباله های صنعتی یک کارخانه صنایع سلولوزی، مورد بررسی قرار گرفته است. علت بررسی کارخانه سلولزی در ابتدا، تولید غبار چوب به عنوان زباله صنعتی که دارای ارزش حرارتی قابل قبولی است. از سویی دیگر، نیاز عمده دستگاه های این کارخانجات به انرژی برق است. همچنین به منظور استفاده بهینه تر از غبار چوب به عنوان زباله صنعتی در برخی صنایع سلولوزی، می توان با استفاده مستقیم از این غبار به عنوان ایجاد حرارت مستقیم به منظور کاهش رطوبت پوشال در قسمت خشک کن استفاده شود. در حال حاضر برای استفاده از حرارت غبار چوب، با ایجاد آتش مستقیم در کوره این امر صورت می گیرد. که باعث افزایش خطرات آتش سوزی در این قسمت می شود. از اینرو با تولید برق از زباله صنعتی می توان با به روز رسانی قسمت خشک کن و جایگزین کردن کوره گاز سوز با کوره های برقی و ماکروویوی می توان خطرات آتش سوزی راکه یکی از مشکلات بزرگ این کارخانه ها محسوب می شود، به حداقل رساند.

سیکل گازی راندمانی در حدود ۲۷-۳۲ درصد دارد و راندمان سیکل بخار برابر است با۴۰ در صد این در حالیست که با سیکل ترکیبی می توان به راندمان ۴۸ درصد وبالاتر هم دست یافت [۱۳]. سیکل های ترکیبی علاوه بر داشتن بازده و توان بالا، از مزایای دیگری نیز مانند انعطاف‌پذیری، راه‌اندازی سریع، مناسب بودن برای تأمین بار پایه و عملکرد دوره‌ای و بازده بالا در محدود گسترده‌ای از تغییرات بار برخوردار است. در سیکل های ترکیبی امکان استفاده از زغال سنگ، سوختهای سنتزی و انواع دیگر سوختها وجود دارد. از اینرو برای نیروگاهی بر پایه سوخت غبار نیز مناسب می باشد. نیروگاه های معتبر در اقصی نقاط دنیا از سیکل ترکیبی برای تولید توان استفاده کرده اند. مثلاً کارخانه سیساو که بزرگترین نیروگاه زباله سوز را در اروپا دارد، از سیکل ترکیبی برایتون- رانکین آلی استفاده می کند [۱۳].

برای کارخانه ای مانند کارخانه نئوپان که کاهش هزینه های ساخت، مهمتر از بالا بردن بازده نیروگاه است، سادگی و عدم پیچیدگی نیروگاه، لازمه اجرای پروژه خواهد بود. بنابراین بهترین نوع نیروگاه، یک نیروگاه سیکل ترکیبی باترکیب یک سیکل برایتون و یک سیکل رانکین آلی با سیال عامل تولوئن[9]و با استفاده از بازیاب است. تبدیل انرژی حرارتی به انرژی الکتریکی با استفاده از نیروگاه سیکل ترکیبی که سوخت آن از ضایعات خود کارخانه یعنی غبار چوب متشکل از مولکول های چوب و مواد آتش زا و پر انرژی همچون چسب، هاردنر وپارافین می باشد، هدف کلی این تحقیق به شمار می رود. با توجه به این نکته سوخت مصرفی نیروگاه درخود کارخانه به عنوان پسماند تولید می شود، اهمیت این موضوع را به دلایل محیط زیستی دو چندان کرده است. در این بخش اهمیت مسئله کاملا تشریح شد. ساختار ادامه مقاله بدین شرح می باشد: در بخش ۲ خصوصیات ترموفیزیکی زباله صنعتی کارخانه نئوپان ارائه شده است. سپس در بخش ۳ به سیستمی کارآمد برای جمع آوری و ذخیره سازی غبار طراحی شده است. در بخش ۴ طراحی سیکل ترکیبی برایتون-رانکین آلی برای تولید توان، مورد بحث و بررسی قرار گرفته و محاسبات مربوط به تولید توان ارائه شده اند. در نهایت مزیت اقتصادی احداث سیکل برای تولید برق در کارخانه نئوپان، مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۲- محاسبه ارزش حرارتی غبار

در ابتدا به منظور مشخص کردن علت انتخاب غبار چوب، به بررسی خصوصیات فیزیکی و شیمیایی زباله صنعتی و ارزش حرارتی آن پرداخته می شود. غبار چوب به صورت پودر خشک جامد به رنگ قهوه ای روشن می باشد که حاوی حدود ۷۰٪ مولکول

[9] Toluene

چوب، ۱۲٪ چسب، ۱۰٪ پارافین و ۸٪ هاردنر است. ارزش حرارتی سوخت، مقدار حرارتی است که در اثر سوختن یک کیلوگرم از آن سوخت ایجاد می گردد. ارزش حرارتی غبار که متشکل از چسب، هاردنر، پارافین و گرد چوب می باشد، در آزمایشگاه ترمودینامیک توسط انفجار در داخل بمب کالریمتر بدست آورده شد. بمب کالریمتر دستگاهی است که برای گرما سنجی، اندازه گیری دمای واکنش‌های شیمیایی و تغییرات فیزیکی و همچنین ظرفیت گرمایی ویژه از آن استفاده می‌شود. . برای اندازه گیری مقدار انرژی آزاد شده از سوختن نمونه‌های مورد نظر، بمب در مقدار معینی آب که در یک مخزن عایق کاری شده قرار دارد گذاشته می‌شود. در این مرحله دمای آغازین آب$(\boldsymbol{T_1})$ یادداشت شده سپس با گرم کردن سیستم افروزش که داخل نمونه قرار دارد، واکنش سوختن آغاز می‌شود. گرمای حاصل از واکنش به وسیله گرماسنج و آب جذب شده و پس از پایان واکنش دمای نهایی آب ($\boldsymbol{T_2}$) را یادداشت می شود گرمای جذب یا آزاد شده توسط واکنش از رابطه (۱) بدست می آید [۱۴].

$$Q_1 = c_t.(T_2 - T_1) \qquad (۱)$$

که $\boldsymbol{C_w}+\boldsymbol{C_m}\boldsymbol{C_t}=$، $\boldsymbol{C_w}$ ظرفیت گرمایی ویژه آب و $\boldsymbol{C_m}$ ظرفیت گرمایی ویژه دستگاه می باشند.

ارزش حرارتی غبار چوب در آزمایشگاه کنترل کیفیت کارخانه نئوپان خلخال حدود kj/kg. ۱۹۹۰۰ بدست آمده است. یعنی چنانچه یک کیلوگرم از غبار چوب سوزانده شود ۱۹۹۰۰ کیلوژول انرژی حرارتی از آن آزاد می گردد. در ادامه به معرفی سیستمی برای جمع آوری غبار طراحی شده، پرداخته می شود.

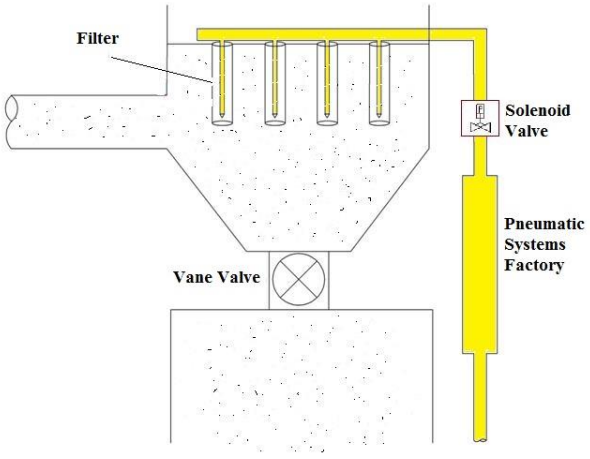
۳- طراحی سیستم جدایش غبار از هوا

در این بخش یک سیستم نوین برای جمع آوری غبار، از روی تخته های نئوپان معرفی می گردد که به مراتب کارآمدتر از سیستم های موجود می باشد. غبار بدست آمده از دستگاه های اره و سنباده به وسیله مکنده به صورت مخلوط با هوا جمع می شود. از اینرو باید سیستمی برای جداسازی غبار از هوا طراحی گردد. در کارخانه های نئوپان از سیکلنها[۱۰]برای جداسازی غبار از هوا استفاده می شود (شکل ۱). با این روش ۴۰٪ از غبار مخلوط در هوا فرار کرده و علاوه بر به هدر رفتن غبار باعث آلودگی هوا نیز می شود به همین منظور یک سیستم کارآمدتر که بتواند ۱۰۰٪ غبار را ذخیره کند، لازم است.

شکل ۱ سیکلون جداسازی غبار

[1] cyclone [0]

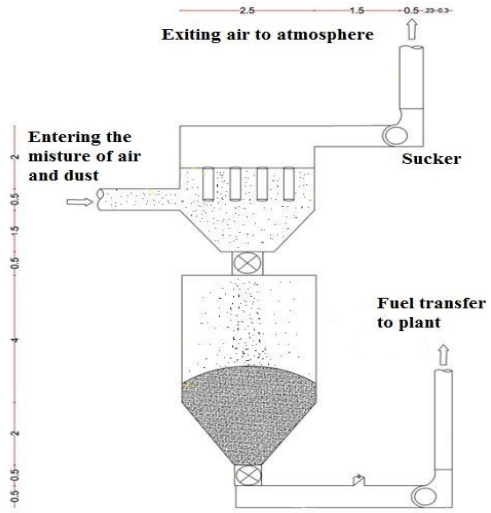
مزایای سیستم طراحی شده برای تفکیک غبار از هوا عبارتند از یک سیستم با اجزای ساده، جداسازی تقریبا کامل غبار مخلوط با هوا و جلوگیری از آلودگی هوا. در این سیستم با استفاده از یک مکنده ی قوی از طریق لوله های فلزی غبار مخلوط با هوا از روی دستگاه سمباده گری و اره گری مکیده شده و به یک سیستم تفکیک مخلوط غبار از هوا، فیلتر پارچه ای، انتقال می یابد و پس از عبور مخلوط غبار و هوا از فیلترها و گیر افتادن غبار در محفظه، غبار به داخل سیلو، سقوط کرده و هوا به بیرون هدایت می شود. در قسمت تفکیک و فیلترینگ مخزن مکعبی شکل که ابعاد آن وابسته به ظرفیت غبار گیری می باشد، وجود دارد که غبار با عبور از لوله ها به این مخزن کشیده می شود. درون مخزن از چند فیلتر پارچه ای استفاده شده است که به منظور سقوط سریع غبار از روی فیلترها، درون هریک از فیلترها یک شاخه سیستم پنوماتیک قرار گرفته که هر چند ثانیه یک بار درون فیلترها دمیده می شود، که در شکل ۲ با رنگ زرد نشان داده شده است.



شکل ۲ قسمت تفکیک و فیلترینگ سیستم جدایش غبار

۱-۳- انتقال غبار بعنوان سوخت به نیروگاه

یکی دیگر از اقدامات، انتقال غبار از سیلوی ذخیره غبار به سیستم احتراق و کوره می باشد که این قسمت از سیستم دارای مکنده مستقل می باشد. بدین منظور با طراحی سیلو به صورت مخروطی و یک سیلو در زیر آن، نصب یک دستگاه ویبره به سطح خارجی مخروط، نصب یک شیر پره ای در قسمت پایین و خروجی مخروط و یک مکنده متناسب با غبار و هوای مورد نیاز قابل اجرا است. دلیل طراحی سیلو به صورت مخروطی، ذخیره سازی غبار در قسمت پایین و سهولت در برداشت می باشد. نصب ویبره برای جلو گیری از چسبیدن و گیر کردن غبار در خروجی است. شیر پره ای قابلیت تغییر سرعت برداشت غبار را ایجاد می کند. در نهایت با مکنده و از طریق لوله های فلزی این غبار به نسبت متناسب با هوا مخلوط شده و به سیستم احتراق و کوره نیروگاه انتقال می یابد. این سیستم به صورت شماتیک در شکل ۳ آورده شده است.



شکل ۳ سیستم جدایش غبار

با استفاده از روش طراحی شده سوخت نیروگاه را می توان بدست آورد. در ادامه به طراحی نیروگاه و سیکل مناسب برای تولید توان پرداخته می شود.

۴- طراحی سیکل برای تولید برق

در این بخش به انتخاب و طراحی سیکل تولید توان پرداخته شده است. با توجه به کارایی بهتر سیکل های گازی در مقیاس های کوچک و قابلیت استفاده آنها از سوخت های مختلف در این سیکل ها مورد توجه قرار گرفتند. علاوه براین، سیکلهای گازی بدلیل سادگی، استفاده از سیال عامل هوا، کاهش هزینه های اجرا و عمر زیاد قطعات به دلیل عدم استفاده از آب، تقریبا در تمام پروژه های نیروگاهی کشور مورد استفاده قرار گرفته اند [۱۵].

برای کارخانه ای همچون کارخانه نئوپان، سیکل برایتون به دلیل سادگی، توانایی استفاده از غبار چوب به عنوان سوخت در این سیکل برایتون، امکان دست یابی به دمای بالا در محفظه احتراق با غبار چوب بعنوان سوخت و دسترسی راحتتر به قطعات سیکل برایتون (مثل کمپرسور، توربین گازی و...) مناسب به نظر می رسد. تنها محدودیت سیکل برایتون برای انتخاب کم بودن بازده آن، بدلیل مصرف تقریبا نیمی از کار توربین در کمپرسور است که با اقداماتی همچون بازیاب می توان این مشکل را حل کرد.

یکی دیگر از اقدامات برای حل مشکل بازده کم سیکل برایتون، ترکیب آن با یک سیکل دیگر است. در سیکل برایتون، حرارت ورودی به توربین (حرارت احتراق) نسبتاً زیاد است وحرارت خروجی گاز از توربین گازی که حدود ۶۵ ٪ از انرژی داده شده به سیکل است، دمای زیادی دارد (۳۵۰ تا ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد). این حرارت برای تأمین گرمای سیکل دوم که از بخار آب یا دیگر سیالات آلی به عنوان سیال عامل (سیکل رنکین آلی) استفاده می‌کند، مناسب است [۱۵].

بیش از ۵۰ ٪ از حرارت اتلافی تولید شده در صنعت دارای دمای پایین و آلاینده هوا می باشند. در صورت استفاده از سیکل برایتون برای کارخانه نئوپان، محصولات خارج شده از توربین گازی سیکل برایتون، دارای دمای پایین بوده و برای استفاده در

سیکل رانکین کلاسیک مناسب نمی باشد. از اینرو برای استفاده بهینه از این حرارت در نیروگاه سیکل رانکین، به جای آب از سیالات آلی که در فشار و دمای پایین به نقطه اشباع و فوق گرم می رسند (سیکل رانکین آلی) استفاده می شود. از دیگر فواید سیکل رانکین آلی می توان به مواردی نظیر کاهش مشکلات فنی حاصل از بخار آب، توانایی احداث نیروگاه در مقیاس کوچکتر، عدم سایش و خوردگی پره های توربین در حالت فوق گرم و امکان استفاده از توربین ساده تک مرحله ای اشاره کرد [۱۶] که هر کدام از این موارد دلیل محکمی برای استفاده از سیکل رانکین آلی برای نیروگاه مورد مطالعه برای کارخانه نئوپان است که انتخاب سیال مناسب برای این نیروگاه اساسی ترین قسمت کار می باشد.

۴-۱- انتخاب سیال مناسب برای سیکل رانکین آلی

هر کدام از سیالات آلی در سیکل رانکین آلی دارای یک سری مزایا و معایب می باشند. از اینرو انتخاب سیال مناسب برای طراحی سیکل دشوار است. سیال آلی باید بازده گرمایی بالا در سیکل، حجم مخصوص بخار پایین در خروج از توربین، فشار اشباع بالاتر از فشار جو، پایداری گرمایی مناسب و حداقل اثرات زیست محیطی را داشته باشد و سمی و اشتعالزا نباشد. با در نظرگرفتن تمام جنبه ها و با مطالعه نمودارهای مقایسه ای، تولوئن نسبت به بقیه سیالات مناسب تر می باشد.

تولوئن یک سیال عامل با گرمای نهان بالا، چگالی بالا و گرمای ویژه پایین است. سیال با گرمای نهان بالا و چگالی بالا انرژی بیشتری از منبع تبخیر کننده جذب می کند و میزان دبی سیال عامل را کـاهش می دهد که باعث کاهش مقیاس تاسیسات و کاهش مصرف انرژی در پمپ می شود. عملیات در فشاری بالاتر از فشار جو باعث کاهش اندازه تجهیزات و عدم نفوذ گازهای غیرقابل چگالش به چگالنده می شود [۱۷]. از اینرو با توجه به تمامی جنبه ها، سیال عامل تولوئن به عنوان مناسب ترین سیال آلی برای این نیروگاه انتخاب شد.

در ادامه با فرض ترکیب هوا و سوخت در ورودی سیکل برایتون و با استفاده از نتایج بدست آمده از آزمایش برای ارزش حرارتی و ظرفیت گرمای ویژه سوخت، کمیاتی همچون دمای شعله بی دررو محاسبه شده و به بررسی قسمت های مختلف نیروگاه در نظر گرفته شده، پرداخته می شود.

۴-۲- محاسبات سیکل ترکیبی

در ابتدا نسبت سوخت (غبار چوب) به هوا پرداخته می شود. بدین منظور نیاز به استخراج ترکیب شیمیایی سوخت می باشد. رابطه اکسایش سوخت با ۴۰۰٪ هوای اضافی طی آزمایشات صورت گرفته در آزمایشگاه کارخانه نئوپان خلخال با روش شیمی معکوس[1] به صورت رابطه (۲) بدست آمده است.

$$C_6H_{12}O_6 + C_2H_5OH + C_2H_6 + CH_2O + 13.5O_2 + 15.04N_2 \rightarrow 11CO_2 + 13H_2O + 15.04N_2 \quad (۲)$$

[1] Reverse chemistry

در نتیجه، نسبت هوا به سوخت نظری (مقدار هوایی که لازم است تا احتراق به صورت کامل باشد) با توجه به رابطه (۳) در حدود ۵۰:۱ است.

$$AF = \frac{\text{KMOL AIR}}{\text{KMOL FUEL}} \qquad (۳)$$

اکنون میزان انتقال حرارت و دمای شعله بی دررو مورد بررسی قرار می گیرد. انتقال گرما از محفظه به ازای هر کیلومول سوخت، قابل محاسبه است که با داشتن دمای ورودی هوا و سوخت، دمای خروجی محصولات احتراق، آنتالپی های مصرفی، با استفاده از قانون اول ترمودینامیک مطابق با رابطه(۴)، بدست می آید.

$$Q_{c.v.} + \sum_R n_i(\overline{h_F} + \Delta\bar{h})_i = W_{c.v.} + \sum_p n_e(\bar{h}_F + \Delta\bar{h})_e \qquad (۴)$$

که

$$W_{c.v.} = 0 \ , \ Q_{c.v.} = -64 \times \frac{10^5\, kj}{kmol}\, fuel$$

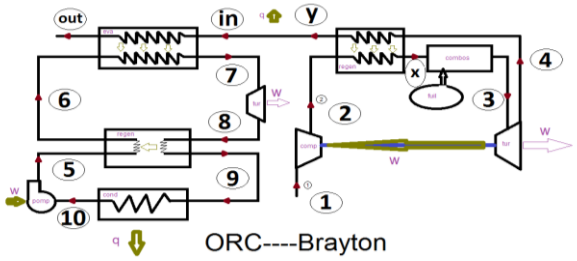
$p, R, \Delta h, \overline{h_F}$ به ترتیب آنتالپی تشکیل یک کیلو مول سوخت در شرایط استاندارد هوا، تغییرات آنتالپی یک کیلو مول سوخت، اندیس واکنش دهنده ها و اندیس محصولات احتراق می باشند.

دمای شعله بی دررو با استفاده از قانون اول ترمودینامیک، رابطه (۵)، حاصل می شود.

$$H_R = H_p$$
$$\sum_R n_i(\overline{h_F} + \Delta\bar{h})_i = \sum_p n_e(\bar{h}_F + \Delta\bar{h})_e \qquad (۵)$$

که $\Delta\bar{h}$ مربوط به هر یک از اجزای محصولات در دمای بی دررو است. از اینرو با روش سعی و خطا می توان دمای محصولات را با حل معادله (۵) بدست آورد. با حدس اولیه دمای شعله بی دررو برابر با ۱۰۰۰ درجه کلوین و با درون یابی خطی نهایتا دمای شعله بی دررو برابر با ۱۳۷۳ درجه کلوین بدست می آید که برای آلیاژهای بدنه محفظه احتراق و پره های توربین نیز، دمای قابل قبولی می باشد.

بنابراین با توجه به حصول اطلاعات مورد نیاز از طریق آزمایشات برای محاسبه کار و گرما در قسمت های مختلف نیروگاه و مشخص بودن اطلاعاتی همچون میزان برق مورد نیاز کارخانه، مقدار تولید سوخت، دمای شعله بی دررو و نسبت سوخت به هوا، به محاسبات سایر قسمت های سیکل درنظر گرفته شده، انجام می شود.



شکل ۴ نمای شماتیک نیروگاه مود مطالعه

با توجه به شکل ۴ می توان گفت که هوا در فرآیند ۱-۲، با دمای ۲۸۸,۲ درجه کلوین و فشارجو (۰/۱ مگاپاسکال) وارد کمپرسوری با بازده ۸۰٪ شده و بعد از متراکم شدن تا فشار (۱ مگاپاسکال) از آن خارج می شود. با حجم کنترل گرفتن حول کمپرسور و بدست آوردن آنتالپی ورود و خروج ،کار مصرفی کمپرسور از رابطه (۶) بدست می آید.

$$w_c = c_{p,mix}(T_2 - T_1)\eta_c = 1.5 \times 244 \times 0.85 = 269.28(Kj/kg) \qquad (۶)$$

که $\eta_c , c_{p,mix}, T_2, T_1$ به ترتیب عبارتند از دمای ورودی و خروجی کمپرسور، ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط سوخت و هوا و بازده کمپرسور.

هوای متراکم پس از خروج از کمپرسور، فرآیند ۲ به ۳، وارد محفظه احتراق می شود. با تزریق سوخت، مخلوطی هوا و غبار به نسبت ۱ به ۵۰، احتراق کامل اتفاق می افتد و محصولات احتراق به دمای ۱۳۷۳ درجه سانتیگراد رسیده و از محفظه احتراق خارج می شود. انرژی گرمایی تولید شده در محفظه احتراق، از رابطه (۷) بدست می آید.

$$q_H = c_{p,mix}.(T_3 - T_x) = 562.3\ (Kj/kg) \qquad (۷)$$

که T_3, T_x به ترتیب عبارتند از دمای ورودی و خروجی محفظه احتراق.

محصولات احتراق پس از خروج از محفظه، فرآیند ۳ به ۴، برای تولید کار وارد توربین گازی با بازده ۸۵٪ می شوند. قسمتی از کار تولید شده مستقیما به کمپرسور انتقال یافته و ما بقی برای تولید برق، به ژنراتور برق با بازده ۸۰٪ منتقل می شود. کار تولید شده توسط توربین از رابطه (۸)، کار خالص داده شده به ژنراتور از رابطه (۹) و بازده سیکل برایتون از رابطه (۱۰) بدست می آید. (قابل توجه می باشد که اتلاف فشار از خروجی کمپرسور تا ورودی به توربین ۱۵kpa در نظر گرفته شده است).

$$w_{t,BC} = c_{p,mix}(T_3 - T_4)\eta_t = 1.5 \times 375 \times 0.85 = 477.95(Kj/kg) \quad (۸)$$

$$w_{net,BC} = w_{t,BC} - w_c = 208.68\ (Kj/kg) \quad (۹)$$

$$\eta_{th,BC} = \frac{w_{net,BC}}{q_H} = \frac{208.68}{562.3} = 0.371 \quad (۱۰)$$

مخلوط خارج شده از توربین گازی، دارای انرژی کمی است ولی همین انرژی کافیست تا با انتقال به تبخیرکننده یک سیکل رانکین آلی و فوق گرم کردن سیال عامل آلی چون تولوئن، در توربین دیگری به کار تبدیل شده و قسمتی از برق مصرفی کارخانه را تولید نماید.تولوئن دارای نقطه بحرانی دما در ۳۲۰ درجه سانتیگراد است و دمای مخلوط خروجی از توربین گازی در حدود ۳۵۰ درجه سانتیگراد می باشد. اتلاف حرارت در لوله های انتقال تا تبخیرکننده، سبب کاهش ۵۰ درجه ای دما می شود. با رساندن دمای تولوئن به ۳۰۰ درجه سانتیگراد در تبخیرکننده، بیشترین کار ممکن از این سیال عامل را می توان در توربین سیکل رانکین آلی بدست آورد. گرمای منتقل شده در تبخیرکننده در فرآیند ۶ به ۷، از رابطه (۱۱) و کار تولید شده در توربین سیکل رانکین آلی از رابطه (۱۲) محاسبه می شود.

$$q_{eva} = h_7 - h_6 = 393.1(Kj/kg) \quad (۱۱)$$

$$w_{t,ORC} = (h_7 - h_8) \times \eta_{t,orc} = 334.135(Kj/kg) \quad (۱۲)$$

که h_8, h_7, h_6 به ترتیب آنتالپی مخصوص ورودی و خروجی تبخیرکننده و آنتاپی مخصوص خروجی توربین سیکل رانکین آلی می باشند. لازم به ذکر می باشد که مقادیر آنتالپی مخصوص از جداول ترمودینامیکی [۱۸] استخراج شده است.

برای بهینه سازی انرژی در سیکل رانکین آلی از یک بازیاب در این سیکل استفاده شده است. انتقال گرما در بازیاب، فرآیند ۸ به ۹، از رابطه (۱۳)، انتقال گرما در کندانسور، فرآیند ۹ تا ۱۰، از رابطه (۱۴) و کار مصرفی توسط پمپ، فرآیند ۱۰ به ۵، از رابطه (۱۵) محاسبه می شود.

$$q_{r,ORC} = h_8 - h_9 = 43.21(Kj/kg) \quad (۱۳)$$

$$q_l = h_9 - h_{10} = 11.46(Kj/kg) \quad (۱۴)$$

$$w_p = (h_5 - h_{10}) \times \eta_P = 4.5456(Kj/kg) \quad (۱۵)$$

که η_p, h_5, h_{10}, h_9 به ترتیب عبارتند از آنتالپی مخصوص ورودی و خروجی تبخیرکننده، آنتالپی مخصوص خروجی پمپ و بازده پمپ.

با استفاده از اطلاعات بدست آمده، می توان کار خالص توربین سیکل رانکین آلی را از رابطه (۱۶) و بازده سیکل رانکین آلی را از رابطه (۱۷) خواهیم داشت:

$$w_{net,ORC} = w_{t,ORC} - w_p = 329.59(Kj/kg) \quad (۱۶)$$

$$\eta_{th,ORC} = \frac{w_{net,ORC}}{q_{eva}} = \frac{329.59}{393.1} = 0.8385 \quad (۱۷)$$

بعد از مدلسازی و محاسبات قسمت های مختلف نیروگاه، اکنون میزان مصرف سوخت و مقدار برق تولید شده در نیروگاه طراحی شده بررسی می شود و در ابتدا صحت طراحی انجام شده با محاسبه دبی سوخت مصرفی نیروگاه بررسی می شود. به عبارت دیگر با توجه به مصرف روزانه ۲,۵مگاوات برق کارخانه و تولید غبار چوب حدود ۸ تن، دبی مصرفی نیروگاه باید با روش سعی و خطا در حدود ۸ تن غبار در روز محاسبه شود و تغییرات لازم در سایر قسمت ها، مثل افزایش یا کاهش دمای محفظه احتراق و یا دبی جرمی سیال عامل در سیکل رانکین آلی صورت گیرد تا این مقایر یعنی دبی تولید غبار در کارخانه و دبی مصرف غبار در نیروگاه با هم برابر شود تا ساخت این نیروگاه امکان پذیر باشد. برای محاسبه دبی سیکل برایتون خواهیم داشت:

$$P_{tot-tur} = \frac{P_{elect}}{\eta_{generator}} = \frac{2.5MW}{0.85} = 2.94MW \quad (۱۸)$$

به عبارت دیگر مجموع دو توربین نیروگاه باید ۲,۹۴ مگا وات توان به ژنراتورها تحویل دهند تا ژنراتورهای با بازه ۸۵٪ بتوانند ۲,۵ مگا وات برق تولید کنند. از طرفی کار تولید شده توسط توربین سیکل رانکین آلی ۱,۹۴ برابر کار تولید شده در توربین سیکل برایتون است. بنابراین مقدار توان تولیدی توربین سیکل برایتون، از رابطه (۱۹) محاسبه می شود.

$$P_{tur-BC} + 1.94P_{tur-BC} = P_{tot-tur} \rightarrow P_{\text{tur-BC}} = 0.9996\text{MW} \quad (۱۹)$$

با توجه به محاسبه کار خالص تولید شده توسط توربین گازی سیکل برایتون، ۲۰۸,۶۸[KJ/KG]، برای محاسبه دبی جرمی مصرفی سیکل برایتون که مخلوطی از هوا و غبار به نسبت۵۰ به ۱ است، از رابطه (۲۰) خواهیم داشت:

$$P_{\text{tur-BC}} = \dot{m}_{\text{air\&}fuel} \times W_{net_{\text{turBC}}} \rightarrow \dot{m}_{\text{air\&}fuel} = 4.79\times10^{3}[\frac{kg}{s}] \quad (۲۰)$$

در دبی جرمی بدست آمده، مقدار دبی جرمی هوا ۵۰ برابر دبی سوخت غبار است. بنابراین برای محاسبه دبی جرمی سوخت غبار، از رابطه (۲۱) خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{\text{air\&}fuel} = \dot{m}_{\text{fuel}} + 50\dot{m}_{\text{fuel}} \rightarrow \dot{m}_{\text{fuel}} = 0.093\times10^{3}\left[\frac{kg}{s}\right] \quad (۲۱)$$

اکنون دبی جرمی، برای محاسبه مصرف روزانه نیروگاه از با رابطه (۲۲) خواهیم داشت:

$$93\left[\frac{kg}{s}\right]\times 60[s]\times 60[\min]\times 24[\mathrm{h}]=8035200\left[\frac{kg}{day}\right] \quad (۲۲)$$

نیروگاه طراحی شده در این پروژه روزانه تقریبا ۸ تن غبار را به عنوان سوخت، مصرف می نماید. این مقدار با روش سعی و خطا بدست آمده است تا با مقدار تولید روزانه غبار در کارخانه نئوپان خلخال به عنوان زباله صنعتی، برابر باشد.

برای بدست آوردن مقدار مورد نیاز سیال عامل تولوئن برای سیکل رانکین آلی، دبی جرمی این سیکل باید محاسبه شود. برای این کار با از رابطه (۲۳)، سهم تولید برق ژنراتور سیکل رانکین آلی که ۸۵٪ بازده دارد، محاسبه می شود و با استفاده از رابطه (۲۴)، مقدار دبی جرمی سیال عامل تولوئن خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} &P_{tur-BC}+P_{tur-ORC}=P_{tot-tur}\rightarrow \\ &P_{tur-ORC}=2.94[MW]-0.9996[MW]=1.94[MW] \end{aligned} \quad (۲۳)$$

$$P_{tur-ORC}=\dot{m}_{tluene}\times W_{net-turORC} \quad (۲۴)$$

با جایگذاری کار خالص توربین سیکل رانکین آلی از رابطه (۲۳)، در رابطه (۲۴) خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{tluene}=\frac{1.94[MW]}{329.59\left[\frac{KJ}{kg}\right]}=5.89\times 10^{3}\left[\frac{kg}{s}\right] \quad (۲۵)$$

به عبارت دیگر با جایگذاری دبی جرمی بدست آمده برای سیال عامل هوا و سیال عامل تولوئن از روابط (۲۰) و.(۲۴)، در رابطه (۲۶) مقدار برق مورد نیاز کارخانه، مجموع مقدار برق تولید شده از ژنراتورها، باید برابر باشد. یعنی باید برابر با ۲,۵ مگاوات باشد.

$$\begin{aligned} &\left\{(\dot{m}_{\mathrm{air}\,\&\,fuel}\times \mathrm{W}_{\mathrm{net}_{t,BC}})+(\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{tluene}}\times \mathrm{W}_{net,ORC})\right\} \\ &\times\eta_{\mathrm{gen}}=2.5\ MW \end{aligned} \quad (۲۶)$$

$$\left((4790\times 208.68)+(5890\times 329.59)\right)\times 0.85=2.4997MW$$

مشاهده می شود که مقدار بدست آمده، با مقدار مورد نیاز کارخانه برابر است. در نتیجه می توان گفت که فرضیات انجام شده قابل قبول بوده و طراحی نیروگاه، با این فرضیات امکان پذیر است.

۳-۴- هزینه ها و انتخاب تجهیزات نیروگاه

برای برآورد هزینه اجرائی نیروگاه طراحی شده، باید تجهیزات نیروگاه مطابق با محاسبات انجام شده در بخش ۴-۲، انتخاب شود. عوامل موثر در انتخاب تجهیزات و نحوه محاسبات در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱ چگونگی انتخاب تجهیزات

نام تجهیزات	عوامل موثر در انتخاب	معادلات
کمپرسور	دبی	معادله (۱۹)
	توان اسمی	معادله (۷)
توربین	دبی	معادلات (۱۹) و (۲۴)
	توان اسمی	معادلات (۱۸) و (۲۲)
پمپ	دبی	معادله (۲۴)
	هد	معادله (۱۵)
ژنراتور	توان اسمی	معادله (۱۸)

بعد از انتخاب تجهیزات با توجه به مشخصات فنی، باید به کیفیت شرکت های تولید کننده و قیمت این تجهیزات نیز مورد بررسی کافی قرار گیرند. سه شرکت معتبر تولید کننده تجهیزات نیروگاهی، جنرال الکتریک امریکا، زیمنس آلمان و آلستوم فرانسه هستند. کیفیت و بازده محصولات جنرال الکتریک در رتبه اول قرار دارند. بطوری که با توربین گازی نوع H و ۴۸۰ مگا واتی شرکت جنرال الکتریک، بازده سیکل گازی به ۶۰٪ هم رسیده است [۱۹]. با این حال به دلیل قیمت بالا و تحریم کشور، استفاده از این محصولات فعلا امکانپذیر نیست. کیفیت محصولات شرکت زیمنس و آلستوم[۲]تقریباً در یک حد می باشد، ولی قیمت محصولات زیمنس ،حدود ۱۰٪ بالاتر از آلستوم است به همین دلیل اکثر نیروگاه های کشور مانند نیروگاه نیشابور و پره سر، از محصولات آلستوم استفاده می نمایند [۲۰].

مشخصات فنی تجهیزات مختلف نیروگاه بر مبنای محاسبات انجام شده در این مقاله در جدول ۲ نمایش داده شده است.

جدول ۲ مشخصات فنی تجهیزات نیروگاه

نام تجهیزات	توان اسمی
توربین نوع pg سری a شرکت آلستوم فرانسه	۲ مگا وات
کمپرسور نوع جریان محوری (توربین شعاعی)آلستوم	۲ مگا وات

[1] Alstom [2]

پمپ سانتریفیوژ ۸ طبقه ۴ اینچی آلستوم	۱ مگا وات
ژنراتور سنکرون سری a شرکت آلستوم فرانسه	۲ مگا وات
کندانسور برج خنک کن P cooler & delta	۳ مگا وات

۵- نتیجه گیری

در این مقاله با توجه به ارزش حرارتی بالای غبار چوب، به تولید برق از زباله صنعتی کارخانه نئوپان خلخال مد نظر قرار گرفته است. در ابتدا به طراحی سیستمی برای جمع آوری تقریبا کامل غبار چوب پرداخته و در ادامه سیکل ترکیبی (ترکیب سیکل توربین گازی برایتون با سیکل رانکین آلی) به عنوان یک راهکار عملیاتی برای تولید برق از منابع حرارتی با دما بالا و دما پایین، معرفی شد.

در کارخانه نئوپان خلخال روزانه در حدود ۲,۵ مگا وات برق مصرف و روزانه ۸ تن غبار تولید شود. سوخت سیکل برایتون، غبار حاصل از سنباده زنی و اره گری تخته های کارخانه نئوپان است. این سیکل روزانه ۸ تن غبار تولید شده در کارخانه را در محفظه احتراق می سوزاند و دمای محصولات احتراق را تا ۱۳۷۳ درجه کلوین گرم می کند تا این محصولات با این دما توربین گازی را به حرکت واداشته و ۲۰۸,۶۸ کیلو ژول بر کیلوگرم کار خالص به ژنراتور سیکل برایتون تحویل دهد. این ژنراتور ۰,۹۹۹۶ مگاوات برق برای مصرف کارخانه تولید می کند. این در حالیست که دمای محصولات احتراق در پی گذر از توربین گازی به ۳۰۰ درجه سانتیگراد رسیده و وارد تبخیرکننده سیکل رانکین آلی می شود. تبخیرکننده این دما را به سیال عامل تولوئن انتقال داده وباعث فوق گرم شدن تولوئن می شود. تولوئن در توربین سیکل رانکین آلی انبساط یافته و ۳۲۹,۵۹ کیلوژول بر کیلوگرم کار خالص به ژنراتور سیکل رانکین آلی تحویل می دهد و ژنراتور ۱,۹۴ مگاوات برق مصرفی کارخانه را تولید می نماید که در مجموع با برق تولید شده در ژنراتور سیکل برایتون، ۲,۵ مگاوات برق مورد نیاز کارخانه در این نیروگاه تولید می شود.

فهرست علایم

P_{elect}	توان الکتریکی تولید شده توسط ژنراتور
$P_{\mathrm{tur-BC}}$	توان تولیدی سیکل برایتون
$P_{tur-ORC}$	توان تولیدی سیکل رانکین آلی
$P_{tot-tur}$	توان تولیدی کل توربینها
$w_{net,ORC}$	کار خالص تولیدی سیکل رانکین آلی
$w_{t,ORC}$	کار تولیدی توربین سیکل رانکین آلی

$W_{net_{t,BC}}$	کار خالص تولید شده توسط توربین سیکل برایتون
$W_{net,t,ORC}$	کار خالص تولید شده توسط توربین سیکل رانکین آلی
w_p	کار مصرف شده توسط پمپ
w_c	کار مصرف شده توسط کمپرسور
η_c	بازده کمپرسور
η_p	بازده پمپ
$\eta_{th,BC}$	بازده گرمایی سیکل برایتون
$\eta_{th,ORC}$	بازده گرمایی سیکل رانکین آلی
q_l	گرمای از دست رفته در تبخیرکننده
$q_{r,ORC}$	گرمای انتقال یافته در بازیاب
q_{eva}	گرمای منتقل شده در تبخیرکننده
$c_{p,mix}$	ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط سوخت و هوا

مراجع:

[1] A. Amiri, M.R. Vaseghi, Waste heat recovery power generation systems for cement production process, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 51, No.1, pp.13-19, 2015.

[2] M. Karvonen, R. Kapoor, A. Uusitalo, V. Ojanen, Technology competition in the internal combustion engine waste heat recovery: a patent landscape analysis, Journal of Cleaner Production, Vol. 112, pp.3735-3743, 2016.

[3] A.F. Agudelo, R. García-Contreras, J.R. Agudelo, O. Armas, Potential for exhaust gas energy recovery in a diesel passenger car under European driving cycle, Applied Energy, Vol. 174, pp. 201-212, 2016.

[4] A. Elson, R. Tidball, A. Hampson, Waste heat to power market assessment, Oak Ridge National Laboratory, 2015.

[5] R. Cipollonea, G. Bianchia, D. Battistaa, G. Contaldib, S. Murgia, Mechanical energy recovery from low grade thermal energy sources, journal of Energy Procedia, Vol.145, pp121– 130, 2014.

[6] N. Sarkar, Polyadenylation of mRNA in prokaryotes, Annual review of biochemistry, Vol. 66, No. 1, pp.173-197, 1997.

[7] D.M. Van de Bor, C.I. Ferreira, C.I and Kiss, A.A., Low grade waste heat recovery using heat pumps and power cycles, Energy, Vol. 89, pp. 864-873, 2015.

[8] A.G. Friotherm, Waste-to-Energy Plant Sysav Malmö, enhancing the overall Energy Efficiency with 2 Unitop® 28C heat pump units, www.friotherm.com.

[9] M. Pasetti, C.M. Invernizzi, P. Iora, Thermal stability of working fluids for organic Rankine cycles: An improved survey method and experimental results for cyclopentane, isopentane and n-butane, Applied Thermal Engineering, Vol. 73, No. 1, pp.764-774, 2014.

[10] A. Martori, Sewer, management of plant raise stink for some in Gold Canyon, East Valley Tribune. 2006, http://www.eastvalleytribune.com.

[11] V. Makarizadeh, H. Lari, Technical review and selection of appropriate technology for the construction of waste incineration plants in Tehran, Journal of electrical engineering, Vol. 12, pp. 131-141, 2001. (in Persion)

[12] P. Ritchard, J. Fatigue, C. Jue, performance of MDF, OSB and chipboard in standard and high-humidity environments, journal of University of Bath (United Kingdom), Vol.117, pp. 124_ 140, 2014.

[13] SH. Kang, Design and experimental study of ORC (Organic Rankine Cycle) and radial turbine using R245fa working fluid, Energy; Vol. 141, pp. 514–24, 2015.

[14] A. Benato, M. Kirn, L. Pierobon, A. Stoppato, F. Haglind, Analysis of hot spots in boilers of units during transient operation, journal of Applied Energy,Vol. 151, pp. 119–131, 2015.

[15] C. Giovani, G. Arriaga, F. Abdelhady, S. Bamufleh, M.Serna-Gonza´lez, M.El-Halwagi, Industrial waste heat recovery and cogeneration involving organic Rankine cycles, journal of Verlag Berlin Heidelberg, Vol. 114, pp. 213-226, 2014.

[16] Y. Chen, C. Lin, Optimal Organic Rankine Cycle Installation Planning for Factory Waste Heat Recovery, journal of Comput Ind Eng, Vol. 47, pp. 570-576, 2013.

[17] P. Lisheng, W. Huaixin, S. Weixiu, Regulation Law of Turbine and Generator in Organic Rankine Cycle Power Generation Experimental System, journal of Trans.Tianjin Univ, Vol. 120, pp. 237-242, 2014.

[18] R.D. Goodwin, Toluene thermophysical properties from 178 to 800 K at pressures to 1000 bar, Journal of Physical and Chemical Reference Data,Vol. 18, No. 4, pp.1565-1636, 1989.

[19] J. Bao, L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 24, pp. 325-342, 2013.

[20] http://www.alstom.com/france/products-services/urban/, Nov. 2016.