



تحلیل انرژی و انرژی چرخه تبرید جذبی ترکیبی گس-اجکتوری؛ اجکتور با هندسه مشخص

علی صابری^۱، امیر سرورالدین آبادی^۲، سیدمحمد سیدمحمودی^{۳*}

۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۳- دانشیار دانشکده مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی ۵۱۶۶۶-۱۴۷۶۶، s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

چکیده- در این مقاله یک چرخه تبرید گس-اجکتوری پیشنهاد و عملکرد ترمودینامیکی آن با چرخه‌های تبرید تک اثره اجکتوری، گس ساده، و تک اثره ساده مقایسه شد. برای اجکتور، بر اساس تئوری کینان و بهره‌گیری از مدل‌های ارائه شده در ادبیات فن، مدل جدیدی ارائه و اعتبار دهی شد و سپس با مدل‌های توسعه داده شده در نرم‌افزار ای ای اس (جهت شبیه‌سازی فرایندها در چرخه‌ها) ترکیب شد. با بدست آوردن نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه برای اجکتور، سه اجکتور با مشخصات فوق، برای یکارگیری در چرخه تبرید گس-اجکتوری و تبرید تک اثره اجکتوری انتخاب شدند. با تغییر دماهای اواپراتور و ژنراتور عملکرد این چرخه‌ها از نقطه نظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان می‌دهد که بازده قانون اول و دوم چرخه گس-اجکتوری به ترتیب در حدود ۲۵ و ۱۶ درصد نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره اجکتوری، در شرایط یکسان، افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که برای چرخه ترکیبی گس-اجکتوری، افزایش دمای ژنراتور ابتدا باعث افزایش و سپس باعث کاهش قانون اول و دوم می‌شود در حالی که در شرایط مشابه افزایش دمای ژنراتور منجر به کاهش بازده قانون اول و دوم چرخه تبرید تک اثره اجکتوری می‌شود. نتایج همچنین بیان می‌کند که اجکتور سهم بالایی را در نرخ نابودی انرژی چرخه گس-اجکتوری به خود اختصاص می‌دهد.

کلیدواژگان: اجکتور، تبرید جذبی، چرخه گس، ضریب عملکرد، انرژی.

Energy and exergy analysis of a combined GAX- ejector absorption refrigeration cycle, specific ejector geometry

A. Saberi Mehr¹, A. Sorouraddin², S.M. Seyed mahmoudi^{3*}

1, 2- MSc. of Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

3- Assoc. Prof. of Mech. Eng., Tabriz Univ., Tabriz, Iran

* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, Iran. s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

Abstract- In this article, a combined GAX-ejector absorption refrigeration cycle is proposed and its performance is compared with those of combined single effect-ejector, simple GAX and single effect absorption refrigeration cycles. For the ejector, based on the Keenan's theory, a new model is developed and validated and then is combined with the developed models in the EES software (for simulating the processes in the cycles). After obtaining the optimum critical area ratio for the ejector, three different ejectors, with the mentioned specification, are selected for the combined GAX-ejector and combined single effect-ejector cycles. The performance of these cycles is investigated through changing their evaporator and generator temperatures. Results indicate that, at identical conditions, the COP and second law efficiency of the combined GAX-ejector cycle are around 25% and 16% higher than those of the combined single effect-ejector absorption refrigeration cycle. In addition, it is observed that as the generator temperature increases from 140 °C to 170°C, the COP and second law efficiency of combined GAX-ejector cycle are maximized at a particular generator temperature. However, at similar condition, an increase in generator temperature results in a decrease of the COP and second law efficiency of combined single effect-ejector refrigeration cycle. Moreover, it is revealed that the ejector has the second highest contribution (after generator-absorber assembly) in the total exergy destruction.

Keywords: Ejector, Absorption System, GAX cycle, Coefficient of Performance, Exergy.

۱- مقدمه

اگر چه توسعه اولیه چرخه تبرید جذبی به سال‌های خیلی قبل (در حدود ۳۰۰ سال قبل) بر می‌گردد، ولی اخیراً استفاده از چرخه‌های تبرید جذبی به دلیل استفاده از مبردهای طبیعی همچون محلول آب-آمونیاک یا لیتیوم برومید-آب که محیط دوست هستند و همین طور به خاطر این که می‌توانند با منابع دما پایین مانند انرژی خورشیدی، زمین گرمایی و انرژی هدررفت کار کنند، بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. یکی از انواع چرخه‌های تبرید جذبی که اولین بار توسط الکرنیچ، بر اساس استفاده از بازیافت حرارتی در داخل چرخه، ارائه شد، چرخه تبرید جذبی گکس^۱ است [۱].

گاریملا و همکاران علاوه بر بررسی دمای محیط بر روی عملکرد چرخه گکس برای کاربرد گرمایش و سرمایش بازده چرخه گکس را ۱/۱۵ و ۰/۹۲۵ بدست آوردند [۲]. یک سال بعد نیز گوسمن و همکاران علاوه بر بررسی چرخه گکس برای کاربرد گرمایش و سرمایش، تأثیر بخار خروجی از رکتیفایر^۲ را بررسی کردند. آنها نشان دادند که در خروجی رکتیفایر می‌توان بخار سردساز ۹۹ درصد بدست آورد [۳]. کنگ و کاشیواگی [۴] عملکرد چرخه گکس را با چرخه تبرید جذبی تک اثره برای پل‌های گرمایشی مقایسه کردند. آنها تحلیل پارامتریکی بر روی UA انجام دادند و نشان دادند که تأثیر آن در چرخه گکس بیشتر از پل‌های گرمایشی است و مقدار بهینه آن در نسبت تقسیم^۳ ۰/۸۷ خواهد بود. ولزارگوه و همکاران [۵] چرخه گکس با منبع خورشیدی را تحلیل نموده و ضریب عملکرد آن را در ظرفیت تبرید ۱۰/۶ کیلووات برابر ۰/۸۵ گزارش کردند. در حالت کلی نتایج مطالعه محققان نشان می‌دهد که ضریب عملکرد چرخه تبرید گکس به میزان ۳۰-۲۰ نسبت به تبرید جذبی مرسوم بیشتر است [۶].

کنگ و همکاران [۷] با بکارگیری کمپرسور در چرخه گکس (گکس هیبرید) مطالعه پارامتریکی انجام دادند. آنها ۴ آرایش مختلف گکس هیبریدی را برای کاربردهای مختلف ارائه دادند. در دو آرایش مشابه کمپرسور باعث افزایش فشار کندانسور می‌شد و در دو آرایش دیگر کمپرسور باعث افزایش فشار جاذب می‌گشت. رامش کومار و ادایا کومار [۸] تأثیر اختلاف

غلظت محلول غلیظ و رقیق^۴ را بر روی چرخه گکس هیبریدی بررسی کردند. آنها بهینه اختلاف غلظت را در حدود ۰/۴ گزارش دادند. آنها همچنین گزارش دادند که بازده قانون اول چرخه گکس هیبریدی، که در آن کمپرسور باعث افزایش فشار جاذب می‌شود، ۲۶ درصد نسبت به بازده چرخه گکس استاندارد (ساده) بیشتر است. ژنگ و همکاران [۹] برای اولین بار چرخه گکس را از نقطه نظر بازده قانون دوم مورد بررسی قرار دادند. آنها گزارش کردند که بازده قانون اول و دوم چرخه گکس نسبت به چرخه تبرید جذبی تک اثره متداول به ترتیب ۳۱ درصد و ۷۸ درصد بیشتر است. یاری و همکاران [۱۰] تأثیر دمای ژنراتور را بر روی چرخه گکس و گکس هیبریدی از نقطه نظر قانون اول و دوم بررسی کردند. آنها نشان دادند که با افزایش دمای ژنراتور برای بازده قانون اول و دوم نقطه بهینه‌ای ایجاد می‌شود. همچنین آنها گزارش دادند که تأثیر تغییر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون دوم بیشتر از بازده قانون اول است.

با توجه به اینکه اجکتور وسیله‌ای ارزان و بدون قطعات متحرک است، استفاده از آن در چرخه‌های ترمودینامیکی بیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است. تئوری یک بعدی اجکتور، به عنوان تئوری اساسی و اولیه برای طراحی آن، بر اساس رفتار گاز ایده‌ال، با بکارگیری روابط انرژی، جرم و مومنتم برای اولین بار توسط کینان و همکاران ارائه شد [۱۱]. ماندی و باگستر تئوری جدیدی برای فرمول‌بندی رفتار اجکتور ارائه کردند. این تئوری بر این فرض استوار است که تا زمانی که سرعت جریان ثانویه به سرعت صوت نرسیده، جریانهای اولیه و ثانویه به صورت دو جریان جدا از هم رفتار می‌کنند. همچنین فرض شده است که اختلاط دو جریان بعد از خفگی جریان ثانویه در سطح مقطعی در داخل بخش مکش اجکتور رخ می‌دهد [۱۲]. عالیی و همکاران دو مدل ارائه کردند [۱۳]، در یکی از مدل‌ها با اعمال معادلات حالت پایای انرژی، مومنتم و پیوستگی در نازل، دیفیوزر و بخش اختلاط سعی در تعیین فشار و سرعت در بخش‌های مختلف از سیستم داشتند. علاوه بر این آنها با اعمال ضرایبی تلفات ناشی از دیواره نازل و تلفات موجود در بخش اختلاط و دیفیوزر را در نظر گرفتند. در مدل دوم علاوه بر فرضیات موجود در مدل اول، جریان داخل

1. GAX Absorption Refrigeration Cycle
2. Rectifier
3. Split Ratio

چندانی روی نتایج نمی گذارند و می توان این ضرایب را مقادیر ثابت فرض کرد. مانی و سلواراجو نتیجه گرفتند که هنگامی که جریان مخلوط از بخش سطح مقطع ثابت عبور می کند، به علت اصطکاک دچار تلفات می شود. یوو و همکاران [۲۰] با استفاده از مدلی مشابه مدل رگداکیس و الکسیسبر پایه روند بازده ایزنتروپیک، نسبت مکش^۳ را برای اجکتور بدست آوردند. در همین سال ژو و همکاران [۲۱] بر پایه تئوری هوانگ مدل دو بعدی برای اجکتور ارائه دادند، آنها فرض نمودند که اختلاط دو جریان در ورودی قسمت سطح مقطع ثابت شروع می شود. آنها همچنین با ارائه روابطی تلفات حاصل از اختلاط دو جریان در قسمت سطح مقطع ثابت را به صورت دو بعدی در نظر گرفته و تحلیل نمودند. مدل آنها دارای معادلات کمتری نسبت به مدل یک بعدی متناظر است.

صابری مهر و همکاران [۲۲] اجکتور را با دو آرایش مختلف در چرخه تبرید جذبی گس ترکیب کردند. آنها گزارش کردند که زمانی که خروجی اجکتور به کندانسور تخلیه می شود ضریب عملکرد چرخه ترکیبی ۱۶/۷ درصد نسبت به گس ساده افزایش می یابد. در کار ارائه شده توسط صابری و همکاران تأثیر پارامترهای طراحی بر روی هندسه اجکتور، و این که عملکرد اجکتور طراحی شده با تغییر پارامترهای طراحی به چه شکل تغییر می کند، مورد بررسی قرار نگرفته است. در کار حاضر به این مهم پرداخته شده و بر پایه تئوری کینان، مدلی جدید برای اجکتور ارائه می شود. مدل ارائه شده توسط نتایج تجربی موجود در ادبیات فن اعتباردهی می شود. در این مقاله، دو چرخه ترکیبی: الف- ترکیب اجکتور با چرخه تبرید گس (گس اجکتوری) و ب- ترکیب اجکتور با تبرید تک اثره (تبرید تک اثره اجکتوری) مورد بررسی ترمودینامیکی قرار می گیرند. آرایش این چرخه ها به گونه ای است که خروجی اجکتور به کندانسور تخلیه می شود. برای هر دو چرخه ترکیبی، در شرایط مختلف عملکردی، سه اجکتور طراحی شده و در هر یک از چرخه ها (شش مورد)، تأثیر تغییر پارامترهای مختلف روی عملکرد چرخه های ترکیبی مورد بررسی قرار می گیرد.

۲- توصیف چرخه

شکل ۱ شماتیکی از طرح چرخه تبرید جذبی تک اثره

اجکتور را به عنوان یک گاز ایده آل با گرمای ویژه ثابت برای هر دو منطقه فوق گرم و منطقه اشباع فرض کردند. ایمس و همکاران [۱۴]، مدل اصلاح شده ای را براساس مدل کینان ارائه دادند که برگشت ناپذیری های نازل اولیه، محفظه اختلاط و دیفیوزر را بدون در نظر گرفتن موج ضربه سیال ثانویه بیان می کرد. هوانگ و همکاران مدلی را بر پایه تئوری ماندی و باگستر ارائه کرد که در آن اختلاط به صورت فشار ثابت و در بخش سطح مقطع ثابت^۱ ارائه شد [۱۵]. دقت نتایج ایشان در تخمین نسبت مساحت اجکتور و نسبت مکش به ترتیب برابر ۱۰ و ۱۵ درصد گزارش شد. بیشتر مدل های ارائه شده برای اجکتور بر پایه مدل گاز ایده آل بود، در سال ۲۰۰۰ رگداکیس و الکسیس [۱۶] با استفاده از روابط ترمودینامیکی مدل ماندی را بهبود دادند. آنها این مدل را برای تحلیل عملکرد اجکتور بر روی سیستم سردسازی تهویه پیریزی نموده و گزارش کردند که موج ضربه سیال ثانویه تأثیر مهمی بر روی بازده چرخه دارد. در همان سال آنها با ترکیب کردن اجکتور بر روی چرخه تبرید جذبی تک اثره تأثیر افزایش دمای ژنراتور و کندانسور را بر روی چرخه ترکیبی بررسی نمودند. نتایج مطالعه آنها نشان داد که مقدار ضریب عملکرد^۲ برای چرخه ترکیبی در شرایط کاری مشخص می تواند ۱/۶ تا ۹۰/۴ درصد بیشتر از چرخه تبرید جذبی مرسوم در همان شرایط باشد [۱۷]. رگداکیس و الکسیس در سال ۲۰۰۲ دو آرایش مختلف برای چرخه تبرید جذبی اجکتوری ارائه داده و تأثیر دمای اواپراتور و نسبت فشار اجکتور را در هر دو آرایش بررسی کردند. در شرایط کاری مشخص ضریب عملکرد آرایش اول را در حدود ۱/۰۹۹ تا ۱/۳۵۵ و ضریب عملکرد آرایش دوم را در حدود ۰/۲۴۷ تا ۰/۳۸۲ گزارش شد [۱۸]. مانی و سلواراجو [۱۹] مدلی را بر اساس تئوری ماندی و باگستر برای شرایط کاری بحرانی اجکتور ارائه کردند که در آن تلفات اصطکاکی در بخش سطح مقطع ثابت وابسته به سرعت بود، علاوه بر این آنها کمترین مقدار برای فاکتور سطح بر دبی جرمی، کمترین سرعت جریانهای اولیه و ثانویه را در خروجی نازل اولیه و کوچکترین گلوئی آیرودینامیک مشخص کردند. آنها با مقایسه نتایج تجربی و تئوری نتیجه گرفتند که ضرایب اتلافی برای جریان اولیه و ثانویه و نیز برای جریان مخلوط گذرنده از دیفیوزر تأثیر

1. Constant Area Section

2. Coefficient of Performance (COP)

3. Entrainment Ratio

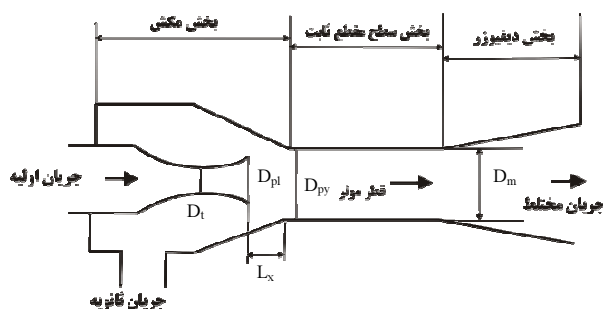
بخار آمونیاک با غلظت بالا از رکتیفایر خارج شده و به عنوان سیال اولیه وارد اجکتور شده و پس از اختلاط با سیال ثانویه با فشاری بالاتر از فشار اواپراتور وارد کندانسور می‌شود. محلول کندانس شده خروجی از کندانسور، که به صورت مایع اشباع است، با عبور از پیش سرد کنو شیر فشار شکن ۲ وارد اواپراتور می‌شود. محلول در اواپراتور با دریافت گرما، گرم‌تر شده و پس از عبور از پیش سرد کن دو قسمت می‌شود که بخشی از آن به عنوان سیال ثانویه وارد اجکتور شده و بخش دیگر وارد جاذب می‌شود.

در شکل ۲ چرخه تبرید گس اجکتوری به صورت شماتیکی نشان داده شده است. تفاوت اساسی بین چرخه‌های گس اجکتوری و تک اثره اجکتوری در این است که در چرخه گس اجکتوری ژنراتور و جاذب به دو قسمت دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شود. گرما از قسمت دما بالای جاذب به قسمت دما پایین ژنراتور منتقل می‌شود. این عمل باعث کاهش گرمای لازم از منبع خارجی شده و در نتیجه سبب افزایش بازده چرخه شود. همچنین در این چرخه محلول ضعیف خروجی از جاذب (نقطه ۱) پس از تراکم جهت استفاده از گرمای جاذب دوباره به قسمت جاذب فرستاده می‌شود.

۳- اجکتور

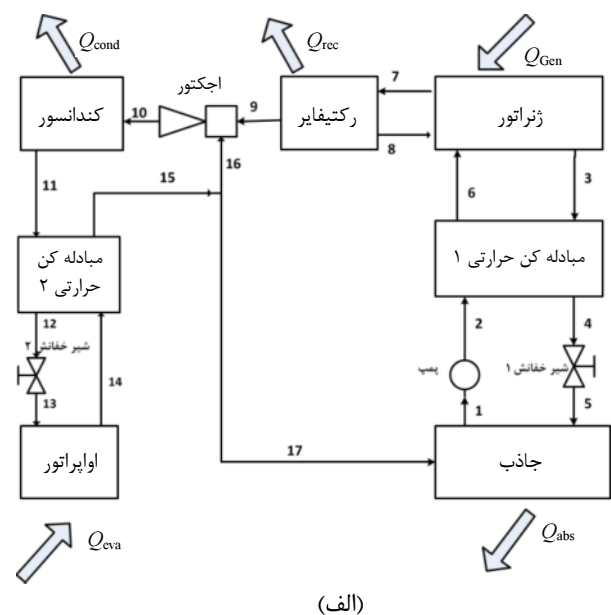
۳-۱- معادلات حاکم

اجکتور به عنوان جزء کلیدی چرخه ترکیبی ارائه شده، تأثیر زیادی بر روی عملکرد چرخه دارد. شکل ۳ شماتیکی از اجکتور را نشان می‌دهد. جریان اولیه با خروج از نازل اولیه منبسط شده و بدون اختلاط با جریان ثانویه موجب شتاب گرفتن جریان ثانویه می‌شود.

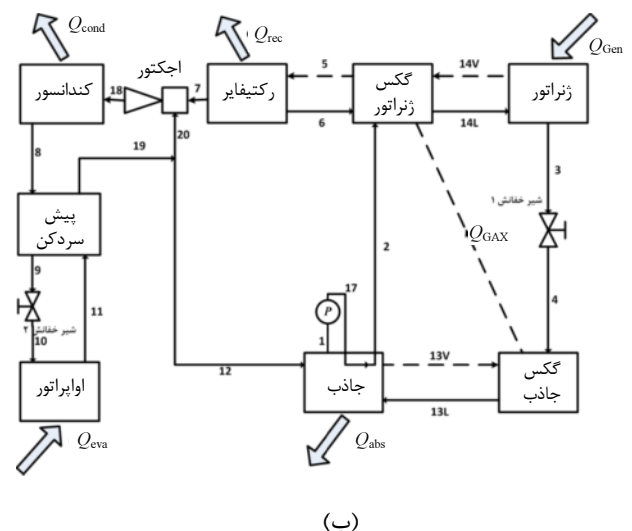


شکل ۲ شماتیکی از طرح اجکتور

اجکتوری را نشان می‌دهد. محلول آب-آمونیاک با دریافت گرما در ژنراتور جوشیده و بخار غلیظ آمونیاک تولید می‌شود. محلول قوی خروجی از ژنراتور (دارای آب بیشتر) با گذشتن از مبادله کن گرمایی ۱ سردتر شده و با عبور از شیر فشار شکن ۱ (با فشار پایین) وارد جاذب^۱ می‌شود. محلول در جاذب در اثر فرایند جذب (گرما زا) ضعیف‌تر شده و پس از خروج از آن وارد پمپ می‌شود. محلول ضعیف پس از پمپاژ با عبور از مبادله کن گرما گرم‌تر شده و وارد ژنراتور می‌شود.



(الف)



(ب)

شکل ۱ الف- چرخه تبرید جذبی تک اثره اجکتوری ب- چرخه تبرید جذبی گس اجکتوری

1. Absorber

برنامه، می توان خواص ترمودینامیکی جریان در خروجی نازل را مشخص کرد.

$$\dot{m}_{ps} = \frac{A_{p1} V_{e_{p1s}}}{v_{p1s}} \quad (3)$$

$$V_{e_{p1s}} = \sqrt{2(h_{pts} + \frac{V_{e_{pts}}^2}{2} - h_{p1s})} \quad (4)$$

جریان مبرد در گذر از بخش های مختلف اجکتور، به علت تغییرات مومنتم و اصطکاک دیواره، دچار اتلافاتی می شود که این تلفات به صورت بازده آیزونتروپیکی در بخش های مختلف اجکتور اعمال می شود. در مورد نازل اولیه نیز با استفاده از رابطه بازده آیزونتروپیکی نازل، آنتالپی واقعی در خروجی نازل بدست می آید. حال با بکارگیری مجدد روابط قبلی، دبی جرمی و خواص ترمودینامیکی واقعی جریان اولیه در خروجی نازل تعیین می شود.

$$\eta_{pr} = \frac{h_g - h_{p1}}{h_g - h_{p1s}} \quad (5)$$

با وارد کردن قطر خروجی نازل اولیه (D_{p1}) مقدار دبی جرمی جریان اولیه ($\dot{m}_p$) بدست می آید. اختلاط بین دو جریان زمانی رخ می دهد که جریان ثانویه به سرعت صوت برسد. همان طور که گفته شد این اتفاق در بخش سطح مقطع ثابت رخ می دهد و فشار دو جریان در این مقطع یکسان است. با حل همزمان معادلات زیر، آنتالپی، سرعت، حجم ویژه و مساحت مقطع اشغال شده توسط جریان اولیه، درست قبل از شروع اختلاط دو جریان A'_{pA} ، محاسبه می شود.

$$h_{p1} + \frac{V_{e_{p1}}^2}{2} = h_{pA} + \frac{V_{e_{pA}}^2}{2} \quad (6)$$

$$\dot{m}_p = \frac{V_{e_{pA}} A'_{pA}}{v_{pA}} \quad (7)$$

$$D'_{pA} = \sqrt{4 \frac{A'_{pA}}{\pi}} \quad (8)$$

در واقع D'_{pA} قطر توسعه یافته جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر است، اگر فرایند بین دو مقطع آیزونتروپیکی فرض شود. باید توجه داشت که به علت لغزش و اثر ویسکوزیته، اتلافاتی در بخش مکش بوجود می آید که بر روی مقدار سطح مقطع جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر تأثیر می گذارد. در محاسبات مهندسی قطر واقعی مؤثر توسعه یافته، متناسب با بازده آیزونتروپیکی بخش مکش است [۲۱].

جریان ثانویه در سطح مقطع مؤثر^۱ به شرایط خفگی^۲ می رسد. محل سطح مقطع مؤثر بستگی به هندسه اجکتور دارد که اساساً متأثر از فاصله مابین خروجی نازل اولیه و ورودی بخش سطح مقطع ثابت (L_x) است. نتایج تجربی نشان می دهد که اگر L_x / D_m (شکل ۲) تقریباً برابر ۱/۵ باشد، اجکتور بهترین عملکرد را دارد [۲۱]. با در نظر گرفتن این فرض، سطح مقطع مؤثر در بخش سطح مقطع ثابت قرار می گیرد.

در کار حاضر فرضیات زیر برای مدل سازی اجکتور در نظر گرفته می شود.

- ۱) جریان در داخل اجکتور یک بعدی و پایا است.
- ۲) از انرژی جنبشی جریانهای اولیه و ثانویه در بخش ورودی به اجکتور و همچنین جریان مخلوط در خروجی از اجکتور صرف نظر می شود.
- ۳) بعد از خروج از نازل اولیه، جریان اولیه بدون اختلاط با جریان ثانویه تا سطح مقطع مؤثر منبسط می شود.
- ۴) اختلاط دو جریان از سطح مقطع مؤثر آغاز شده و قبل از وقوع موج ضربه عمودی^۳، دو جریان به طور کامل با هم مخلوط می شوند.
- ۵) دیواره داخلی اجکتور عایق بندی شده است.
- ۶) بازده آیزونتروپیک جریان های اولیه (η_{pr})، ثانویه (η_{sec}) و دیفیوزر (η_D) به ترتیب ۹۵، ۸۵ و ۹۰ درصد فرض می شود [۱۵].

۷) مقدار L_x / D_m برابر ۱/۵ فرض شده است [۲۱].
گلوپی نازل اولیه، جهت عملکرد اجکتور در شرایط بحرانی، همواره در شرایط خفگی است. بنابراین می توان از این موضوع برای محاسبه خواص و دبی جرمی جریان اولیه استفاده کرد. بادر دست داشتن مساحت مقطع گلوپی، فشار و دمای محلول (به عنوان ورودی های برنامه) و با حل معادلات، خواص آیزونتروپیکی جریان در گلوئی نازل تعیین می شود.

$$V_{e_{pts}} = \sqrt{2(h_g - h_{pts})} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{ps} = \frac{A_t V_{e_{pts}}}{v_{pts}} \quad (2)$$

حال با معلوم بودن دبی جرمی در شرایط آیزونتروپیکی و اعمال مساحت مقطع خروجی نازل اولیه، به عنوان ورودی

1. Effective Cross Section
2. Choke
3. Normal Shock

اگر جریان مخلوط بعد از اختلاط جریانهای اولیه و ثانویه فراصوتی باشد، یک موج ضربه در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد [۱۵] که فشار و دما و آنتالپی جریان بعد از وقوع موج ضربه از تقاطع خطوط رایلی و فانو^۱ به دست می‌آید. حل همزمان معادلات زیر، موج ضربه‌ای را که در انتهای بخش سطح مقطع ثابت رخ می‌دهد شبیه‌سازی می‌کند.

$$Ve_m \times v_3 = Ve_3 \times v_m \quad (16)$$

$$P_m + \frac{Ve_m^2}{v_m} = P_3 + \frac{Ve_3^2}{v_3} \quad (17)$$

$$h_m + \frac{Ve_m^2}{2} = h_3 + \frac{Ve_3^2}{2} \quad (18)$$

$$v_3 = v(P_3, h_3) \quad (19)$$

روابط مربوط به بخش دیفیوزر، شبیه بخش واگرای نازل است، به طوری که از حل معادلات مربوطه و اعمال بازده آیزونتروپیک دیفیوزر، فشار و سایر خواص در خروجی اجکتور بدست می‌آید.

$$\eta_D = \frac{h_3 - h_{cs}}{h_3 - h_c} \quad (20)$$

در شکل ۳ طریقه انجام محاسبات توسط نرم‌افزار ای اس^۲ [۲۳]، به صورت خلاصه‌وار در نمودار گردشی نشان داده شده است. در این برنامه شرایط در اواپراتور و مولد بخار و خروجی اجکتور به عنوان ورودی هستند و هدف تعیین نسبت ورود و نسبت مساحت اجکتور است. در انتها نیز فشاری که برای کندانسور از حل معادلات مربوط به دیفیوزر بدست می‌آید، در واقع فشار بحرانی کندانسور است و کندانسور جهت عملکرد در شرایط بحرانی بایستی در فشاری مساوی و یا کمتر از این مقدار کار کند [۱۵]. در صورتی که هندسه اجکتور مشخص باشد و هدف تعیین نسبت مکش و شرایط در خروجی اجکتور باشد، تنها تفاوت در روند حل برنامه این است که نیازی به انجام حدس و خطا جهت تعیین مقدار A_m نیست.

۳-۲- اعتباردهی مدل

برای اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی ارائه شده در این مقاله، از نتایج تجربی گزارش شده توسط سه پژوهشگر مختلف استفاده شده است.

$$D_{pA} = \frac{D'_{pA}}{\sqrt{\eta_{exp}}} \quad (9)$$

در معادله ۹، D_{pA} قطر مؤثر توسعه یافته حقیقی جریان اولیه در سطح مقطع مؤثر است. بازده آیزونتروپیک جریان‌های اولیه و ثانویه به ترتیب η_{pr} و η_{sec} است. با توجه به این که η_{exp} مربوط به رفتار هر دو جریان اولیه و ثانویه است، جهت اعمال تلفات اصطکاکی در بخش مکش استفاده از رابطه ۱۰ منطقی است [۲۱].

$$\eta_{exp} = \eta_{pr} \times \eta_{sec} \quad (10)$$

حال با حدس اولیه‌ای برای قطر بخش سطح مقطع ثابت مقدار D_{sA} قطر مؤثر توسعه یافته حقیقی جریان ثانویه در سطح مقطع مؤثر و در نتیجه دبی جرمی جریان اولیه ($\dot{m}_s$) بدست می‌آید. بدین ترتیب نسبت مکش اجکتور از رابطه ۱۱ قابل محاسبه است.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (11)$$

با اعمال معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی برای بخش سطح مقطع ثابت و حل همزمان آنها، خواص جریان مخلوط تعیین می‌شود.

$$Ve_m = \frac{Ve_{py} + \omega Ve_{sy}}{(1 + \frac{f_m}{2} \frac{L_m}{d})(1 + \omega)} + \frac{(p_{sy} - p_m)A_m}{(1 + \frac{f_m}{2} \frac{L_m}{d})\dot{m}_m} \quad (12)$$

$$h_m = \frac{h_{py} + \frac{Ve_{py}^2}{2} + \omega(h_{sy} + \frac{Ve_{sy}^2}{2})}{1 + \omega} - \frac{Ve_m^2}{2} \quad (13)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_s + \dot{m}_p = \frac{Ve_m A_m}{v_m} \quad (14)$$

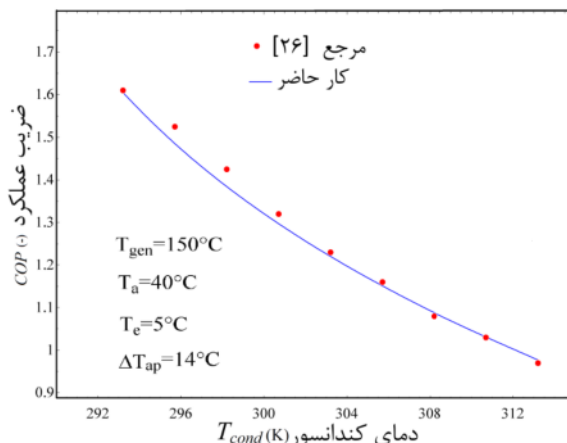
نتایج تجربی مؤید این واقعیت هستند که بازده آیزونتروپیک بخش‌های مختلف اجکتور تأثیر زیادی در تعیین شرایط کارکرد اجکتور ندارند. اما در گذر جریان مخلوط از بخش سطح مقطع ثابت، میزان اتلافات اصطکاکی نقش بسزایی در تعیین صحیح فشار خروجی اجکتور خواهد داشت. با فرض صاف بودن سطح داخلی دیواره و رژیم آشفته جریان در بخش سطح مقطع ثابت، ضریب اصطکاک با توجه به رابطه (۱۵) قابل محاسبه است [۱۹].

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2.0 \log(\text{Re}_m \sqrt{f_m}) - 0.8 \quad (15)$$

1. Fanno-Reyleigh Lines

2. EES

سومین اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی اجکتور، توسط نتایج تجربی آفونراتانا و همکاران [۲۵]، انجام شده است (جدول ۳). هنگامی که کندانسور در فشار ۱۸۰۰ mbar است، اجکتور در خارج از شرایط بحرانی عمل می‌کند [۱۵]، بنابراین تنها سه فشار کندانسور ۱۵۰۰، ۱۶۰۰ و ۱۷۰۰ mbar جهت مقایسه نتایج تئوری استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که نتایج ارائه شده در این جدول با فشار مولد بخار ۱۰/۰۷ bar است. جذر متوسط مربع خطای ضریب عملکرد و ظرفیت تبرید در نتایج مدل حاضر به ترتیب ۶/۹ و ۶/۳ درصد است که در مقایسه با مدل ارائه شده توسط ژو و همکاران (جذر متوسط مربع خطای ضریب عملکرد و توان تبرید به ترتیب ۸/۲۶ و ۸/۶ درصد است)، کمتر است. همان طور که از جداول ۱ تا ۳ پیداست، نتایج تئوری به دست آمده از مدل حاضر مطابقت خوبی با نتایج تجربی دارد. به منظور اعتباردهی چرخه گکس از نتایج ارائه شده توسط رامش کومار و اودایا کومار [۲۶] استفاده شده است. همان گونه که از شکل ۴ مشخص است نتایج حاصل از مدل ارائه شده در این مقاله با نتایج گزارش شده توسط رامش کومار و اودایا کومار تطابق خوبی دارد.

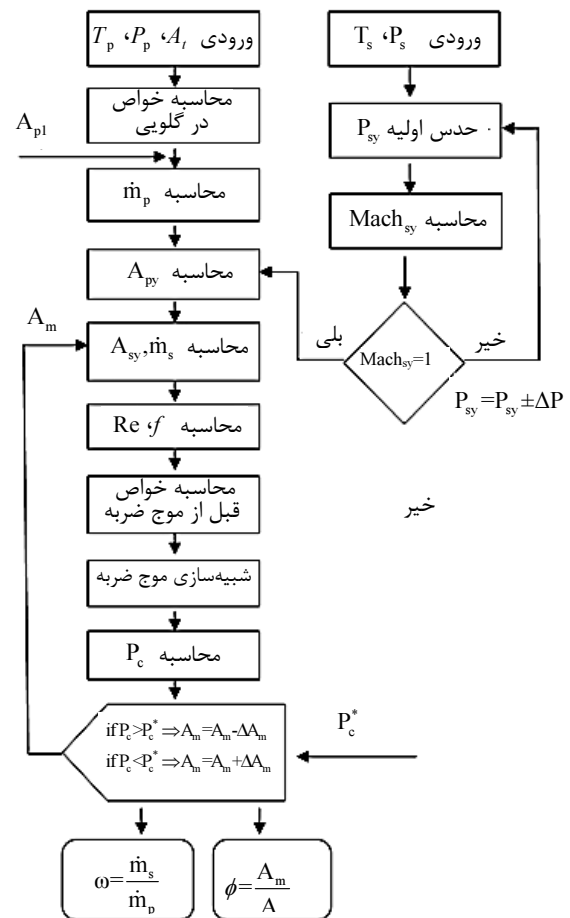


شکل ۴ اعتباردهی به مدل ارائه شده برای چرخه گکس

۴- تحلیل ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی

۴-۱- فرضیات و معادلات حاکم

- (۱) سیستم در شرایط حالت پایا کار می‌کند.
- (۲) دما و فشار مرجع برای محیط به ترتیب ۲۰ درجه سلسیوس و ۱۰۰ کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است.
- (۳) در خروجی کندانسور و اواپراتور مبرد به ترتیب به حالت مایع و بخار اشباع است.



شکل ۳ نمودار گردش مدل اجکتور

در جدول ۱ ضریب عملکرد بدست آمده از کار حاضر، در دماهای مولد بخار متفاوت، با مقادیر تجربی گزارش شده توسط یاپچی و همکارانش [۲۴] در مورد یک چرخه تبرید اجکتوری با هندسه مشخص، مقایسه شده است. میانگین خطای نسبی در تخمین ضریب عملکرد ۳/۴۹ درصد است. در جدول ۲ مقادیر نسبت مکش و نسبت سطح مقطع بحرانی به دست آمده در کار حاضر با مقادیر گزارش شده توسط هوانگ و همکاران [۱۵] مقایسه شده است. جذر متوسط مربع خطای نسبت مکش در مدل حاضر ۶/۵۲ درصد است در حالی که جذر متوسط مربع خطایی که با مدل تئوری هوانگ بدست آمده است، برابر ۹/۹۷ درصد است. همچنین میزان جذر متوسط مربع خطا در تخمین نسبت مساحت توسط کار حاضر ۳/۳۴ است که نسبت به مقدار متناظر به دست آمده از مدل هوانگ حدود ۱/۲۱ درصد کمتر است.

1. Root Mean Square Error

جدول ۱ نتایج بدست آمده برای نسبت مکش و ضریب عملکرد توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی یامپچی و همکارانش [۲۳]

خطای نسبی (%)	ضریب عملکرد (کار حاضر)	ضریب عملکرد (داده تجربی)	نسبت مکش	قطر خروجی نازل اولیه D_{PI} (mm)	قطر گلولی D_i (mm)	دمای اواپراتور ($^{\circ}\text{C}$)	دمای ژنراتور ($^{\circ}\text{C}$)
۱/۵	۰/۲۹۹۷	۰/۲۹۵	۰/۳۷۷۹	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۳
۱/۵۳	۰/۲۸۴۳	۰/۲۸	۰/۳۵۹۶	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۳/۹
۵/۲۱۷	۰/۲۶۶۶۲	۰/۲۵۳	۰/۳۳۸۰	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۵
۳/۰۸	۰/۲۵۰۵	۰/۲۴۳	۰/۳۱۹۱	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۶
-۰/۷	۰/۲۲۱۶	۰/۲۲۳۳	۰/۲۸۴۲	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۸۸
-۸/۷۶	۰/۱۹۱۶	۰/۲۱	۰/۲۴۷۷	۵/۶۶	۳/۲۱	۱۰	۹۰/۳

جدول ۲ مقایسه نتایج بدست آمده برای نسبت مکش و سطح مقطع توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی هوانگ و همکارانش [۱۵]

خطای نسبی (%)	نسبت مکش (مدل حاضر)	نسبت مکش (داده تجربی)	نسبت سطح مقطع			دمای بحرانی کندانسور	دمای ژنراتور
			خطای نسبی (%)	مدل حاضر	داده تجربی		
۰/۶۶	۰/۴۳۴۸	۰/۴۳۷۷	۱/۶۰	۱۰/۸۱	۱۰/۶۴	۳۱/۳	۹۵
-۱/۹	۰/۳۸۶۲	۰/۳۹۳۷	-۰/۱۰	۹/۸۲	۹/۸۳	۳۳/۰	۹۵
۷/۰۳	۰/۳۷۰۰	۰/۳۴۵۷	۱/۱۷	۹/۵۲	۹/۴۱	۳۳/۶	۹۵
-۵/۵۳	۰/۴۲۰۰	۰/۴۴۴۶	-۰/۹۶	۹/۳۲	۹/۴۱	۳۱/۵	۹۰
-۱/۰۹	۰/۳۵۲۶	۰/۳۴۸۸	-۱/۰۹	۸/۱۹	۸/۲۸	۳۳/۸	۹۰
-۹/۵۴	۰/۲۷۵۰	۰/۳۰۴۰	-۹/۰۵	۷/۰۳	۷/۷۳	۳۶/۷	۹۰
-۲/۵۶	۰/۵۲۴۹	۰/۵۳۸۷	۲/۸۷	۹/۶۸	۹/۴۱	۲۸/۰	۸۴
۲/۸۸	۰/۴۳۶۳	۰/۴۲۴۱	۰/۱۲	۸/۲۹	۸/۲۸	۳۰/۵	۸۴
-۲/۵۲	۰/۳۷۸۵	۰/۳۸۸۳	-۳/۴۹	۷/۴۶	۷/۷۳	۳۲/۳	۸۴

جدول ۳ مقایسه نتایج بدست آمده برای الف- ضریب عملکرد ب- ظرفیت تبرید توسط مدل حاضر برای اجکتور با نتایج تجربی افراتانا و همکارانش [۲۴] و نتایج حاصل از تئوری ژو و همکارانش [۱۸]

(الف)

خطای نسبی (%)	خطای نسبی (%)	ظرفیت تبرید در مدل حاضر +	ظرفیت تبرید در کار ژو و همکارانش	ظرفیت تبرید در کار افراتانا و همکارانش*	فشار اواپراتور (mbar)
-۱۰/۳۵	-۱۹/۶	۴۷۱/۹	۴۱۵	۵۱۶/۴	۴۰۰
-۶/۶۶	-۶/۶۶	۵۹۳	۵۹۰	۶۳۵/۳۳	۴۵۰
۲/۱۷	۱/۶۴	۷۳۲/۸	۷۲۹	۷۱۷/۲۱	۵۰۰
۳/۳۴	۱/۱۸	۸۶۶/۲	۸۵۴	۸۳۸/۲	۵۵۰
۸/۱۵	۱۹/۳	۹۹۶/۱	۱۱۰۸	۹۲۸	۶۰۰
۲/۲۶	۶/۹۸	۱۱۲۸	۱۱۸۰	۱۱۰۳	۶۵۰

(ب)

خطای نسبی (%)	خطای نسبی (%)	ضریب عملکرد مدل حاضر	ضریب عملکرد ژو و همکارانش	ضریب عملکرد افراتانا و همکارانش*	فشار اواپراتور (mbar)
-۴/۵۴	-۱۴/۴۴	۰/۰۸۵۹۱	۰/۰۷۷	۰/۰۹	۴۰۰
-۳/۶۶	-۸/۹	۰/۱۰۷۹	۰/۱۰۲	۰/۱۱۲	۴۵۰
۸/۳۶	۲/۴۵	۰/۱۳۲۲	۰/۱۲۵	۰/۱۲۲	۵۰۰
۵	۶/۶۶	۰/۱۵۷۵	۰/۱۶	۰/۱۵	۵۵۰
۱۱/۴۴	۱۱/۳۸	۰/۱۸۱۱	۰/۱۸۱	۰/۱۶۲۵	۶۰۰
۵/۱۷	۵/۶۴	۰/۲۰۵۱	۰/۲۰۶	۰/۱۹۵	۶۵۰

* داده‌های تجربی ارائه شده توسط افراتانا و همکارانش مقادیر میانگین در سه فشار کندانسور ۱۵۰۰، ۱۶۰۰ و ۱۷۰۰ mbar می‌باشند.

** خطای نسبی مدل حاضر نسبت به داده‌های تجربی افراتانا و همکارانش *** خطای نسبی مدل حاضر نسبت به داده‌های ژو و همکارانش

کارایی سیستم است. برای بازده قانون دوم چرخه‌های مورد بررسی می‌توان رابطه (۲۲) را نوشت:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{Q}_e (1 - \frac{T_0}{T_b})}{\dot{Q}_{gen} (1 - \frac{T_0}{T_h}) + \dot{W}_p} \quad (22)$$

که در آن، T_h و T_b به ترتیب دماهای میانگین منابع دما بالا و دما پایین ($T = \int T ds / \Delta s$) هستند.

با توجه به اهمیت بررسی عملکرد چرخه از نقطه نظر قانون دوم ترمودینامیک می‌توان تخریب کل اگزرژی^۳ را برای چرخه به صورت رابطه (۲۳) بیان کرد:

$$\dot{E}_{D,T} = \dot{E}_{D,abs\&des} + \dot{E}_{D,r} + \dot{E}_{D,p} + \dot{E}_{D,EVI} + \dot{E}_{D,eva} + \dot{E}_{D,EV2} + \dot{E}_{D,cond} + \dot{E}_{D,ejector} + \dot{E}_{D,RHX} \quad (23)$$

برای مقایسه بهتر اجزای چرخه از لحاظ میزان تخریب اگزرژی در آنها می‌توان نسبت تخریب اگزرژی برای هر جزء را به صورت رابطه (۲۴) تعریف کرد:

$$Y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,T}} \quad (24)$$

(۴) از افت فشار در مبادله‌کن گرما و لوله‌ها صرف‌نظر شده است.
(۵) سیستم آب سرد تولید کرده و ژنراتور توسط آب داغ گرم می‌شود.

(۶) گرمای دفع شده از کندانسور و جاذب به آب خنک کاری منتقل می‌شود.

(۷) بازده پمپ اصلی و مبادله‌کن گرما به ترتیب ۰/۵ و ۰/۸ فرض شده است [۱۰].

مطابق جدول ۴ معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرژی برای هر جزء از چرخه گکس اجکتوری اعمال می‌شود.

۴-۲- بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک

با اعمال قانون اول ترمودینامیک ضریب عملکرد چرخه از رابطه (۲۱) بدست می‌آید [۱۰].

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (21)$$

بازده قانون دوم معیاری معنی‌دارتر برای ارزیابی میزان

جدول ۴ روابط انرژی و اگزرژی برای زیر چرخه‌های چرخه گکس اجکتوری

روابط اگزرژی	روابط انرژی	زیر چرخه
$\dot{I}_{des\&abs} = T_0(\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{12} s_{12} - \dot{m}_{17} s_{17} + \dot{m}_g(s_{out,gen} - s_{in,gen}) + \dot{m}_{abs}(s_{out,abs} - s_{in,abs}))$	$\dot{Q}_{gen,tot} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_6 h_6$	ژنراتور
	$\dot{Q}_{rq} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{14l} h_{14l} - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{14v} h_{14v}$	گکس ژنراتور ^۱
	$\dot{Q}_{av} = \dot{m}_{13l} h_{13l} - \dot{m}_{13v} h_{13v} - \dot{m}_4 h_4$	گکس جاذب ^۲
	$\dot{Q}_{abs,tot} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{17} h_{17}$	جاذب
$\dot{I}_{evap} = T_0(\dot{m}_{11} s_{11} - \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{m}_e(s_{out,evap} - s_{in,evap}))$	$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})$	اوپراتور
$\dot{I}_{cond} = T_0(\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_{18} s_{18} + \dot{m}_{cond}(s_{out,cond} - s_{in,cond}))$	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_8(h_8 - h_{18})$	کندانسور
$\dot{I}_{rec} = T_0(\dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_{rec}(s_{out,rec} - s_{in,rec}))$	$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_5 h_5$	رکتیفایر
$\dot{I}_p = T_0(\dot{m}_{17} s_{17} - \dot{m}_1 s_1)$	$\dot{W}_p = \dot{m}_1(h_1 - h_{17}), \eta_p = \frac{\dot{W}_{s,p}}{\dot{W}_p}$	پمپ
$\dot{I}_{E.V1} = T_0(\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3)$	$0 = h_4 - h_3$	شیر فشار شکن ۱
$\dot{I}_{E.V2} = T_0(\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3)$	$0 = h_{10} - h_9$	شیر فشار شکن ۱
$\dot{I}_{RHX} = T_0(\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{19} s_{19} - \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_{11} s_{11})$	$0 = (h_{19} + h_9) - (h_{11} + h_8), \varepsilon = \frac{C_{cool} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}}$	مبادله‌کن گرما (پیش گرم کن)
$\dot{I}_{Ej} = T_0(\dot{m}_{18} s_{18} - \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_{20} s_{20})$	$0 = \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_{20} h_{20}$	اجکتور

1. GAXD
2. GAXA
3. Exergy Destruction

۳-۱- تحلیل انرژی و اکونومیکی

هدف از تحلیل انرژی و اکونومیکی چرخه‌ها آشکار ساختن هزینه بخش‌های مختلف در چرخه و همچنین هزینه واحد محصول خروجی در چرخه است.

در غیاب انرژی‌های مغناطیسی، الکتریکی، هسته‌ای و اثرات کششی سطحی و همچنین با نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل، انرژی کلی در هر نقطه از چرخه حاصل جمع انرژی فیزیکی و شیمیایی است.

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (25)$$

انرژی فیزیکی را می‌توان از رابطه (۲۶) محاسبه کرد:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (26)$$

انرژی شیمیایی برای آمونیاک نیز به صورت (۲۷) بیان می‌شود [۲۷]:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left[\left(\frac{X}{M_{NH_3}} \right) e_{ch, NH_3}^0 + \left(\frac{1-X}{M_{H_2O}} \right) e_{ch, H_2O}^0 \right] \quad (27)$$

که در این رابطه e_{ch, NH_3}^0 و e_{ch, H_2O}^0 به ترتیب انرژی‌های شیمیایی آمونیاک و آب است [۲۸].

برای محاسبه هزینه انرژی‌زایی، معادلات بالانس هزینه همراه با معادلات کمکی برای هر جزء از چرخه اعمال می‌شود. برای جزئیکه دارای حرارت دریافتی و تولید توان می‌باشد بالانس هزینه به صورت (۲۸) است.

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (28)$$

که در آن رابطه (۲۹) برقرار است.

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (29)$$

در این رابطه c هزینه انرژی‌زایی هر نقطه از چرخه است.

در رابطه (۲۸) $\dot{Z}_k$ هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه راه‌اندازی و نگهداری جزء k است:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (30)$$

هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه میزان شده برای جزء k از رابطه (۳۱) بدست می‌آید:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau} \right) Z_k \quad (31)$$

که در آن، CRF و τ به ترتیب ضریب بهبود و ساعت کاری سالیانه سیستم است. ضریب بهبود به نوبه خود تابعی از نرخ بهره و تعداد سال‌های مفید کاری در نظر گرفته برای سیستم است که از رابطه (۳۲) قابل محاسبه است.

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (32)$$

هزینه راه‌اندازی و نگهداری میزان شده سالیانه برای هر جزء از رابطه (۳۳) بدست می‌آید:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \omega_k \dot{E}_{P,k} + \dot{R}_k \quad (33)$$

که γ_k و ω_k به ترتیب برای هزینه‌های ثابت و متغیر راه‌اندازی و نگهداری جزء محسوب می‌شود. در این رابطه $\dot{R}_k$ مربوط به هزینه مستقل از هزینه سرمایه‌گذاری جزء است. با توجه به این که دو عبارت سمت راست معادله فوق مقدار بسیار ناچیزی در مقایسه با عبارت اول دارند در محاسبات از این دو عبارت صرف‌نظر می‌شود همان‌طور که بسیاری از محققان این کار را در مقالات خود انجام دادند [۳۰، ۲۹].

در کار حاضر ژنراتور، جاذب، کندانسور، رکتیفایر، پیش سرد کن و اواپراتور به عنوان مبدل‌های حرارتی ساده در نظر گرفته شده‌اند. Z_k برای مبدل حرارتی از قانون توانی ۰/۶ طبق رابطه ۳۴ بدست می‌آید [۳۰، ۲۷].

$$Z_k = Z_{R,k} \left(\frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (34)$$

در رابطه فوق R مربوط به سطح مقطع و هزینه سرمایه‌گذاری مرجع است. با استفاده از اختلاف دمای لگاریتمی و با داشتن ضریب انتقال حرارت کلی، حرارت انتقال یافته در مبدل‌های حرارتی به صورت رابطه (۳۵) مدل می‌شود.

$$Q_k = U_k A_k \Delta T_k^{lm} \quad (35)$$

در جدول ۵ برای هر کدام از مبدل‌های حرارتی برای $A_R = 100 m^2$ در سال ۲۰۰۰ میلادی، ضریب انتقال حرارت کلی و هزینه‌های مرجع داده شده است [۳۲، ۳۱].

جدول ۵ هزینه مرجع و ضریب انتقال کلی برای اجزای چرخه

جزء چرخه	هزینه مرجع (\$)	ضریب انتقال حرارت کلی (kW/m ² K)
ژنراتور	۱۷۵۰۰	۱/۳
اواپراتور	۱۶۰۰۰	۱/۱
کندانسور	۸۰۰۰	۰/۵
پیش گرم کن	۱۲۰۰۰	۰/۷
رکتیفایر	۱۷۰۰۰	۰/۵
جاذب	۱۶۰۰۰	۱/۱

هزینه سرمایه‌گذاری پمپ و موتور از روابط (۳۶) و (۳۷) قابل حصول است [۲۷].

ترمودینامیکی اعم از دما، فشار، غلظت، آنتالپی، انرژی فیزیکی و انرژی شیمیایی برای هر نقطه ارائه شده است. در این جدول همچنین هزینه‌های واحد انرژی در هر نقطه از چرخه گس اجکتوری نشان داده شده است. همان طور که مشخص است هزینه سرمایه‌اش (محصول خروجی) $190 \text{ \$}/\text{GJ}$ بدست آمده است.

جدول ۷ نتایج بدست آمده از تحلیل انرژی و اکونومیکی برای چرخه گس اجکتوری را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که کندانسور کمترین مقدار ضریب انرژی و اکونومیکی را به خود اختصاص داده است. این نتیجه حاکی از این حقیقت است که نرخ نابودی انرژی و نرخ انرژی از دست رفته در این جزء زیاد است. بنابراین باید توجه خاصی به افزایش بازده انرژی این قطعه انجام گیرد. از طرف دیگر، پمپ ضریب بالایی را دارد که می‌توان چنین بیان کرد که هزینه سرمایه اولیه این جزء در مقایسه با هزینه نرخ نابودی انرژی در این جزء بالاتر است.

۵-۲- تحلیل پارامتریکی

شکل‌های ۵ و ۶ نشان دهنده تغییرات نسبت مکش و نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه در اثر افزایش دمای اواپراتور، در دمای ژنراتور ثابت 155°C ، فشار 35 bar و اختلاف غلظت ثابت 0.4 ، است. همان طور که مشخص است با افزایش دمای اواپراتور و در نتیجه افزایش فشار سیال ثانویه، نسبت مکش و در نتیجه نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه افزایش می‌یابد. همچنین همان‌طور که انتظار می‌رود با افزایش دمای کندانسور (افزایش فشار کندانسور) نسبت سطح مقطع بحرانی و نسبت مکش افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که با در نظر گرفتن نحوه آرایش‌های ارائه شده برای چرخه‌های مورد بررسی با منحنی‌های مربوط به نسبت مکش برای چرخه‌های تبرید جذبی اجکتوری و تبرید گس اجکتوری (شکل ۵) تقریباً بر روی هم منطبق هستند. این موضوع در مورد نسبت سطح مقطع بحرانی چرخه‌های مورد نظر نیز مشاهده می‌شود (شکل ۶). باتوجه به شکل ۵، در دمای اواپراتور 5°C درجه سلسیوس، سه هندسه اجکتور با سطح مقطع بحرانی بهینه انتخاب و چرخه‌های مورد بررسی با این اجکتورها مورد مطالعه پارامتریکی قرار گرفتند. نتایج این مطالعه در شکل‌های ۷ تا ۱۱ نشان داده شده است.

$$Z_P = Z_{R,P} \left(\frac{\dot{W}_P}{\dot{W}_{R,P}} \right)^{m_P} \left(\frac{1 - \eta_P}{\eta_P} \right)^{n_P} \quad (36)$$

$$Z_m = Z_{R,m} \left(\frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_{R,m}} \right)^{m_m} \left(\frac{1 - \eta_{im}}{\eta_{im}} \right)^{n_m} \quad (37)$$

که در روابط فوق $Z_{R,P} = 2100 \text{ \$} (\text{year } 2000)$ ، $\dot{W}_{R,P} = 10 \text{ kW}$ ، $m_P = 0.26$ ، $n_P = 0.5$ است.

و همچنین: $Z_{R,m} = 500 \text{ \$}$ ، $\dot{W}_{R,m} = 10 \text{ kW}$ ، $m_m = 0.87$ ، $\eta_{im} = 0.9$ لازم به ذکر است که با توجه به مباحث موجود در ادبیات فن، هزینه‌های مربوط به شیر فشار شکن و اجکتور ناچیز در نظر است؛ بنابراین در کار فعلی از هزینه‌های مربوطه صرف نظر می‌شود [۲۷، ۳۳].

همچنین، با استفاده از روش مارشال و سوئیفت^۱ هزینه اجزای چرخه که در سال مرجع ارائه شده است توسط رابطه (۳۸) به سال 2010 میلادی تبدیل می‌شوند:

(۳۸) قیمت در سال مرجع = قیمت اصلی $\times$ قیمت مورد برای سال مرجع / قیمت مورد برای سال اصلی

محاسبات انرژی و اکونومیکی چرخه با بهره گرفتن از متغیرهای انرژی و اکونومیکی، هزینه سوخت ورودی $C_{F,k}$ ، هزینه محصول خروجی $C_{P,k}$ ، هزینه نرخ نابودی انرژی $\dot{C}_{D,k}$ ، هزینه نرخ انرژی از دست رفته $\dot{C}_{L,k}$ و ضریب ترمو اکونومیکی f_k انجام می‌گیرد. (توجه: در روابط (۴۱) و (۴۲) $\dot{E}_{P,k}$ ثابت فرض می‌شود.)

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (39)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (40)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (41)$$

$$\dot{C}_{L,k} = c_{F,k} \dot{E}_{L,k} \quad (42)$$

$$f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (43)$$

۵- بحث و نتیجه‌گیری

۵-۱- نتایج تحلیل انرژی و اکونومیکی

در شرایط کاری مشخص شده در جدول ۶، خواص

با توجه به شکل ۷، مشاهده می‌شود که، برای هر اجکتور با هندسه مشخص، با افزایش دمای اواپراتور نسبت مکش و فشار خروجی اجکتور (فشار کندانسور) افزایش می‌یابد. این شکل همچنین نشان می‌دهد که اجکتور با سطح مقطع بحرانی بهینه بزرگ‌تر نسبت مکش بالاتری را موجب می‌شود.

جدول ۶ شرایط کاری، اگزرژی و هزینه‌های مربوط در هر نقطه برای چرخه گکس اجکتوری

شماره حالت	ترکیب شیمیایی	فشار $P(\text{kPa})$	دما $T(^{\circ}\text{C})$	آنتالپی $h(\text{kJ.kg}^{-1})$	غلظت آمونیاک	اگزرژی فیزیکی (kJ/kg)	اگزرژی شیمیایی (kJ/kg)	اگزرژی کل (kJ/kg)	نرخ هزینه $(\text{\$/h}^{-1})$	هزینه‌ها $(\text{\$/GJ}^{-1})$
۱	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۱۱/۵	-۱۱۵/۱	۰/۷۵۳	۱۳۳	۱۴۹۰/۲	۱۵۰۳/۵	۱۳/۷۱	۵۰/۳۶
۲	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۸۶/۸۵	۲۵۰/۴	۰/۷۵۳	۱۶۳/۸	۱۴۹۰/۲	۱۵۰۶/۶	۱۳/۷۲	۵۰/۲۹
۳	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۱۵۵	۴۹۶/۵	۰/۳۵۳	۱۰۸/۱	۶۹۸۸	۷۰۹۶	۳/۷۷	۴۹/۷۳
۴	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۹۰/۶	۴۹۶/۵	۰/۳۵۳	۷۶/۷۵	۶۹۸۸	۷۰۶۵	۳/۷۶	۴۹/۸۵
۵	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۸۷	۱۳۵۴	۰/۹۹۶۲	۴۶۸/۴	۱۹۷۱۳	۲۰۱۸۲	۷/۶۶	۵۰/۲۴
۶	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۸۷	۲۵۰/۴	۰/۷۵۳	۱۶۳/۹	۱۴۹۰/۲	۱۵۰۶/۶	۰/۱۲	۵۵/۳۴
۷	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۹۰	۱۳۴۱	۰/۹۹۵	۴۷۱/۱	۱۹۶۹۰	۲۰۱۶۱	۷/۴۷	۵۰/۲۴۲
۸	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۱۲۶۹	۳۳	۱۵۲/۶	۰/۹۹۵	۳۱۰/۶	۱۹۶۹۰	۲۰۰۰۰	۱۰/۲۴	۵۰/۴۷
۹	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۱۲۶۹	۱۰/۸	۴۶/۴۵	۰/۹۹۵	۳۱۲/۱	۱۹۶۹۰	۲۰۰۰۲	۱۰/۲۵	۵۰/۵۲
۱۰	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۳	۴۶/۴۵	۰/۹۹۵	۳۱۰/۵	۱۹۶۹۰	۲۰۰۰۰	۱۰/۲۵	۵۰/۵۲
۱۱	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۵	۱۱۹۸	۰/۹۹۵	۲۲۵/۹	۱۹۶۹۰	۱۹۹۱۶	۱۰/۲۱	۵۰/۵۲
۱۲	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۲۲	۱۳۰۴	۰/۹۹۵	۲۲۰/۹	۱۹۶۹۰	۱۹۹۱۱	۷/۴۲	۵۰/۵۲
۱۳v	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۸۷	۲۱۰/۲	۰/۲۴۶۸	۲۴۵/۶	۱۷۸۳۳	۱۸۰۷۹	۱/۶۴	۴۵/۹۵
۱۳l	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۸۷	۱۵۸۵	۰/۹۰۱۲	۲۴/۷۳	۴۸۸۵	۴۹۱۰	۳/۰۱	۴۸/۴
۱۴v	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۹۰/۶	۲۴۶/۱	۰/۷۱۲۷	۴۷۱/۸	۱۹۶۸۴	۲۰۱۵۶	۲/۷۷	۴۹/۷۸
۱۴l	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۹۰/۶	۱۳۵۸	۰/۹۹۴۷	۱۴۴/۱	۱۴۱۰۴	۱۴۲۴۸	۹/۶۵	۵۰/۲۷
۱۷	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۳۵۰۰	۱۲/۷	-۱۰۶/۸	۰/۷۵۳	۱۳۷/۲	۱۴۹۰/۲	۱۵۰۴۰	۱۳/۷۲	۵۰/۳۹
۱۸	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۱۲۶۹	۵۳/۶	۱۳۴۷	۰/۹۹۵	۳۵۱/۳	۱۹۶۹۰	۲۰۰۴۱	۱۰/۲۹	۵۰/۶
۱۹	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۲۲	۱۳۰۴	۰/۹۹۵	۲۲۰/۹	۱۹۶۹۰	۱۹۹۱۱	۱۰/۲۱	۵۰/۵۲
۲۰	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	۴۷۸/۴	۲۲	۱۳۰۴	۰/۹۹۵	۲۲۰/۹	۱۹۶۹۰	۱۹۹۱۱	۲/۷۵	۵۰/۵۲
۲۱	Water	۴۷۵/۸	۱۹۰	۷۰۸/۶	-	۱۴۵/۵	.	۱۴۵/۵	۰/۱۹۲	۱۵/۲۴
۲۲	Water	۱۰۰	۸/۰۶۴	۳۳/۹۴	-	۲/۰۹۳	.	۲/۰۹۳	۰/۰۹۴	۱۸۴/۴

(اجکتور ۲) $T_{\text{gen}}=۱۵۵^{\circ}\text{C}$, $T_e=۵^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{gen}}=۳۵\text{ bar}$, $D_x=۰/۴$, $\Phi=۴/۸$

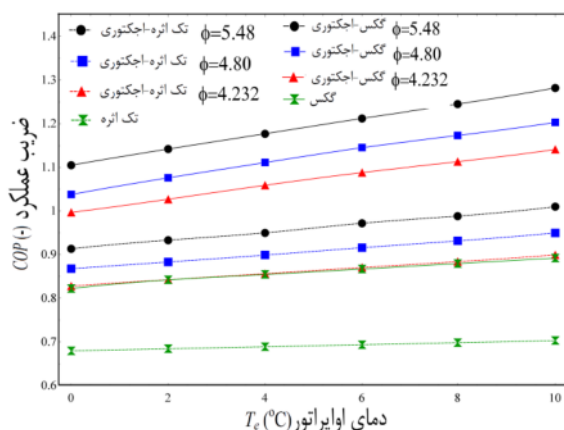
جدول ۷ نتایج تحلیل اگزرژی و اکونومیکی برای چرخه گکس اجکتوری

اجزا	$C_{P,k}$ ($\text{\$/GJ}^{-1}$)	$C_{F,k}$ ($\text{\$/GJ}^{-1}$)	$\dot{C}_{D,k}$ ($\text{\$/h}^{-1}$)	$\dot{C}_{L,k}$ ($\text{\$/h}^{-1}$)	$\dot{Z}_k$ ($\text{\$/h}^{-1}$)	$\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k$ ($\text{\$/h}^{-1}$)	f_k (%)
ژنراتور-جاذب	۵۰/۲۴	۱۵/۲۴	۰/۷۰۷۷	۰/۳۰۹۹	۱/۵۷۸	۲/۵۹	۶۰/۸
اواپراتور	۱۸۴/۴	۵۰/۵۲	۰/۷۰۹۲	.	۰/۶۲۹۲	۱/۳۳۹	۴۷/۰۲
کندانسور	۵۰/۴۷	۵۰/۶	۰/۳۵۴۲	۰/۵۸۹۷	۰/۳۸۸۷	۱/۳۳	۲۹/۱۷
بیش گرم کن	۵۰/۵۲	۵۰/۴۷	۰/۲۷۳۸	.	۰/۱۶۹۱	۰/۲۷۳۶	۷۲/۴۲
رکتیفایر	۵۰/۲۴۲	۵۰/۲۴	۰/۳۷۰۴	۰/۱۰۱۶	۰/۱۲۷۵	۰/۳۷۰۴	۳۴/۴۳
پمپ	۵۰/۳۹	۳۱	۰/۰۳۲۷۷	.	۰/۱۷۷۴	۰/۲۱۰۲	۸۴/۴۱

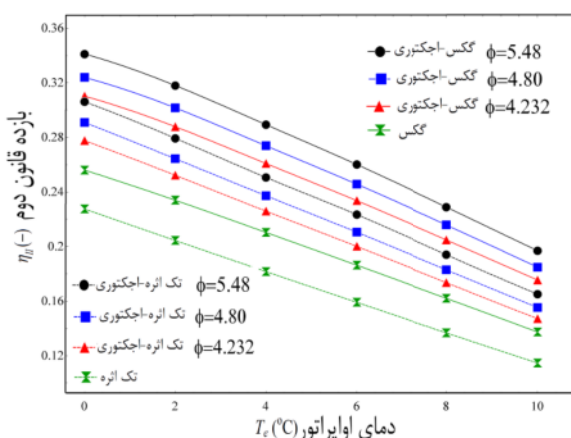
(اجکتور ۲) $T_{\text{gen}}=۱۵۵^{\circ}\text{C}$, $T_e=۵^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{gen}}=۳۵\text{ bar}$, $D_x=۰/۴$, $\Phi=۴/۸$

بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک برای چرخه‌ها نشان داده شده است. با توجه به شکل ۸ مشخص است که با افزایش دمای اواپراتور بازده قانون اول برای چرخه‌های تبرید جذبی گس ساده، تبرید جذبی تک اثره متداول و نوع اجکتوری مربوط به آنها، افزایش می‌یابد. همان طور که مشخص است برای چرخه تبرید گس اجکتوری با سطح مقطع بحرانی بهینه بالاتر بازده قانون اول بیشتر از سایر آرایش‌ها است. این در حالی است که افزایش دمای اواپراتور باعث کاهش بازده قانون دوم ترمودینامیک بر روی چرخه‌ها می‌شود (شکل ۹).

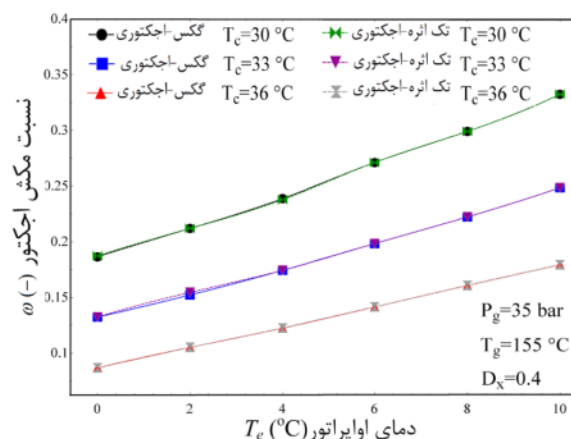
علت کاهش بازده قانون دوم را می‌توان با در نظر گرفتن این حقیقت توجیه کرد که با افزایش دمای اواپراتور کاهش نرخ اگزرژی خروجی بیشتر از کاهش نرخ اگزرژی ورودی است و دلیل این امر نیز تأثیر دماهای میانگین منابع گرم و سرد در بازده قانون دوم (معادله ۲۲) است.



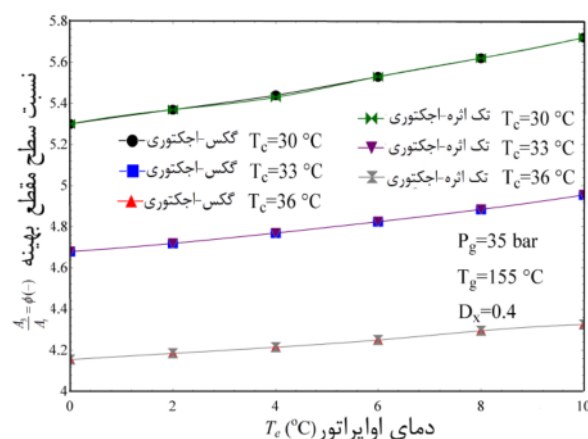
شکل ۸ تأثیر دمای اواپراتور بر روی بازده قانون اول



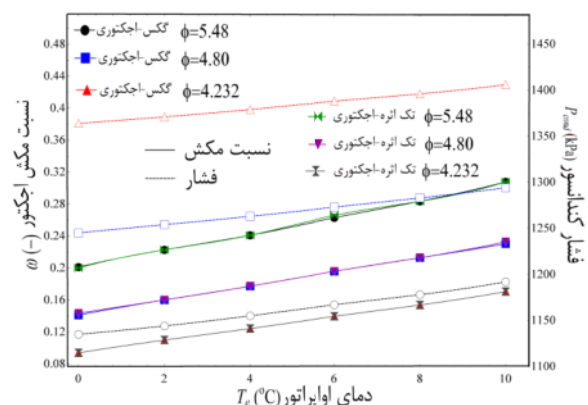
شکل ۹ تأثیر دمای اواپراتور بر روی بازده قانون دوم



شکل ۵ تأثیر دمای اواپراتور بر روی نسبت مکش در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گس اجکتوری



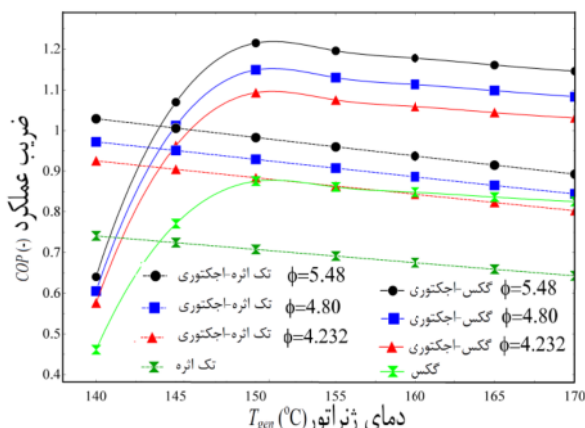
شکل ۶ تأثیر دمای اواپراتور بر روی نسبت سطح مقطع بحرانی در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گس اجکتوری



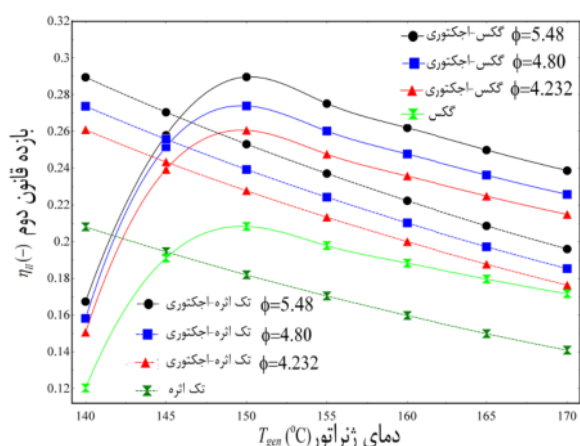
شکل ۷ تأثیر دمای اواپراتور بر روی نسبت مکش و فشار کندانسور در سه اجکتور با سطح مقطع بهینه در چرخه تبرید جذبی اجکتوری و گس اجکتوری

در شکل‌های ۸ و ۹ تأثیر افزایش دمای اواپراتور بر روی

توجه به روابط بازده قانون اول این امر باعث به وجود آمدن نقطه‌ای بیشینه‌ای برای بازده قانون اول می‌شود.



شکل ۱۰ تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول



شکل ۱۱ تأثیر دمای اواپراتور بر روی بازده قانون دوم

برای آرایش‌های تبرید تک اثره با توجه به ماهیت این چرخه‌ها و با توجه به این حقیقت که در این چرخه‌ها بازیافت حرارتی داخلی وجود ندارد لذا با افزایش دمای ژنراتور، در فشار ژنراتور ثابت و در اختلاف غلظت ثابت، بازده قانون اول کاهش می‌یابد [۱۰]. تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون دوم آرایش‌های مختلف، مشابه تأثیر آن بر روی بازده قانون اول است با این تفاوت که شیب تغییرات بازده قانون دوم به نسبت بیشتر است.

برای بررسی بیشتر در مورد قانون دوم ترمودینامیک و با توجه به این که مفهوم بازده قانون دوم دید بهتری برای مقایسه و تحلیل چرخه‌ها می‌تواند ارائه کند، در شکل ۱۲ نرخ نابودی

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ بیانگر تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هستند. نتایج حاکی از این حقیقت است که با افزایش دمای ژنراتور در محدوده دمایی ۱۴۰ تا ۱۷۰ درجه سلسیوس برای چرخه تبرید جذبی گس (گس متداول و گس اجکتوری) نقطه بهینه‌ای بوجود می‌آید. این در حالی است که افزایش دمای ژنراتور در آرایش‌های دیگر کاهش بازده قانون اول را در پی دارد. همان گونه که در مقاله قبلی از همین نویسندگان [۱۰] نشان داده شده است علت بوجود آمدن نقطه بهینه برای چرخه تبرید گس این است که با افزایش دمای ژنراتور نرخ گرمای در دسترس^۱ افزایش می‌یابد در حالی که نرخ گرمای مورد نیاز^۲ ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. این تغییرات باعث می‌شود که نرخ گرمای ژنراتور از منبع خارجی ابتدا کاهش و سپس افزایش یابد و در نتیجه با توجه به روابط بازده قانون اول این امر باعث به وجود آمدن نقطه‌ای بیشینه‌ای برای بازده قانون اول می‌شود. برای آرایش‌های تبرید تک اثره با توجه به ماهیت این چرخه‌ها و با توجه به این حقیقت که در این چرخه‌ها بازیافت حرارتی داخلی وجود ندارد، لذا با افزایش دمای ژنراتور، در فشار ژنراتور ثابت و در اختلاف غلظت ثابت، بازده قانون اول کاهش می‌یابد [۱۰]. تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون دوم آرایش‌های مختلف، مشابه تأثیر آن بر روی بازده قانون اول است با این تفاوت که شیب تغییرات بازده قانون دوم به نسبت بیشتر است.

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ بیانگر تأثیر دمای ژنراتور بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هستند. نتایج حاکی از این حقیقت است که با افزایش دمای ژنراتور در محدوده دمایی ۱۴۰ تا ۱۷۰ درجه سلسیوس برای چرخه تبرید جذبی گس (گس متداول و گس اجکتوری) نقطه بهینه‌ای بوجود می‌آید. این در حالی است که افزایش دمای ژنراتور در آرایش‌های دیگر کاهش بازده قانون اول را در پی دارد. همان گونه که در مقاله قبلی از همین نویسندگان [۱۰] نشان داده شده است علت بوجود آمدن نقطه بهینه برای چرخه تبرید گس این است که با افزایش دمای ژنراتور نرخ گرمای در دسترس افزایش می‌یابد در حالی که نرخ گرمای مورد نیاز ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. این تغییرات باعث می‌شود که نرخ گرمای ژنراتور از منبع خارجی ابتدا کاهش و سپس افزایش یابد و در نتیجه با

1. Available Heat
2. Required Heat

مشخص است در حالتی که سیکل از لحاظ انرژی و اکونومیکی بهینه می‌شود، دمای ژنراتور نسبت به حالتی که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم بیشینه می‌شود، پایین‌تر است. این شرایط می‌تواند از نظر طراحی ژنراتور نیز با اهمیت باشد چرا که قابلیت استفاده از منابع گرمایی با دمای پایین‌تر به طور مؤثر مقدور می‌شود. به هر حال، در شرایط بهینه انرژی و اکونومیکی چرخه مورد مطالعه از دیدگاه‌های انرژی و انرژی عملکرد ضعیف‌تری دارد. این موضوع اهمیت تحلیل انرژی و اکونومیکی را در خصوص چرخه مورد مطالعه نمایان‌تر می‌کند. نتایج بدست آمده در کار حاضر موید این واقعیت است که استفاده از تحلیل انرژی و اکونومیکی می‌تواند راه‌کاری مناسب در طراحی سیستم‌های انرژی باشد و کاهش تخریب انرژی ناشی از کاهش اختلاف دما در مبادله کن‌های گرما به تنهایی نمی‌تواند مطلوب باشد.

جدول ۸ نتایج بهینه‌سازی انرژی و اکونومیکی چرخه گس-اجکتوری		
متغیر تصمیم‌گیری / تابع هدف	حالت مبنا	حالت بهینه بر اساس هزینه محصول
دمای ژنراتور ($^{\circ}\text{C}$)	۱۵۵	۱۴۳/۲
دمای کندانسور ($^{\circ}\text{C}$)	۳۳	۳۶
دمای اواپراتور ($^{\circ}\text{C}$)	۵	۰
اختلاف غلظت محلول رقیق و غلیظ	۰/۴	۰/۲
ضریب عملکرد	۱/۱۵۲	۰/۹۰۸
بازده انرژی (%)	۲۷/۵	۲۳/۲
قیمت واحد محصول (\$/GJ)	۱۸۴/۴	۱۵۶/۸

۶- خلاصه و نتیجه‌گیری

چرخه تبرید گس-اجکتوری پیشنهادی، تک اثره اجکتوری، گس ساده، و تک اثره ساده از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شده و نتایج زیر بدست آمد:

- ۱) چرخه گس-اجکتوری پیشنهادی نسبت به آرایش‌های موجود در ادبیات فن (گس ساده، تبرید جذبی ساده و تبرید جذبی اجکتوری) به لحاظ بازده‌های قانون اول و دوم عملکرد بهتری را نشان می‌دهد.
- ۲) در چرخه گس-اجکتوری با افزایش دمای اواپراتور نسبت سطح مقطع بحرانی بهینه برای اجکتور افزایش می‌یابد.
- ۳) برای یک اجکتور با هندسه مشخص در چرخه گس

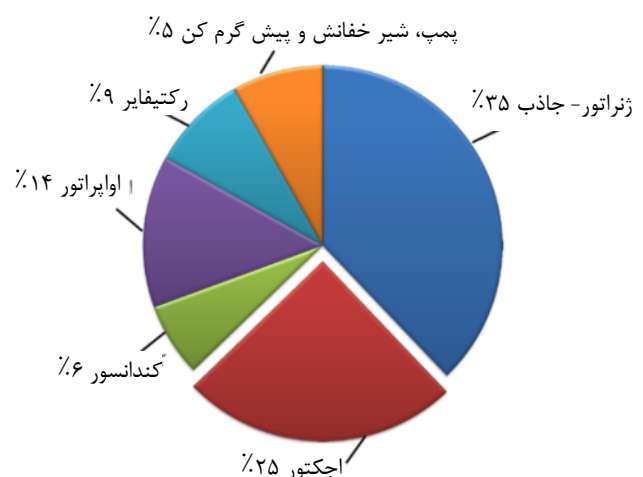
انرژی را برای چرخه تبرید اجکتوری در دمای اواپراتور 5°C ، دمای کندانسور 33°C و دمای ژنراتور 155°C و فشار ژنراتور ۳۵ بار برای اجزای مختلف چرخه به صورت درصد بیان کرده ایم. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد پس از مجموعه ژنراتور-جاذب بیشترین نرخ نابودی انرژی در اجکتور می‌باشد. اگرچه نرخ نابودی انرژی در اجکتور زیاد می‌باشد ولی اقتصادی بودن و مقرون به صرفه بودن، نداشتن قطعات متحرک می‌تواند مزایایی باشد که استفاده از این وسیله راتوجیه می‌کند. علاوه بر این همان‌طور که از شکل‌های قبلی مشخص است با بکارگیری اجکتور در چرخه گس و همین‌طور در چرخه تبرید جذبی تک اثره بازده قانون اول و دوم برای کل چرخه افزایش زیادی خواهد داشت.

۵-۳- بهینه‌سازی

چرخه گس-اجکتوری از دیدگاه انرژی و اکونومیکی بهینه سازی شد. هدف از بهینه‌سازی چرخه، تعیین شرایط برای به حداقل رساندن هزینه واحد محصول، با در نظر گرفتن محدودیت‌های زیر است:

$$140^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{gen}} \leq 170^{\circ}\text{C} \quad 30^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{cond}} \leq 36^{\circ}\text{C}$$

$$0^{\circ}\text{C} \leq T_e \leq 10^{\circ}\text{C} \quad 0.2 \leq D_x \leq 0.5$$



شکل ۱۲ نرخ نابودی انرژی در اجکتور در اجزای مختلف چرخه گس-اجکتوری

در جدول ۸ نتایج این بهینه‌سازی که توسط نرم‌افزار ای‌ای‌اس انجام گرفته است نشان داده شده است. همان‌طور که

ورودی	in	اجکتوری افزایش دمای اواپراتور باعث افزایش بازده قانون اول و دوم می شود.
بخش اختلاط	m	
خروجی	out	(۴) با افزایش دمای ژنراتور در چرخه های گکس نقطه بیشینه ای برای بازده های قانون اول و دوم بوجود می آید.
جریان اولیه	P	(۵) در شرایط مشخص برای چرخه گکس اجکتوری هزینه سرمایه (محصول خروجی) $190 \$/GJ$ بدست آمد.
جریان اولیه در سطح مقطع موثر	PA	
گلویی نازل	Pt	
خروجی نازل	Pl	
آیزنتروپیک	S	
جریان ثانویه در سطح مقطع موثر	sA	
جریان ثانویه	Sec	

۷- فهرست علائم

مساحت (m^2)	A
COP ضریب عملکرد	COP
قطر (m)	D
اگزرژی جریانی (kW)	$\dot{E}$
نرخ نابودی اگزرژی (kW)	$\dot{E}_D$
نرخ اتلافات انرژی در اجکتور (kW)	$\dot{P}_{loss}$
خطای نسبی (%)	E_R
شیر خفانش	EV
ضریب اصطکاک	f_m
آنتالپی (kJ/kg)	h
طول (m)	L
عدد ماخ	M
دبی جرمی (kg/s)	$\dot{m}$
فشار (kPa)	P
نرخ انتقال گرما (kW)	$\dot{Q}$
شعاع (mm)	R, r
جاذب	ABS
آنتروپی ($kJ/kg \cdot K$)	s
دما ($^{\circ}C$)	T
سرعت (ms^{-1})	Ve, Vr
توان (kW)	$\dot{W}$
رکتیفایر	r, rec
دمای میانگین منبع گرم (K)	T_b
دمای میانگین منبع سرد (K)	T_h
کندانسور	cond
اواپراتور	e
اجکتور	eje
ژنراتور	gen, g

۸- مراجع

- [1] Srikuhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S., "A review of absorption refrigeration technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, 2001, pp. 343-372.
- [2] Garimella S., Christensen R.N., Lacy D., "Performance evaluation of a generator-absorber heat exchange heat pump", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16 No. 7, 1996, pp. 591-604.
- [3] Grossman G., DeVault R., Creswick F., "Simulation and performance analysis of an ammonia water absorption heat pump based on the generator absorber heat exchange (GAX) cycle", *ASHRAE Transactions*, Vol. 101 No. 1, 1995, pp. 1313-23.
- [4] Kang Y.T., Kashiwagi T., "An environmentally friendly GAX cycle for panel heating, PGAX cycle", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, No. 5, 2000, pp. 378-87.
- [5] Vela'zquez N, Best R., "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 10, 2002, pp. 1089-103.
- [6] Jawahar C.P., Saravanan R., "Generator absorber heat exchange based absorption cycle-A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 2010, PP. 2372-2382.
- [7] Kang Y.T., Hong H., Park K.S., "Performance

- [22] Mehr, A.S., Yari, M., Mahmoudi, S.M.S., Soroureddin, A., "A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems: SGAX, GAXH and GAX-E", *Applied Thermal Engineering* Vol. 44, 2012, pp. 29-38.
- [23] EES: Engineering Equation Solver, 2009. F-Chart Software
- [24] Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkaci, H.S., and Yigit, O., "Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio", *International journal of refrigeration*, Vol. 31, 2008, pp. 1183-1189.
- [25] Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., Srihirin, P., "Experimental investigation of an ejector refrigeration: Effect of mixing chamber geometry on system performance", *International Journal of Energy Research*, Vol. 25, 2001, pp. 397-411
- [26] Ramesh Kumar A., Udaya Kumar M., "Studies of compressor pressure ratio effect on GAX absorption compression cooler", *Applied Energy*. Vol. 85, No. 12, 2008, pp. 1163-72.
- [27] Misra R.D., Sahoo P.K., Gupta A., "Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 29, 2006, pp. 47-59.
- [28] Ahrendts J., "Reference states", *Energy* Vol. 5, 1980, pp. 667-77.
- [29] Vieira L.S., Donatelli J.L., Cruz M.E., "Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator", *Energy Conversion and Management*. 50, 2009, 1955-67.
- [30] Zare V., Mahmoudi S.M.S., Yari M., Amidpour M., "Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 47, No. 1, 2012, pp. 271-283
- [31] Misra R.D., Sahoo P.K., Sahoo S., Gupta A., "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 26, 2003, pp. 158-69.
- [32] Gebreslassie B.H., Guillén-Gosálbez G., Jiménez L., Boer D., "Design of environmentally conscious absorption cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment", *Applied Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 1712-22.
- [33] Garousi Farshi L., Mahmoudi S.M.S., Rosen M.A., "Exergoeconomic comparison of double effect and combined ejector-double effect absorption refrigeration systems", *Applied Energy* Vol. 103, 2013, pp. 700-711.
- analysis of advanced hybrid GAX cycles, HGAX", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27 No. 4, 2004, pp. 442-8.
- [8] Ramesh Kumar A., Udaya Kumar M., "Simulation studies on GAX absorption compression cooler", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 9, 2007, pp. 2604-10.
- [9] Zheng D., Deng W., Jin H., Ji J., "α-h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 11-12, 2007, pp. 1771-8.
- [10] Yari M., Zarin A., Mahmoudi S.M.S., "Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles", *Renewable Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 2011-20.
- [11] Keenan J.H., Neumann E.P., Lustwerk F., "An investigation of ejector design by analysis and experiment", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 72, 1950, pp. 299-309.
- [12] Munday JT, Bagster DF., "A new theory applied to steam jet refrigeration", *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 16, 1977, pp. 442-9.
- [13] Aly NH, Aly K., and Shamloul MM., "Modeling and simulation of steam jet ejectors", *Desalination*, Vol. 12, 1999, pp. 1-8.
- [14] Eames, I.W., Aphornratana, S., and Haider H., "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 6, 1995, pp. 378-86.
- [15] Huang BJ, Chang JM, Wang CP, Petrenko VA., "A 1D analysis of ejector performance", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, 1999, pp. 354-64.
- [16] Alexis, G.K., and Rogdakis, E.d., "A verification study of steam-ejector refrigeration model", *Applied Thermal Engineering*, 2002, pp. 29-36.
- [17] Rogdakis E.D., Alexis L.K., "Investigation of ejector design at optimum operating condition", *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, 2000, pp. 1841-49.
- [18] Alexis G.K., Rogdakis E.D., "Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, 2002, pp. 97-106.
- [19] Selvaraju A., Mani A., "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 5-6, 2004, pp. 827-38.
- [20] Yu J., Ren Y.F., Chen H., Li Y.Z., "Applying mechanical sub-cooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 2007, pp. 1193-9.
- [21] Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., and Li, Y., "Shock circle model for ejector performance evaluation", *Energy Conversion and Management*, 2007, Vol. 48, pp. 2533-2541.