مقایسه سیکل‌های رانکین وکالینا و بررسی اکسرژی در سیکل کالینا

محمدرضا محمدی نائینی

دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی

چکیده

منحنی‌های مصرف انرژی روشی ترسیمی برای توصیف افتهای اکسرژی (exergy) در تحول‌های صنعتی می‌باشند. در این پژوهش از همین روش برای سیکل پایه کالینا با قدرت Mw ۳ استفاده شده است. سیکل کالینا تحولی است که در آن انرژی حرارتی به مکانیکی تبدیل می‌شود و در آن می‌توان حرارت اتلافی در دمای پائین را به انرژی مفید مکانیکی در راندمانی بهتر از دیگر انواع ماشین‌های حرارتی تبدیل کرد. در این سیکل بر خلاف سیکل رانکین، از مخلوط آب و آمونیاک بعنوان سیال سیکل استفاده می‌شود لذا با تنظیم مناسب این دو سیال در نقاط مختلف سیکل می‌توانیم بهترین شرایط را برای بهینه‌سازی راندمان کل سیکل ایجاد کنیم و بدلیل اینکه دو نوع سیال در سیکل داریم لذا لازم است تجهیزات اضافی در سیکل در نظر بگیریم. سیکل کالینا بعنوان رقیبی اصلاح شده برای سیکل رانکین بخار، تکامل یافته است. با استفاده از مخلوط آب و آمونیاک بعنوان سیال سیکل و سیستم چگالنده‌ای براساس اصول تبرید جذبی، راندمان سیکل پایه کالینا حدود ۱۰٪ بیشتر از سیکل معمولی رانکین خواهد بود. منحنی مصرف انرژی سیکل کالینا خیلی فشرده است لذا این سیکل بخوبی بهینه می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سیکل، کالینا، رانکین، اکسرژی، خواص ترمودینامیکی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

مقدمه

اولیـن بـار سیکل کالینا در سال ۱۹٤۸ میلادی مطرح گردید و در آن از یک مخلوط دو جزئی با دو نقطـه جـوش مـتفاوت اسـتفاده شد. لذا این مخلوط دارای یک محدوده جوش می‌باشد و در نتیجه در حالتـی کـه دمـا و انـرژی منـبع گـرم متغـیر باشد سیکل می‌تواند خود را برای بدست آوردن بهترین راندمـان تطبیق دهد. در این حالت پروفیل دمای سیال به پروفیل بار حرارتی منبع نزدیکتر می‌شود و در میعان نیز عیناً چنین انعطاف‌پذیری بوجود خواهد آمد. مخلوط دو گانه به ما اجازه می‌دهد با دادن حـرارت بصـورت افزایشی، ازدیاد دمای افزایشی داشته باشیم در حالیکه در سیال یگانه این افزایش بصـورت تغیـیر فاز (مثلاً از فاز مایع به فاز بخار) خودنمائی می‌کند. این مخلوط را در سیکل‌هائی که از منـبع حرارتـی سـوخت فسـیلی، انـرژی زمیـن گرمائـی و یا حتی انرژی هسته‌ای استفاده می‌کنند، می‌توان بکار برد[۱].

در موقـع سردکردن سیال سیکل توسط آب خنک‌کننده، مخلوطی بوجود می‌آید که مقدار زیادی آب و مقـدار کمـی آمونـیاک دارد و بـر عکـس در موقـع فرسـتادن سـیال بـه توربین بخار، مقدار زیادی آمونیاک و مقدار کمی آب در مخلوط ایجاد می‌شود.

یک واحد نمونه از سیکل کالینا در حدود سال ۱۹۹۰ طراحی و ساخته شد و در حومه لوس آنجلس شـروع بکـار نمـود کـه در آن ٦۳ مگاوات برق از حرارت اتلاقی با دمای $٥٤٣C^{\circ}$ تولید شد. با کار این نیروگاه اصول تئوری کالینا مورد تأئید قرار گرفت.

در ایـن سـیکل سـه سـطح فشـار وجـود دارد یکـی سطح بالائی که فشار ورودی به توربین است، دیگـری کـه سـطح متوسـط است و فشار مایع اشباع خروجی از چگالنده می‌باشد و دیگری که سطح پائینـی است و عبارتست از سیال خروجی از توربین که حالت آن توسط شرایط مایع اشباع خروجی از برج جاذب ثابت نگه داشته می‌شود.

محاسـبات سـیکل ترکیبـی کالیـنا نشـان مـی‌دهـد کـه راندمـان حرارتی بجای حدود ٤۰ درصد در سـیکلهای بخار متعارف به حدود ۵۳ درصد می‌رسد ولی بدلیل اضافه شدن یکسری تجهیزات، هزینه این سیکل بیشتر از سیکل‌های متعارف بخارخواهد بود.

در ایـن سـیکل از مخلوط ۷۰ درصد آمونیاک و ۳۰ درصد آب بعنوان سیال استفاده می شود و به همیـن علت می‌توان از این سیکل برای بازیافت حرارت از گازهای ورودی در دماهای کم تا متوسط استفاده نمود.

توربیـن‌هـای گاز در سیکلهای ترکیبی با استفاده از مخلوط آب و آمونیاک، راندمانی ۲ تا ۳ درصد بیشـتر از سـیکلهای ترکیبـی چـند فشـاری که تنها از آب بعنوان سیال سیکل استفاده می‌کنند را، دارا می‌باشند.

در بازیافت حرارتی از گازهای با دمای پائین مثل گازهای خروجی موتور دیزل، سیکل کالینا باعث افـزایش ۲۰ تا ۳۰ درصدی انرژی بازیافتی می‌شود. دلیل اصلی این مزیت آن است که بر خلاف بخار آب نقطـه جـوش مخلوط آب و آمونیاک در یک محدوده دمائی رخ می‌دهد و لذا مقدار انرژی بازیافتی از جریان گازی خیلی بیشتر خواهد بود[۲].

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

در ایـن مقاله معادله حالت مناسب برای مخلوط آب و آمونیاک، با توجه به داده‌های تجربی انتخاب و سـپس سـیکل شبیه‌سازی و راندمان آن محاسبه گردیده و بهینه‌سازی روی آن صورت می‌گیرد و منحنی مصرف انرژی بعنوان بیانی از میزان افت اکسرژی در سیکل کالینا ترسیم می‌شود .

مقایسه بین سیکل کالینا و رانکین

سیکل کالینا نسبت به سیکل‌های رانکین در دمای کم راندمان بهتری دارد زیرا سیال سیکل مخلوط آب و آمونـیاک اسـت و ایـن مخلـوط در سـیکل تغییـر کرده و انرژی حرارتی بیشتری را برای تولید الکتریسیته جذب نموده و برگرداندن انرژی در سطح بالاتری انجام می‌گیرد، لذا توان تولیدی بیشتری بـه ازاء سوخت مصرفی یا حرارت ورودی مشخص ارائه خواهد نمود. درصد اختلاط آب و آمونیاک در سیکل، مشابه سیکل‌های تبرید تغییر می کند و لذا درجه آزادی آن را بالا می‌برد.

خواص ترموفیزیکی مخلوط آب و آمونیاک می‌تواند با تغییر غلظت آمونیاک در مخلوط تغییر کرده و باعـث شـود کـه در سیسـتم تـراکم، بازیافـت انـرژی داشـته باشیم. بهینه کردن سیستم تراکم نیز بوسـیله استفاده از تغییر غلظت آمونیاک امکان‌پذیر بوده و از گازهای خروجی اگزوز می‌توان انرژی بیشتری را بازیافت نمود[۱] و [۳].

از آنجـا کـه در خروجـی توربیـن سـیکل رانکیـن، بخار مرطوب پدید می‌آید، باید تمهیداتی به جهت جلوگـیری از خوردگی در مراحل انتهائی توربین اندیشید، در حالیکه انبساط در توربین سیکل کالینا، بخـار اشـباع ایجـاد نموده و مشکل خوردگی بوجود نمی‌آید. علاوه بر این بدلیل فشار بیشتر بخار و حجـم مخصـوص کمتر، ابعاد سیستم خروجی توربین در سیکل کالینا می‌تواند کوچکتر از سیستم با آب در سـیکل رانکیـن انـتخاب شـود. تجهـیزات مرسـوم مـثل توربیـن‌هـای بخار در سیکل کالینا نیز می‌توانند بکار روند زیرا جرم ملکولی آمونیاک و آب شبیه به هم است [٤] و [٥].

مخلـوط آب و آمونـیاک در یک محدوده دمائی به نقطه جوش می‌رسد در حالیکه آب خالص در یک دمـای معیـن مـی‌جوشد و این دمای متغیر جوشش به سیال سیکل اجازه می‌دهد تا به دمائی نزدیکتر بـه آنچـه گازهـای داغ در دیگ بخار دارند برسد لذا راندمان اکسرژی افزایش می‌یابد. اما در عمل راه مناسـبی برای تقطیر مخلوط آب و آمونیاک به یک سیال برای تکرار سیکل تا ابداع سیکل کالینا وجود نداشـت. با جریان مخلوط در درصدهای مختلف اختلاط آب و آمونیاک در نقاط مختلف سیکل، تقطیر (جـذب) مـی‌توانـد در فشـاری بالاتـر از اتمسفر ولی با غلظت کم آمونیاک رخ دهد، در حالیکه حرارت بـرای عملکـرد بهیـنه سـیکل در غلظـت بیشـتر آمونـیاک انتقال می‌یابد. مخلوط دو فازی مایع و بخار آمونـیاک و آب در حالت تعادل منجر به داشتن آمونیاک بیشتر در فاز بخار خواهد شد زیرا آمونیاک بسـیار فـرار اسـت. اگـر مخلوطی با غلظت مشخص، که بصورت کسر مولی آمونیاک بیان می‌شود و ابـتدا تماماً بخار است را بتدریج سرد کنیم، میعان در نقطه شبنم شروع می‌شود و برعکس وقتی تمام مـایع مخلـوط بـتدریج گـرم شـود، تبخیر در دمای حباب شروع خواهد شد. در حین تبخیر (در فشار ثابت) دمای مخلوط افزایش می‌یابد زیرا ترکیب مایع آن تغییر کرده است. اگر منبع گرما، خروجی یک توربیـن گـاز باشـد، افـزایش دمـای بخار مخلوط آب و آمونیاک بهتر می‌تواند با گاز سرد حاصل از احـتراق هماهنگ شود تا آب خالص که دردمای ثابت به جوش می‌آید. درجه آزادی دیگر بدست آمده عـبارت اسـت از ترکیـب متغیـر، بدیـن ترتیب که چون جدول خواص ترمودینامیکی در سه بعد تغییر

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

مـی‌کـند، مـیان یابی از آن دشوار است اما اگر خواص مشخص بصورت مستقل از متغیرها بصورت جدول در آورده شوند، این کار ساده خواهد شد[۸] و [۱۱].

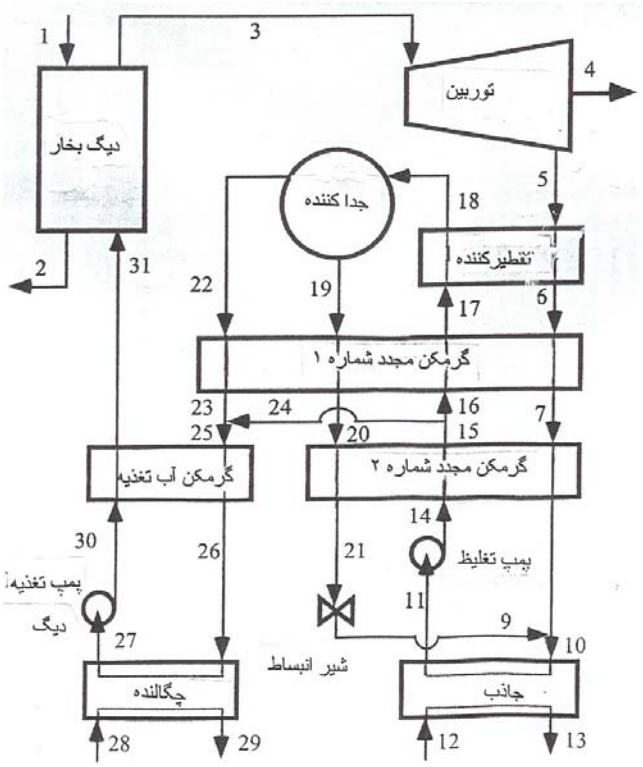
اکسرژی در سیکل کالینا

کیفیـت انـرژی بوسـیله اکسـرژی (exergy) انـدازه‌گـیری می‌شود. هنگامیکه انرژی در یک تحول مـورد اسـتفاده قـرار مـی‌گـیرد کیفیـت آن افـت مـی‌کـند و این به معنی کاهش اکسرژی در آن است. اکسـرژی سـرمایه کمیابـی اسـت کـه روزانـه در حـال از بین رفتن است. منحنی‌های مصرف انرژی (EUD) ابـزار مهم مهندسی برای بهبود راندمان اکسرژی در سیستم‌های تبدیل انرژی میباشند [٦] . افـت هـای اکسـرژی در سیسـتم بوسیله نمایش گرافیکی که تحولهای کلی مفید را توصیف می کنند ، نشـان داده مـی شوند. استفاده از مخلوط چند سیال بعنوان سیال سیکل امکان جدیدی را برای بهبود راندمـان در سـیکلهای قـدرت و تـبرید با تجهیزات با قیمت کمتر فراهم می آورد. مخلوطها می توانند جانشـین مهمـی بـرای مبردهای CFC باشند و مسائل زیست محیطی را کاهش دهند. سیکل کالینا با اسـتفاده از مخلـوط آب و آمونـیاک، راندمـان اکسـرژی را نسـبت به سیکل رانکین معمولی ۱۰ تا ۲۰ درصد افزایش می‌دهد[۷].

سـیکل سـاده شـده کالیـنا در شـکل شـماره (۱) ترسیم شده است که می‌تواند یک سیکل الحاقی به سـیکل اصـلی باشـد کـه بـا گازهـای خروجـی اگزوز دیگ بخار تغذیه شده است (نقاط۱و۲). مخلوط آمونـیاک و بخـار آب در حالـت مـافوق گـرم (۳) در توربیـن منبسـط شـده و کار تولید می‌کند (٤) و خروجـی توربیـن (٥) در سه مرحله سرد شده (٦و٧و٨) و توسط مایع با آمونیاک کم (۹)، رقیق و در جاذب توسط آب سرد (۱۲و۱۳) تقطیر می‌شود (۱۱).

مایع اشباع خارج شده از جاذب توسط پمپ تا فشار میانی متراکم (١٤) و سپس در سه مرحله گرم مـی‌شود (۱۵و۱۷و۱۸). مخلوط اشباع در جداکننده به مایع با آمونیاک کم (۱۹) که در دو مرحله سرد شـده (۲۰ و ۲۱) و در تحـول خفگـی فشارش افت می‌کند (۹)، و بخار با آمونیاک زیاد (۲۲) که در یک مـرحله سرد شده (۲۳) و به آن مقداری از سیال غلیظ اولیه اضافه می‌شود (٢٤) تا تقریباً به نزدیک بخـار آمونـیاک خالص با غلظت حدود ۷۰ در صد برسد (۲۵)، تفکیک می‌شود. آنگاه مخلوط با غلظت آمونـیاک ۷۰ درصـد، سـرد شده (٢٦) و توسط آب سرد (۲۸و۲۹) تقطیر می‌گردد (۲۷). آنگاه بوسیله پمـپ تغذیـه دیـگ بخـار مـتراکم شـده (۳۰) و بـه دیـگ بخار پس از عبور از هیتر آب تغذیه فرستاده می‌شود (۳۱).

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]



شکل ۱ـ سیکل ساده شده کالینا

جرم جریان یافته بین جداکننده و جاذب حدود چهار برابر جریان جرم توربین است، که باعث ایجاد مقداری کار پمپ تغلیظ اضافی می‌شود. این چرخه امکان تغییر در ترکیب بین اختلاط اولیه در جاذب و دادن حرارت در دیگ بخار را فراهم می‌آورد.

با تغییر نقطه شبنم مخلوط، حرارت اتلافی از خروجی توربین که در سیکل رانکین هدر می‌رود را می‌توان برای رقیق کردن مخلوط بخار آب و آمونیاک توسط یک جریان آب مورد استفاده قرار داد، بنابراین تولید مخلوطی با غلظت کمتر آمونیاک که بتواند در دمای خیلی بالاتر غلیظ شود، امکان‌پذیر می‌گردد.

معمولاً خواص ترمودینامیکی سیالات خالص و اطلاعات بدست آمده از محلولهای ایده‌آل برای تعیین خواص مخلوط کافی است. البته پایداری، واکنشهای ثانویه، قابلیت اطمینان و... نیز باید در نظر گرفته شوند [۹] و [۱۰].

منحنی مصرف انرژی

به منظور ترسیم منحنی مصرف انرژی، قوانین اول و دوم ترمودینامیک را نوشته و اکسرژی را که مبین میزان اتلاف در تحولها می‌باشد را بدست می‌آوریم.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

در این مقاله، فرض می‌کنیم که یک سیستم، ترکیبی از تعدادی زیر سیستم‌ها، شامل تحول‌های از دست دادن و بدست آوردن انرژی می‌باشد. با در نظر گرفتن تحول‌ها در یک زیر سیستم، قانون اول ترمودینامیک بیان می‌کند که کل انرژی بقاء دارد:

$$\sum \Delta H_k = 0 \qquad (K = 1,...K') \tag{۱}$$

در این معادله K' تعداد تحولهای زیر سیستم مورد نظر است. با در نظر گرفتن انرژی‌های داده شده و گرفته شده، ین معادله بصورت زیر در می‌آید:

$$\sum \Delta H_k^e + \sum \Delta H_k^i = 0 \tag{۲}$$

که اندیسهای e و i بهترتیب به معنای انرژی خروجی و ورودی می‌باشند.

قانون دوم ترمودینامیک بیان می‌دارد که آنتروپی کل افزایشی است:

$$\sum \Delta S_k = \sum \Delta S_k^e + \sum \Delta S_k^i \geq 0 \tag{۳}$$

آنگاه اکسرژی عبارتست از اتلاف در تحولهای سیستم:

$$\sum \Delta E_k = \sum \Delta H_k - T_0 \sum \Delta S_k = -T_0 \sum \Delta S_k \leq 0 \tag{٤}$$

با در نظر گرفتن ضریب قابلیت استفاده به صورت متغیر $A = \Delta E / \Delta H$ می‌توان معادله اخیر را بفرم زیر نوشت:

$$-\sum \Delta E_k = \sum \Delta H_k^i (A_k^e - A_k^i) \tag{۵}$$

وقتی K' به سمت بینهایت میل کند داریم:

$$-\int dE = \int (A^e - A^i) dH^i \tag{٦}$$

در نتیجه با ترسیم A^e و A^i برحسب H^i، افت اکسرژی در زیر سیستم بوسیله سطح بین A^e و A^i نمایش داده می‌شود که آنرا منحنی مصرف انرژی می‌گوئیم [۱۲] و [۱۳].

روش محاسبه خواص در سیکل کالینا

مدل ساده‌ای برای خواص ترمودینامیکی مخلوط آب و آمونیاک در سیکل کالینا بکار می‌رود. در فاز گاز، بالای دمای اشباع آب T_{SW} فرض می‌کنیم که مخلوط مافوق گرم رفتاری مشابه محلول ایده‌آل آمونیاک مافوق گرم و بخار آب داشته باشد (شکل شماره ۲). وقتی درجه حرارت بین دمای اشباع آب خالص T_{SW} و دمای شبنم مخلوط T_d در فاز گازی باشد، فرض می‌کنیم که آب در حالت بخار ماوراء پایدار (Meta-stable) در فشار مورد نظر می‌باشد. متشابهاً در ناحیه مایع، بین دمای اشباع آمونیاک خالص T_{sa} و نقطه حباب مخلوط T_b فرض می‌کنیم که حالت مایع ماوراء پایدار را برای آمونیاک داشته باشیم. در ناحیه مخلوط دارای بخار مرطوب $T_d>T>T_b$ ، مخلوط بخار اشباع با کسر جرمی آمونیاک Xg و مخلوط مایع اشباع با کسر جرمی آمونیاک X_f را داریم. در ناحیه مایع، زیر نقطه حباب مخلوط T_b، تابع گیبس اضافی برای انحراف از رفتار محلول ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود[۹].

با توجه به منحنی‌های T-X و T-S در شکل شماره (۲) و فرضیات ارائه شده در قسمت قبل، روابط ترمودینامیکی زیر مورد نیاز می‌باشند[١٤] و [١٥]:

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

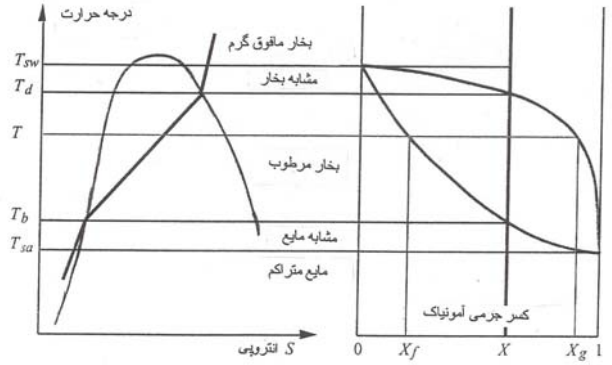
الف) برای آمونیاک و آب خالص:

$$P = P(\rho,T), C_v = C(T) \quad (۷)$$

$$\rho_f = \rho(T_{sat}), P_{sat} = P(T_{sat}) \quad (۸)$$

$$(dP/dT)_{sat} = h_{fg}/(Tv_{fg}) \quad (۹)$$

خواص مواد خالص در جداول یا بوسیله معادلات قابل دسترسی است و اقتباسی از ٤٠ ماده بدست آمده توسط رینولدز در این مقاله مورد استفاده قرار گرفته است[۱۱].



شکل ۲ـ حالتهای مختلف روی منحنی‌های *T-X* و *T-S*

انرژی، انتروپی، انتالپی و اکسرژی در واحد جرم با استفاده از معادله شماره (۷) و روابط ترمودینامیکی زیر محاسبه می‌شوند:

$$u = u_0 + \int_0^T c_{v\infty} dT + \int_0^\rho \frac{1}{\rho^2}(p - T(\frac{\partial P}{\partial T})_\rho)d\rho \quad (۱۰)$$

$$s = s_0 + \int_0^T c_{v\infty}/T dT + \int_0^\rho \frac{1}{\rho^2}(\rho R - (\frac{\partial P}{\partial T})_\rho)d\rho - R\ln\rho \quad (۱۱)$$

$$h = u + pv \quad (۱۲)$$

$$e = h - T_0 S$$

s_0 و u_0 طوری در نظر گرفته می‌شوند که حالت مبنای انتخاب شده برای مایعات اشباع خالص در T_0=۰℃ دارای انتالپی و انرژی صفر باشند. اندیس بینهایت مربوط به گاز ایده‌آل و e به معنای اکسرژی در واحد جرم می‌باشد.

ب) برای مخلوط آمونیاک و آب:

$$T_b = T(P,X) \quad (۱۳)$$

$$T_d = T(P,X) \quad (۱٤)$$

$$g_{sol} = g(P,T,X) \quad (۱۵)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

T_b نقطه حباب و T_d نقطه شبنم و g_{sol} انرژی آزاد گیبس محلول می‌باشند. اطلاعات لازم برای این معادلات از مرجع [۲] بدست آمده است.

حال می‌توان روابطی برای مخلوط آب و آمونیاک در نـواحی مختلف نشان داده شده در شکل شمـــاره (۲) بدست آورد. برای ناحیه بخار مافوق گرم $T>T_{sw}$ داریم:

$$h_{vm}=Xh_{va}(1-X)h_{vm} \quad (۱۶)$$

$$s_{vms}=Xs_{va}+(1-x)s_{vw}-R_m \quad (۱۷)$$

$$(X_m\ln X_m+(1-X_m)\ln(1-X_m)) \quad (۱۸)$$

$$v_{vm}=Xv_{va}+(1-X)v_{vm}$$

برای ناحیه ماوراء بخار $T_{sw}>T>T_d$ سه معادله اخیر و معادلات زیر صادقند:

$$h_{vw} \approx h_{gw}-\bar{c}_{pw}\Delta T \quad (۱۹)$$

$$s_{vw} \approx s_{gw}-\bar{c}_{pw}\ln(T_{sw}/T) \quad (۲۰)$$

$$v_{vw} \approx v_{gw}(T/T_{sw}) \quad (۲۱)$$

$$\Delta T = T_{sw}-T \quad (۲۲)$$

$$\bar{c}_{pw}=((h_{vw})_{T_{sw}+\Delta T}-h_{gw})/\Delta T \quad (۲۳)$$

برای ناحیه بخار مرطوب $T_d>T>T_b$ طبق شکل شماره (۲) یک مخلوط بخار اشباع با کسر جرمی آمونیاک Xg و یک مخلوط مایع اشباع با کسر جرمی آمونیاک X_f اتفاق می‌افتد.

برای بخار اشباع معادلات فوق و برای مایع اشباع معادلات زیر را بکار می‌بریم.

برای آمونیاک ماوراء مایع داریم:

$$h_{la} \approx h_{fa}+\bar{C}_{pa}\Delta T \quad (۲۴)$$

$$s_{la}=s_{fa}+\bar{C}_{pa}\ln(T/T_{sa}) \quad (۲۵)$$

$$v_{la} \approx v_{fa} \quad (۲۶)$$

$$\Delta T = T-T_{sa} \quad (۲۷)$$

$$\bar{C}_{pa}=(h_{fa}-(h_{la})_{T_{sa}-\Delta T})/\Delta T$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

در مخلوط مایع اشباع داریم:

$$h_{lm} = Xh_{la} + (1-X)h_{lw} + h_{sol} \quad (۲۸)$$

$$s_{lm} = Xs_{la} + (1-X)s_{lw} - R_m(X_m \ln X_m + \quad (۲۹)$$

$$(1-X_m)\ln(1-X_m)\ln(1-X_m)) + s_{sol} \quad (۳۰)$$

$$v_{lm} = Xv_{la} + (1-X)v_{lw} + v_{sol} \quad (۳۱)$$

$$h_{sol} = -T^2 \partial(g_{sol}/T)/\partial T \quad (۳۲)$$

$$S_{sol} = (h_{sol} - g_{sol})/T \quad (۳۳)$$

$$v_{sol} = \partial g_{sol}/\partial P$$

همچنین معادلات ارائه شده برای بخار مرطوب در ناحیه ماوراء مایع $T_b>T>T_{sa}$ نیز صادقند و برای ناحیه مایع متراکم $T_{sa}>T$ نیز معادلات ارائه شده برای مخلوط مایع اشباع فوق صادقند.

معادله کلاپیرون در مورد تغییر فاز بصورت زیر نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$h_{fg} = (v_g - v_f)T_s(\partial P/\partial T)_s \quad (۳٤)$$

$$S_{fg} = h_{fg}/T_s \quad (۳۵)$$

یک برنامه رایانه‌ای بر مبنای این معادلات برای بدست آوردن خواص مخلوط نوشته شده است.

در این معادلات اندیس‌ها به قرار زیر هستند، f مایع اشباع، g بخار اشباع، l مایع متراکم، m کسر مولی یا مخلوط، v بخار سوپر هیت، s اشباع، sol محلول.

منحنی انرژی مصرفی برای سیکل کالینا:

با نوشتن برنامه رایانه‌ای خواص مخلوط را با در نظر گرفتن حالتهای مختلف مخلوط آب و آمونیاک و درصدهای متنوع اختلاط آن دو طبق معادلات ارائه شده در قسمت قبل بدست می‌آوریم. آنگاه با داشتن خواص ترمودینامیکی مخلوط در نقاط معلوم سیکل کالینا طبق شکل شماره (۱)، برنامه رایانه‌ای دیگری برای محاسبه خاصیت‌ها در نقاط دیگر سیکل با استفاده از اعمال قوانین بقاء در تک تک المانهای سیکل نوشته و مقدار کمیت A (ضریب قابلیت استفاده) که کمیتی بدون بعد است در همه المانها برای سیال سیکل بدست آورده شده است.

در نهایت شکل شماره (۳) که مبین منحنی انرژی مصرفی برای سیکل کالینای معرفی شده در قسمت قبل می‌باشد ترسیم گردیده است.

این منحنی با ترسیم مقدار انرژی تبدیل شده و همچنین طبقه‌بندی سطوح انرژی در تحول‌های از دست دادن انرژی A^{ed} و بدست آوردن انرژی A^{ea}، وضعیت انتقال انرژی را در قسمتهای مختلف سیکل نمایش می‌دهد.

در تعدادی از نقاط وضع بحرانی به چشم می‌خورد و لذا طراحی سیستم چندان آسان نیست و دقت زیادی مخصوصاً در این نقاط باید بکار برده شود. توزیع یکنواخت افت اکسرژی نشان می‌دهد که این سیستم خوب بهینه‌سازی شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

این منحنی به قسمتهای مختلف براساس اجزاء سیکل کالینا طبق شکل شماره (۱) تقسیم شده است. این شکل بوضوح نشان می‌دهد که آیا کیفیت انرژی تولیدی (اکسرژی) مناسب است یا خیر و علاوه بر آن میزان اضافی بودن آنرا نیز معین می‌کند.

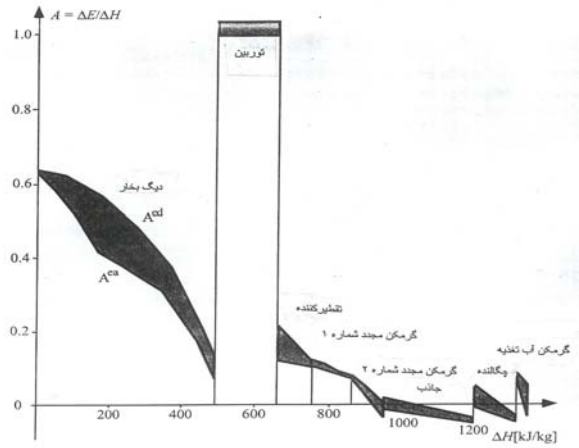
کل افت اکسرژی در هر زیر سیستم بصورت مساحت بین خطوط انرژی گرفته شده و داده شده A^{ed} و A^{ea} بصورت سطوح تیره شده ، نمایش داده می‌شوند.

در دیگ بخار اکسرژی ناشی از گازهای خروجی بصورت خط انرژی داده شده با منحنی نزولی، به مخلوط آب و آمونیاک منتقل شده است و مشاهده می‌شود که جوشش در دمای متغیر در قسمت میانی خط انرژی گرفته شده، ترسیم شده است.

برای گاز منبسط شده در توربین، انرژی توسط سیال از دست داده می‌شود و در نتیجه در توربین کار بوجود می‌آید و سطح این انرژی به بالاتر از واحد می‌رسد $A>1$ ، در حالیکه کار با $A=1$ مبین دریافت انرژی توسط سیکل می‌باشد.

مساحت بین این دو سطح انرژی داده شده و گرفته شده توسط سیال مبین افت اکسرژی در توربین بوده و کار تولید شده بصورت عرض ΔH^{ea} محاسبه می‌شود. چون کمیت A بدون بعد است لذا می‌توانیم با ترسیم این منحنی وضعیت تمام سیکل‌های کالینا را ارائه دهیم و به سادگی بتوانیم سیکل‌های مختلف را با هم مقایسه نمائیم.

بقیه قسمت‌های این منحنی نشان دهنده تبادل حرارت بین سیال سیکل و محیط در باقیمانده زیر سیستم‌ها که شامل گرمکن مجدد شماره (۱) و شماره (۲)، تقطیر کننده، چگالنده، جاذب، گرمکن آب تغذیه می‌باشند که با توجه به آن یک سیستم خیلی خوب بهینه شده را نمایش می‌دهند.



شکل شماره ۳ـ منحنی مصرف انرژی برای سیکل کالینا

نتیجه‌گیری

سیکل کالینا دارای راندمانی حداقل ۱۰ درصد بیشتر از بقیه انواع ماشین‌های حرارتی بوده و در عمل ساده و قابل دسترس و دارای هزینه‌های تعمیرات و نگهداری و بهره‌برداری بسیار پائین

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

می‌باشد و اثرات تخریبی آن روی محیط زیست نیز اندک است. راندمان حرارتی بالاتر، هزینه‌های تولید کمتر، کاهش انرژی خروجی، انرژی کمتر لازم برای گرم کردن سیال سیکل، مصرف سوخت کمتر، برگرداندن انرژی بیشتر، قیمت کمتر الکتریسیته تولیدی در هر کیلووات ساعت، از مزایای سیکل قدرت کالینا می‌باشند. روابط ترمودینامیکی نیز در سیکل کالینا دقیقاً طبقه‌بندی شده است و تمام اجزاء سیکل کالینا مشخص و معلوم و غیر راکد هستند.

مخلوط آب و آمونیاک از نظر قابلیت اشتعال کم خطرتر از بقیه سیال‌هاست و نشت آمونیاک با توجه به بوی آن مبین اعلام نشتی گاز می‌باشد. سیال سیکل متشکل از مخلوط آب و آمونیاک خیلی بهتر انرژی حرارتی را در مبدلهای حرارتی جریان مخالف منتقل می‌کند تا هیدروکربنهای از دستهٔ متان یا سایر سیال‌های ارگانیک(ORC)، لذا سیکل کالینا بر سیکل رانکین ارگانیک (ORC) نیز برتری دارد. و علاوه بر آن راندمان سیکل کالینا نیز نسبت به سیکل (ORC) حدود۳۰ تا۸۰ درصد بیشتر است (راندمان بیشتر در دماهای کمتر منابع سرد و گرم). میعان مخلوط آب و آمونیاک نیز در یک محدوده دمائی رخ می‌دهد لذا امکان بازیافت انرژی اضافی را در سیستم پدید می‌آورد. بر خلاف سیکل رانکین که دمای پائین (متأثر از محیط)، فشار چگالنده را محدوده کرده و توان تولیدی سیستم را کم می‌کند، فشار چگالنده در سیکل کالینا می‌تواند خیلی بیشتر باشد و دمای آب سردکننده روی توان تولیدی توربین همانند سیکل رانکین اثر نمی‌گذارد.

در این مقاله سیکل کالینا تبیین شده و مشخصات تبدیل انرژی در سیکل کالینا، بوسیله ترسیم منحنی مصرف انرژی توضیح داده شده است و نشان می‌دهد که سیکل کالینا خیلی خوب بهینه‌سازی شده است. همچنین روش منحنی مصرف انرژی بطور مؤثر رفتارهای داخلی سیکل را با نشان دادن توزیع افت اکسرژی برای هر تبدیل انرژی بوضوح نمایش می‌دهد. افت اکسرژی در دیگ بخار بیشترین مقدار در تمام زیر سیستم‌ها می‌باشد اما از این منحنی مشاهده می‌کنیم که برای بهبود آن مطالعات بیشتری لازم است.

فهرست علائم:

ظرفیت حرارتی = C

اکسرژی در واحد جرم = e

انرژی آزاد گیبس در واحد جرم = g

انتالپی در واحد جرم = h

فشار = p

ثابت جهانی گاز = R

انتروپی در واحد جرم = s

درجه حرارت = T

نقطه حباب = T_b

نقطه شبنم = T_d

نقطه بحرانی = Tc

دمای اشباع ماده خالص = T_S

انرژی در واحد جرم = u

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]

حجم مخصوص =v
کسر مولی آمونیاک = Xm
کسر جرمی آمونیاک = X
جرم مخصوص = P

منابع:

1- El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985a, " A Theoretical comparison of the Rankine and Kalina Cycle", ASME publication AES-Vol. 1.
2- El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985b, "Thermodynamic properties of Water-Ammonia Mixtures Theoretical Implementation for Use in power Cycles Analysis" , ASME publication AES-Vol. l, 1985.
3- lsson, E.K. et alia, Analysis of Kalina Cycle Designs, Internationa Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition, May 1993.
4- Haar, L. and Gallagher, J. S., 1978, " Thermodynamic properties of Ammonia", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 7, no. 30, pp.635-792.
5- Ishida, M. and Kawamura, K., 1982, Ind. Engng Chem., Process Des. Dev. 21, 960.
6- Ishida. M. and Zheng, d., 1986. " Graphic exergy analysis of chemical process systems by a graphic simulator, GSCHEMER", Computers and Chem. Eng., vol. 10, no. 6, pp. 525-532.
7- Ishida, M., Zheng, D., and Akehata, T., 1987, " Evaluation of chermical-looping-combustion power – generation system by graphic exergy analysis ", Energy, vol. 12, no. 2, pp. 147-154.
8- Kalina, A.L., 1984, "Combined Cycle system with Novel Bottoming Cycle", ASME Journal of Engineering for power, vol. 106, no. 4, Oct. 1984, pp.737-742 or ASME 84-GT-135, Amsterdam.
9- Kalina, A. l., Tribus, M., and El-Sayed, Y.M., 1986, "A Theoretical Approach to the Thermodynamic properties of Two-Miscible-Component Mixtures for the purpose of power-Cycle Analysis ", presented at the Winter Annual Meeting, ASME, Anaheim, California, December 7-12, publ. no. 86-WA/HT-54.
10- Keenan, J.H., Keyes, F. G., Hill, P.C., and Moore, J. G., 1969, Steam Tables, John Wiley and Sons, Inc., New York.
11- Reynolds, W. C., 1980, Thermodynamic properties in SI- graphs, tables and computational equations for 40 substances, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Sanford, CA 94305.
12- Jurgen, R.K., The promise of the kalina cycle, IEEE Spectrum, Ap. 1986.
13- Marstone, C.H., Parametric Analysis of the kalina Cycle, J. of Eng. For Gas turbines & Power, Jan 1990.
14- Marstonc, C.H., Advanced Energy System, Development of Adjustable Proportion Fluid Mixture Cycle, Mech. Eng., Sept 1992.
15- Olsson, E.K. & E.B. Thorin, Kalina cycle for power generation from industrial waste Heat, Proceeding of Florence World Energy Research Symp., July 1994.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-12]