

تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی و اگزرژیواکونومیکی چرخه گکس استاندارد آمونیاک- آب

توحید ادیبی^{۲*}

علی صابری مهر^۱

گروه مهندسی مکانیک دانشگاه بناب، بناب، ایران
(تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۲/۲۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۹/۲۴)

چکیده:

در این مقاله، چرخه تبرید جذبی گکس استاندارد از لحاظ ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی مورد بررسی قرار گرفته و بهینه‌سازی آن با هدف به دست آوردن بیشترین مقدار ضریب عملکرد (یا بازده اگزرژی) یا کمترین مقدار هزینه محصول انجام شد. با نوشتن معادلات موازنه جرمی، انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف سامانه، تحلیل ترمودینامیکی سامانه انجام می‌شود و با حل همزمان معادلات موازنه اگزرژی - اقتصادی که برای تک تک اجزای سامانه اعمال شده است، تحلیل اقتصادی سامانه تحلیل خواهد شد. با تعریف قوانین اول و دوم ترمودینامیک و همچنین تعریف هزینه واحد اگزرژی محصول نهایی سامانه مورد نظر تحلیل و بهینه‌سازی می‌گردد. در سامانه طرح شده، برای بهینه‌سازی سامانه، پارامترهای کلیدی سامانه، دمای ژنراتور، دمای کندانسور و اختلاف غلظت محلول غلیظ و رقیق به‌عنوان متغیرهای بهینه‌سازی انتخاب می‌شوند. نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که در مقایسه با حالت بهینه ترمودینامیکی (بالاترین ضریب عملکرد و یا بازده اگزرژی)، کمترین مقدار هزینه واحد محصول در دمای ژنراتور پایین‌تری، به‌دست می‌آید. نتایج بهینه‌سازی حاکی از این است که در شرایط کمترین مقدار هزینه واحد محصول، ضریب عملکرد و بازده قانون دوم به ترتیب ۰/۶۰۲ و ۰/۵۰۸ به‌دست می‌آید که این معیارهای عملکردی در مقایسه با مقادیر بیشینه آنها به ترتیب ۵۷/۲٪ و ۵۷/۳۵٪ کمتر است.

کلمات کلیدی: تبرید جذبی، چرخه گکس، اگزرژیواکونومیک، آمونیاک- آب، ضریب عملکرد

Thermodynamic and Exergoeconomic Analysis and Optimization of a Standard Ammonia-Water Generator-Absorber Heat Exchange (GAX) Based Absorption Refrigeration Cycle

A. S. Mehr¹

T. Adibi^{2*}

Department of mechanical engineering,
University of Bonab, Bonab, Iran

(Received: 16/March/2019; 15/December/2019)

Abstract:

In this article, a standard GAX absorption refrigeration cycle is investigated from the viewpoints of thermodynamics and thermoeconomics and its optimization is performed with the aim of obtaining maximum COP (or maximum exergy efficiency) or minimum unit product cost. The thermodynamic analysis of this system is done by applying the mass, energy and exergy balance equations on different components of the system, and its economic analysis is performed by solving simultaneously, the exergy-economics equations for each of the system components. The system is analyzed and optimized by defining the first and second laws of thermodynamics and also defining the unit exergy cost of the product. The key parameters selected as optimization parameters for the proposed system are the generator temperature, the condenser temperature and the degassing range (the difference between densities of the strong solution and that of the weak solution). Results indicate that in comparison with the thermodynamically optimized condition (maximum COP or exergy efficiency), minimum unit product cost is obtained at a lower generator temperature. Optimization results show that at minimum unit product cost, COP and 2nd law efficiency are calculated to be 0.602 and 0.508, which are 57.2% and 57.35% less in comparison with their maximum values, respectively.

Key words: Absorption refrigeration, GAX cycle, Exergo-economic, Ammonia-water, COP

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه بناب: mehr@bonabu.ac.ir

۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه بناب (نویسنده پاسخگو): Tohidadibi@ubonab.ac.ir

RHX پیش خنک کن
SGAX گکس استاندارد

علائم یونانی

η_{ex} بازده انرژژی [%]
 ε کارایی [%]
 ψ جریان انرژژی [kJ kg^{-1}]

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر سامانه تبرید جذبی گکس، که در آن بازیافت داخلی گرما نقش مثبتی دارد، توجه محققان را به خود جلب نموده است. در این چرخه می‌توان از منابع دما پایین به‌عنوان منبع حرارتی و از محلول آمونیاک-آب که محیط دوست است و نقطه جوش متغیری دارد، به‌عنوان سیال عامل استفاده کرد. متغیر بودن نقطه جوش در محلول‌ها که در حقیقت به واسطه متغیر بودن غلظت در اجزا صورت می‌گیرد، باعث نزدیکتر شدن نمودارهای دمایی در مبدل‌های گرمایی و کاهش اتلاف انرژژی می‌شود. ثابت شده است که چرخه گکس عملکرد بهتری نسبت به چرخه‌های تبرید جذبی متداول دارد [۱].

ولز کوئز و همکاران [۲] با مطالعه عملکرد سامانه گکس با منبع حرارتی انرژژی خورشیدی و گاز طبیعی، به ظرفیت تبرید ۱۰ کیلووات، مقدار ضریب عملکرد آن را ۰/۸۶ به‌دست آوردند و در نهایت به این نتیجه رسیدند که این سامانه می‌تواند برای تهویه هوا در مکان‌هایی که اختلاف دمای اوپراتور و کندانسور کم است، مورد استفاده قرار گیرد. هانا و همکاران [۳] یک سامانه تبرید جذبی گکس را با تاکید بر صرفه اقتصادی اجزای چرخه به ویژه ژنراتور و جاذب، به دقت مورد بررسی قرار دادند. کنگ و کاشیواگی [۴] عملکرد چرخه گکس را با چرخه تبرید جذبی تک اثره برای پنل‌های گرمایشی مقایسه کردند. آنها تحلیل پارامتریکی بر روی UA انجام دادند و نشان دادند که تاثیر آن در چرخه گکس بیشتر از سامانه تک اثره است. ژنگ و همکاران [۵] 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

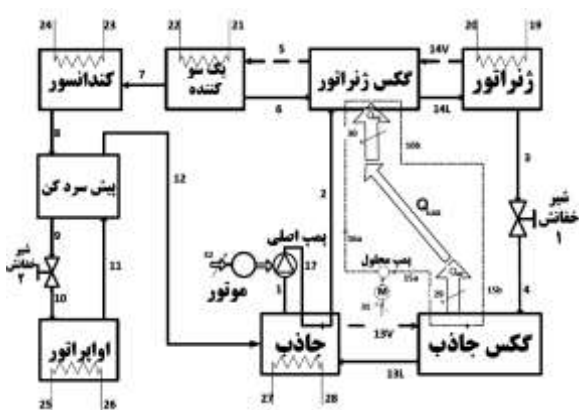
فهرست علائم و اختصارات

c هزینه واحد انرژژی ($\text{\$ GJ}^{-1}$)
 \dot{C} نرخ هزینه ($\text{\$ h}^{-1}$)
 D_x اختلاف غلظت محلول رقیق و غلیظ
 \dot{E} نرخ انرژژی [kW]
 H آنتالپی [kJ kg^{-1}]
 i_r نرخ بهره
 \dot{m} دبی جرمی [kg s^{-1}]
 P فشار [bar]
 \dot{Q} نرخ انتقال حرارت [kW]
 S آنتروپی [$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]
 T دما [$^{\circ}\text{C}$]
 UA ضریب کلی انتقال حرارت در مساحت [W K^{-1}]
 \dot{W} توان [kW]
 Z هزینه سرمایه‌گذاری اجزا ($\text{\$}$)
 \dot{Z} نرخ هزینه سرمایه‌گذاری هر جز ($\text{\$ h}^{-1}$)

اندیس‌ها

0 محیط
ASP پمپ اضافی محلول
ABS جاذب
Ch شیمیایی
CI سرمایه‌گذاری
COD حالت هزینه بهینه
COND کندانسور
COP [-] ضریب عملکرد
CRF ضریب بازیافت سرمایه
cw آب سرد
D تخریب
EV شیر انبساط
EVAP اوپراتور
GAX گکس
GAXA گکس جاذب
GAXD گکس ژنراتور
GEN ژنراتور
hw آب گرم
i, in ورودی
out خروجی
P پمپ
ph فیزیکی
Rec رکتیفایر

تولید بخاری با غلظت بالای آمونیاک می‌کند. بخار به قسمت دما پایین ژنراتور فرستاده شده و مایع از قسمت دما پایین به قسمت دما بالای ژنراتور برگشت داده می‌شود. محلول رقیق خروجی از ژنراتور از طریق شیر انبساط ۱ و قسمت دما بالای جاذب (که گرمای دفع شده از آن به محلول عبوری از قسمت دما پایین ژنراتور انتقال می‌یابد) به جاذب فرستاده می‌شود. بخار آمونیاک خروجی از ژنراتور با عبور از قسمت دما پایین ژنراتور و یک سو کننده که دستگاهی برای افزایش غلظت آمونیاک است، وارد کندانسور می‌شود. در کندانسور با دفع حرارت به بیرون بخار آمونیاک کندانس می‌شود. لازم به ذکر است که مایع متراکم شده در رکتیفایر به ژنراتور برگردانده می‌شود. مایع اشباع تقریباً خالص آمونیاک خروجی از کندانسور با عبور از پیش سرد کن و شیر فشار شکن ۲ وارد تبخیر کننده می‌شود. مایع مبرد با دریافت گرما در مبادله کننده تبخیر کننده، تبخیر شده و با خروج از آن، آماده جذب توسط محلول رقیق ورودی جاذب می‌باشد. در قسمت جاذب که به دو بخش دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شود، از قسمت دما بالای جاذب حرارت ممکن و در دسترس توسط سیال ثانویه (آب) به قسمت دما پایین ژنراتور ارسال می‌شود. در حقیقت دو بخش دما بالای جاذب و قسمت دما پایین ژنراتور یک مبادله کن حرارتی کوپل شده به هم هستند.



شکل (۱): چرخه تبرید جذبی گس آب- آمونیاک

پیشرفته.

برای مدل‌سازی سامانه فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- سامانه در شرایط حالت پایا کار می‌کند.

تبرید جذبی تک اثره متداول به ترتیب ۳۱ درصد و ۷۸ درصد بیشتر است. در حالت کلی نتایج مطالعه محققین نشان می‌دهد که ضریب عملکرد چرخه تبرید گس به میزان ۳۰-۲۰٪ نسبت به تبرید جذبی مرسوم بیشتر است [۱].

با این وجود، چرخه گس معایبی از قبیل هزینه‌های بالای بهره‌برداری و نگهداری دارد [۶]. این مشکل ناشی از وجود پمپ اضافی برای چرخاندن سیال ثانویه بین جاذب و ژنراتور است. علاوه بر این، انجام فرآیند بازیافت حرارتی، نیازمند مبدل‌های گرمایی کارتری در جاذب و ژنراتور است که این مساله به نوبه خود هزینه‌های سرمایه‌گذاری و راه اندازی سامانه را افزایش می‌دهد. کاربرد سامانه تبرید جذبی گس در مواردی که نیاز به کاهش مصرف برق داریم بسیار حائز اهمیت است به‌طور مثال در صنایعی که تامین برق برای سامانه خنک کاری با دشواری همراه است استفاده از سامانه تبرید جذبی گس می‌تواند در اولویت باشد. همچنین استفاده از سامانه تبرید جذبی گس در صنایع هوا فضا به دلیل بالا بودن ضریب عملکرد سامانه و همچنین مصرف برق پایین اهمیت ویژه‌ای دارد.

تا جایی که نویسندگان مقاله اطلاع دارند، در ادبیات فن کار تحقیقی در مورد بررسی اگزرژی-اقتصادی سامانه گس استاندارد آمونیاک- آب و به ویژه هزینه سرمایه‌گذاری تولید شده وجود ندارد. در این مقاله به این مهم پرداخته شد و با اعمال تئوری هزینه اگزرژی به چرخه گس استاندارد، شرایط طراحی بهینه آن با در نظر گرفتن یک سری متغیر-های تصمیم‌گیری به دست آمد و با مطالعه پارامتریک، تاثیر این متغیرها بر ضریب عملکرد، بازده اگزرژی و هزینه ویژه محصول مشخص شد. سپس با استفاده از نرم‌افزار ای اس، چرخه مذکور از دیدگاه ترمودینامیکی بهینه‌سازی شد.

۲- توصیف سامانه و فرضیات مورد استفاده

شکل (۱) شماتیکی از چرخه تبرید جذبی گس استاندارد آمونیاک- آب را نشان می‌دهد. محلول اشباع غلیظ (با غلظت بالای مبرد) خروجی از جاذب به قسمت دما پایین ژنراتور پمپ می‌شود. در ژنراتور محلول از منبع خارجی حرارت را دریافت می‌کند. این محلول در ژنراتور جوشیده و

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left[\left(\frac{X}{M_{NH_3}} \right) e_{ch, NH_3}^0 + \left(\frac{1-X}{M_{H_2O}} \right) e_{ch, H_2O}^0 \right] \quad (۳)$$

در اینجا X نشان دهنده غلظت آمونیاک است و در رابطه (۳) M جرم مولکولی را نشان می‌دهد.

که e_{ch, H_2O}^0 و e_{ch, NH_3}^0 به ترتیب اگزرژی استاندارد شیمیایی آمونیاک و آب هستند [۱۰].

اگزرژی شیمیایی محلول از دو قسمت اگزرژی استاندارد و اگزرژی تخریبی مربوط به انحلال دو جزء تشکیل یافته است. اگزرژی استاندارد فقط تابع غلظت است و اگزرژی تخریبی وابسته به دما، فشار و غلظت. در این تحقیق همانند بسیاری از تحقیق‌های منتشر شده در محاسبه اگزرژی شیمیایی فقط بخش اگزرژی استاندارد در نظر گرفته شده است و این توضیح داده می‌شود که اگزرژی تخریبی انحلالی در مقایسه به اگزرژی شیمیایی استاندارد می‌تواند قابل صرف نظر کردن باشد [۱۱-۱۳].

با اعمال قانون اول ترمودینامیک ضریب عملکرد چرخه از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۴، ۱۵]

$$COP_{SGAX} = \frac{\dot{Q}_{cooling}}{\dot{Q}_{input} + \dot{W}_{pump} + \dot{W}_{ASP}} \quad (۴)$$

\dot{Q}_{input} و $\dot{Q}_{cooling}$ سرمایش خروجی در اواپراتور و گرمای ورودی در ژنراتور است. \dot{W}_{ASP} و \dot{W}_{pump} توان مصرفی پمپ اصلی و پمپ اضافی محلول است. با معادله زیر نیز بازده اگزرژی چرخه محاسبه می‌شود [۱۶]

$$\eta_{ex, SGAX} = \frac{\dot{m}_{cw} (\psi_{26} - \psi_{25})}{\dot{m}_{hw} (\psi_{19} - \psi_{20}) + \dot{W}_{pump} + \dot{W}_{ASP}} \quad (۵-الف)$$

با توجه به این که راندمان اگزرژی کل برای چرخه تبرید به صورت یک سامانه به صورت اگزرژی مطلوب خروجی از سامانه (تغییر اگزرژی در تبخیر کننده) بر روی اگزرژی ورودی به سامانه (تغییر اگزرژی در ژنراتور به همراه مصرفی پمپ) تعریف می‌شود، تغییر اگزرژی در اجزای دیگر مانند کندانسور یا جاذب به صورت مستقیم در فرمولبندی تعریف برای بازدهی اگزرژی ظاهر نمی‌شود. ولی در اصل،

- میرد در خروجی کندانسور و اواپراتور به ترتیب در حالت مایع و بخار اشباع است.
- از افت فشار در مبدل‌های گرمایی و لوله‌ها صرف نظر شده است.
- سامانه آب سرد تولید کرده و ژنراتور توسط آب داغ گرم می‌شود.
- گرمای دفع شده از کندانسور و جاذب به آب خنک کننده منتقل می‌شود [۷].
- شیرهای خفکان به صورت بی‌دررو عمل می‌کنند.

۳- مدل‌سازی سامانه

در این قسمت مدل‌سازی سامانه پیشنهادی انجام خواهد شد. برای اینکه کدی در نرم‌افزار نوشته می‌شود تا معادلات حاکم را به صورت همزمان حل کند.

۳-۱- تحلیل ترمودینامیکی

برای تحلیل ترمودینامیکی سامانه، با در نظر گرفتن هر جزء به عنوان حجم کنترل، قوانین بقای جرم و انرژی و هم-چنین قانون دوم ترمودینامیک برای آن جزء نوشته شد. با حل معادلات به دست آمده در نرم‌افزار ای ای اس^۲ عملکرد چرخه شبیه‌سازی شد. قانون دوم ترمودینامیک برای ارزیابی عملکرد سامانه از دیدگاه اگزرژی به کار می‌رود. در غیاب اثرهای مغناطیسی، الکتریکی، هسته‌ای و تنش سطحی و با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و پتانسیل، اگزرژی کل یک جریان مجموع اگزرژی‌های فیزیکی و شیمیایی آن است:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (۱)$$

جمله اول در سمت راست معادله (۱) را می‌توان از رابطه ذیل به دست آورد:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (۲)$$

\dot{E}_{ch} در معادله (۱) را برای محلول آمونیاک-آب می‌توان از معادله ذیل محاسبه کرد [۸، ۹]

^۲ EES Software

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (۸)$$

هزینه سرمایه‌گذاری خطی شده سالانه جزء k ام از فرمول زیر به دست می‌آید [۸، ۱۷].

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau}\right) Z_k \quad (۹)$$

که در آن، CRF ضریب بازیافت سرمایه‌گذاری و τ تعداد ساعات کارکرد سامانه در یک سال است. ضریب بازیافت سرمایه‌گذاری تابعی از نرخ بهره i_r ، و تعداد سال‌های مفید عملیاتی دستگاه، n ، می‌باشد [۱۷]

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (۱۰)$$

نحوه محاسبه Z_k برای هر جزء دستگاه در پیوست اشاره شده است. هزینه خطی شده سالانه بهره‌بردا و نگهداری جزء k ام با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۸، ۱۷].

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \omega_k \dot{E}_{p,k} + \dot{R}_k \quad (۱۱)$$

که ω_k و γ_k به ترتیب مربوط به هزینه‌های ثابت و متغیر بهره‌بردا و نگهداری جز k ام هستند و شامل انواع دیگر هزینه‌های بهره‌بردا و نگهداری می‌شود که مستقل از هزینه سرمایه‌گذاری و اگزروزی هر جزء می‌باشد. از آنجا که دو جمله آخر سمت راست معادله در مقایسه با عبارت اول ناچیز هست، از آنها صرف‌نظر می‌شود [۱۷-۲۰]

با نوشتن موازنه هزینه و روابط جانبی لازم برای هر جز چرخه، دستگاه معادلات ذیل تشکیل می‌شود:

ژنراتور:

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_5 + \dot{C}_{20} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{19} + \dot{C}_2 + \dot{C}_{\dot{Q},GAXD} + \dot{Z}_{Desorber} \quad (۱۲)$$

$$\frac{\dot{C}_5 - \dot{C}_2}{\dot{E}_5 - \dot{E}_2} = \frac{\dot{C}_3 - \dot{C}_2}{\dot{E}_3 - \dot{E}_2} \quad (۱۳)$$

$$\frac{\dot{C}_{19}}{\dot{E}_{19}} = \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}} \text{ or } c_{19} = c_{20} \quad (۱۴)$$

گکس ژنراتور:

نرخ اتلاف و نبود اگزروزی در اجزای دیگر در بازدهی اگزروزی به‌طور ضمنی تاثیرگذار است چراکه اگزروزی ورودی به سامانه برابر است با اگزروزی خروجی از سامانه به‌علاوه نرخ نابودی اگزروزی و نرخ اتلاف اگزروزی در اجزای مختلف در سامانه. همچنین با توجه به فرمول ۵-ب تغییرات دمای اجزا نیز به نوبه خود بر روی نرخ اگزروزی تاثیرگذار خواهد بود.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)}{\dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) + \dot{W}_{pump} + \dot{W}_{ASP}} \quad (۵-ب)$$

مدل ترمودینامیکی چرخه گکس استاندارد در مقالات قبلی نویسندگان ایجاد و اعتباردهی شده است [۱۵].

۳-۲- تحلیل ترمواکونومیکی

هدف از تحلیل ترمواکونومیکی یک سامانه، شناسایی فرآیندهای موثر در هزینه و محاسبه قیمت واحد اگزروزی جریان‌های محصول است و اطلاعات به‌دست آمده از این طریق برای بهینه‌سازی اقتصادی سامانه به کار می‌رود. بدین منظور معادله موازنه هزینه به‌همراه روابط کمکی لازم برای هر جزء چرخه نوشته می‌شود. در حالت کلی، برای یک جزئی که گرما دریافت و توان تولید می‌کند، موازنه هزینه به‌صورت ذیل است [۱۵]:

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (۶)$$

که:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (۷)$$

c هزینه واحد اگزروزی جریان است.

معادله (۶) بیان می‌کند که نرخ هزینه کل جریان‌های اگزروزی خروجی برابر با مجموع نرخ هزینه کل جریان‌های اگزروزی ورودی و نرخ هزینه‌های لازم برای انجام فرآیند است. عبارت \dot{Z}_k در معادله (۶) نرخ هزینه کل مرتبط با هزینه سرمایه‌گذاری و بهره‌بردا و نگهداری برای جزء k ام می‌باشد.

$$\dot{C}_9 + \dot{C}_{12} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{RHX} \quad (28)$$

$$\frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}_{11}} = \frac{\dot{C}_{12}}{\dot{E}_{12}} \text{ or } c_{11} = c_{12} \quad (29)$$

اوپراتور:

$$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{26} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{evap} \quad (30)$$

$$\frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}_{11}} \text{ or } c_{10} = c_{11} \quad (31)$$

شیرهای اختناق:

$$\dot{C}_4 = \dot{C}_3 + \dot{Z}_{EV.1} \quad (32)$$

$$\dot{C}_{10} = \dot{C}_9 + \dot{Z}_{EV.2} \quad (33)$$

از آنجا که سهم شیر انبساط در هزینه کل سامانه ناچیز است، از هزینه آن چشم پوشی می شود [۸، ۱۷، ۱۸].

پمپ اضافی محلول:

$$\dot{C}_{16} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{ASP} + \dot{Z}_{Motor} \quad (34)$$

پمپ:

$$\dot{C}_{17} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{pump} + \dot{Z}_{Motor} \quad (35)$$

برای به دست آوردن هزینه واحد تمام جریان های اگزرژی سامانه گکس، دستگاه معادلات خطی (۱۲) تا (۳۵)، با فرض معلوم بودن قیمت واحد اگزرژی گرمای ورودی (C_{19}) و الکتریسیته ($C_{31} = C_{32} = C_{33}$) و صرف نظر کردن از هزینه آب خنک کننده ($C_{23} = 0$)، حل شد. ارزیابی اگزرژیواکونومیکی سامانه گکس استاندارد با استفاده از متغیرهای ترمواکونومیکی مانند قیمت واحد سوخت ($C_{F,k}$)، قیمت واحد محصول ($C_{P,k}$)، نرخ هزینه تخریب اگزرژی ($\dot{C}_{D,k}$)، نرخ هزینه اتلاف اگزرژی ($\dot{C}_{L,k}$) و ضریب ترمواکونومیکی (f_k) صورت می گیرد. این پارامترها با استفاده از روابط ذیل محاسبه می شوند [۱۹].

$$C_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (36)$$

$$\dot{C}_5 + \dot{C}_{14l} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{14v} + \dot{C}_2 + \dot{C}_{rq} + \dot{Z}_{GAXD} \quad (15)$$

$$\frac{\dot{C}_5 - (\dot{C}_2 + \dot{C}_6 + \dot{C}_{14v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_5 - (\dot{E}_2 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{14v} + \dot{E}_{rq})} = \frac{\dot{C}_{14l} - (\dot{C}_2 + \dot{C}_6 + \dot{C}_{14v} + \dot{C}_{rq})}{\dot{E}_{14l} - (\dot{E}_2 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{14v} + \dot{E}_{rq})} \quad (16)$$

گکس جاذب:

$$\dot{C}_{13l} + \dot{C}_{av} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{13v} + \dot{Z}_{GAXA} \quad (17)$$

$$\frac{\dot{C}_{av} - (\dot{C}_4 + \dot{C}_{13v})}{\dot{E}_{av} - (\dot{E}_4 + \dot{E}_{13v})} = \frac{\dot{C}_{13l} - (\dot{C}_4 + \dot{C}_{13v})}{\dot{E}_{13l} - (\dot{E}_4 + \dot{E}_{13v})} \quad (18)$$

جاذب:

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_{28} + \dot{C}_{\dot{Q},GAXA} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{27} + \dot{C}_4 + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{Absorber} \quad (19)$$

$$\frac{\dot{C}_4 + \dot{C}_{12}}{\dot{E}_4 + \dot{E}_{12}} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1} \quad (20)$$

$$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} = \frac{\dot{C}_{av}}{\dot{E}_{av}} \text{ or } c_2 = c_{av} \quad (21)$$

$$\frac{\dot{C}_4 + \dot{C}_{17}}{\dot{E}_4 + \dot{E}_{17}} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} \quad (22)$$

رکتیفایر:

$$\dot{C}_7 + \dot{C}_6 + \dot{C}_{22} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{Rectifier} \quad (23)$$

$$\frac{\dot{C}_7 - \dot{C}_5}{\dot{E}_7 - \dot{E}_5} = \frac{\dot{C}_6 - \dot{C}_{21}}{\dot{E}_6 - \dot{E}_{21}} \quad (24)$$

$$\frac{\dot{C}_{21}}{\dot{E}_{21}} = \frac{\dot{C}_{22}}{\dot{E}_{22}} \text{ or } c_{21} = c_{22} \quad (25)$$

کندانسور:

$$\dot{C}_8 + \dot{C}_{24} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{cond} \quad (26)$$

$$\frac{\dot{C}_{23}}{\dot{E}_{23}} = \frac{\dot{C}_{24}}{\dot{E}_{24}} \text{ or } c_{23} = c_{24} \quad (27)$$

پیش خنک کن:

جدول (۲): خواص ترمودینامیکی و نرخ هزینه چرخه گکس استاندارد.

مختلف چرخه گکس استاندارد به صورت خلاصه نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که به ازای ظرفیت تبرید ۱۰۰ کیلو وات در اوپراتور، هزینه واحد آگزرژی جریان ۲۶ که همان جریان محصول است، $170/8 \text{ \$/GJ}$ به دست آمده است.

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (37)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (38)$$

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

$$f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (40)$$

در جدول ۳ نرخ اتلاف و نابودی آگزرژی در اجزای مختلف سامانه که حاصل نتایج تحلیل ترمودینامیکی است آورده شده است. همان‌طور که مشخص است جاذب-ژنراتور به عنوان یک سامانه واحد در نظر گرفته شده بیشترین نرخ نابودی آگزرژی را به خود اختصاص داده‌اند. عوامل تخریب آگزرژی در اجزای مختلف به واسطه اختلاف دمای محدود یا کاستی‌های مخرب در داخل خود دستگاه به وجود می‌آیند.

جدول ۴ نتایج حاصل از تحلیل آگزرزواکونومیکی سامانه گکس استاندارد را نشان می‌دهد. با مراجعه به این جدول مشخص می‌شود که کمترین مقدار ضریب ترمواکونومیکی متعلق به کندانسور است که این امر بیانگر بالا بودن میزان اتلاف و تخریب آگزرژی در این دستگاه می‌باشد. با بالا بردن بازده آگزرژی کندانسور این مشکل رفع می‌شود. از طرف دیگر، پمپ بیشترین میزان را دارد که با پایین آوردن بازده آگزرژی پمپ، هزینه سرمایه‌گذاری آن نیز کاهش پیدا می‌کند. از آنجا که ارزش آگزرژی سوخت، محصول و میزان تخریب آگزرژی پمپ در مقایسه با کل سامانه ناچیز است، افزایش تخریب آگزرژی پمپ تاثیر کمی بر تخریب آگزرژی کل چرخه دارد. همچنین، تخریب آگزرژی در پمپ به دلیل بازگشت ناپذیر بودن فرایند و در حقیقت بیان دیگری از قانون دوم ترمودینامیک است در حالی که در صورت وجود اتلاف انرژی، اتلاف آگزرژی صورت می‌گیرد. لازم به ذکر است که منظور از سوخت و محصول به ترتیب جریان ورودی و خروجی از پمپ است.

۴- نتایج و بحث

فرضیات اساسی و پارامترهای ورودی مورد استفاده در این مقاله در جدول (۱) داده شده است. قیمت واحد منبع گرمایی (هزینه واحد بخار) پارامتر مهمی برای تعیین هزینه محصولات است. از آنجا که دامنه تغییرات قیمت واحد بخار بسیار وسیع است، در بهینه‌سازی ترمواکونومیکی سامانه مقادیر مختلفی برای آن در نظر گرفته می‌شود. با این حال، برای مطالعه پارامتریکی، مقدار ثابت $15/24 \text{ \$/GJ}$ فرض می‌شود [۲۰، ۲۱].

جدول (۱): پارامترهای ورودی.

پارامتر	مقدار	مرجع
دمای محیط (°C)	۲۵	-
فشار محیط (kPa)	۱۰۱/۳۲۵	-
اختلاف محلول غلیظ و رقیق	۰/۳	[۱۳/۸]
بازده پمپ (-)	۰/۵	[۸]
کارایی پیش‌خنک‌کن (-)	۰/۸	[۸]
تعداد ساعات کارکرد سامانه در یک سال (hour/year)	۱۸۰۰	[۱۸/۱۵]
نرخ بهره (%)	۱۲	[۱۸/۱۵]
تعداد سال	۲۰	[۱۸/۱۵]

در جدول ۲ خواص ترمودینامیکی محاسبه شده به همراه نرخ هزینه‌های جاری و هزینه‌های واحد در نقاط

هزینه		اگرزری کل (kW)	اگرزری شیمیایی (kW)	اگرزری فیزیکی (kW)	غلظت آمونیاک X(-)	دبی جرمی (kg/s)	دما (°C)	ترکیب شیمیایی	فشار (bar)	شماره حالت
واحد	نرخ (\$/h)									
اگرزری (\$/GJ)										
۴۴/۷۷	۲۸۱/۹	۹۳۵۳	۹۳۳۵	۱۸/۰۵	۰/۴۷۱۷	۰/۲۳۹۸	۴۲/۸۳	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱
۴۴/۷	۲۸۲/۳	۹۳۷۸	۹۳۳۵	۴۲/۸۶	۰/۴۷۱۷	۰/۲۳۹۸	۸۶/۸۴	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۲
۴۴/۱۹	۶۶/۳۲	۳۴۹۸	۳۴۰۰	۹۸/۷۶	۰/۱۷۱۷	۰/۱۵۲۴	۱۵۵	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۳
۴۴/۲۹	۶۶/۳۲	۳۴۹۰	۳۴۰۰	۹۰/۳۳	۰/۱۷۱۷	۰/۱۵۲۴	۱۱۶/۸	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۴
۴۴/۶۶	۲۲۲/۹	۱۹۸۰۵	۱۹۴۱۶	۳۸۸/۷	۰/۹۸۱۲	۰/۰۸۹۷۴	۸۶/۸۴	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۵
۴۹/۳۷	۳/۰۱۴	۹۳۷۸	۹۳۳۵	۴۲/۸۶	۰/۴۷۱۷	۰/۰۰۲۳۶۸	۸۶/۸۵	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۶
۴۴/۶۷	۲۱۹/۹	۲۰۰۷۰	۱۹۶۹۰	۳۷۹/۹	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۶۷/۱۱	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۷
۴۴/۸۷	۲۲۰	۲۰۰۰۲	۱۹۶۹۰	۳۱۲/۸	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۴۰	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۸
۴۴/۹۲	۲۲۰/۱	۲۰۰۰۲	۱۹۶۹۰	۳۱۲/۳	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۱۲/۲	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۹
۴۴/۹۲	۲۲۰/۱	۲۰۰۰۰	۱۹۶۹۰	۳۰۹/۹	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۳/۰۶۴	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱۰
۴۴/۹۲	۲۱۹/۲	۱۹۹۱۶	۱۹۶۹۰	۲۲۵/۹	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۵	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱۱
۴۴/۹۲	۲۱۹/۲	۱۹۹۱۱	۱۹۶۹۰	۲۲۱/۱	۰/۹۹۵	۰/۰۸۷۳۸	۳۰/۱۶	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱۲
۳۸/۰۲	۱۱۳/۴	۴۹۱۲	۴۸۸۷	۲۴/۷۱	۰/۲۴۶۹	۰/۱۶۹۹	۸۶/۸۴	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱۳۱
۴۳	۴۹/۰۱	۱۸۰۸۰	۱۷۸۳۵	۲۴۵/۶	۰/۹۰۱۳	۰/۰۱۷۵۱	۸۶/۸۴	آمونیاک-آب	۴/۷۸۴	۱۳۷
۴۴/۶۹	۱۵۷/۸	۶۵۳۱	۶۴۷۷	۵۴/۳۹	۰/۳۲۷۲	۰/۱۹۲۶	۱۱۶/۸	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۱۴۱
۴۴/۲۲	۹۲/۹۹	۱۸۵۶۷	۱۸۱۵۷	۴۱۰/۴	۰/۹۱۷۵	۰/۰۴۰۱۵	۱۱۶/۸	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۱۴۷
۴۴/۸	۲۸۲	۹۳۵۵	۹۳۳۵	۱۹/۴۲	۰/۴۷۱۷	۰/۲۳۹۸	۴۳/۲۵	آمونیاک-آب	۱۵/۴۸	۱۷
۱۵/۲۴	۵/۰۷۷	۱۶۲	۰	۱۶۲	-	۰/۵۷۱۲	۲۰۰	آب	۶/۱۷	۱۹
۱۵/۲۴	۳/۱۶۳	۱۰۰/۹	۰	۱۰۰/۹	-	۰/۵۷۱۲	۱۶۰	آب	۶/۱۷	۲۰
۰	۰	۰	۰	۰	-	۰/۰۵۶۲	۲۵	آب	۱/۰۱	۲۱
۰	۰	۱۱/۲۴	۰	۱۱/۲۴	-	۰/۰۵۶۲	۶۶/۸۴	آب	۱/۰۱	۲۲
۰	۰	۰	۰	۰	-	۱/۱۲۲	۲۵	آب	۱/۰۱	۲۳
۰	۰	۳/۲۶۸	۰	۳/۲۶۸	-	۱/۱۲۲	۴۷/۱۱	آب	۱/۰۱	۲۴
۰	۰	۰	۰	۰	-	۱/۴۱۱	۲۵	آب	۱/۰۱	۲۵
۱۷۰/۸	۱/۰۸۶	۲/۰۹۳	۰	۲/۰۹۳	-	۱/۴۱۱	۸/۰۶۴	آب	۱/۰۱	۲۶
۰	۰	۰	۰	۰	-	۰/۵۰۲۵	۲۵	آب	۱/۰۱	۲۷
۱۱۳/۸	۱/۴۳۳	۱۱/۲۴	۰	۱۱/۲۴	-	۰/۵۰۲۵	۶۶/۸۴	آب	۱/۰۱	۲۸
۳۱	۰/۰۶۹۵۳	۰/۶۲۳	-	۰/۶۲۳	-	-	-	-	-	۳۲

$T_{gen} = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_e = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$, $D_x = 0/3$, $T_{hw} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{evap} = 100 \text{ kW}$, $c_{hw} = 15/24 \text{ } (\$/\text{GJ})$

جدول (۳): نرخ اتلاف اگزرژی و نابودی اگزرژی در اجزای مختلف چرخه گس.

اجزا	ژنراتور و جاذب	تبخیرکننده	کندانسور	پیش خنک کن	یک سو کننده	پمپ
تخریب اگزرژی (kW)	۱۲/۸۳	۱/۳۱	۵/۸۷	۰/۴۶۷	۱/۵۸	۰/۲۹۳۶
اتلاف اگزرژی (kW)	۵/۶۴	-	۳/۶۸	-	۰/۶۳۱۷	-

$T_{gen}= 155\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_e= 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D_x= 0/3$, $T_{hw}= 200\text{ }^{\circ}\text{C}$

جدول (۴): نتایج تحلیل ترمواکونومیکی چرخه تبرید جذبی گس استاندارد.

اجزا	هزینه واحد اگزرژی سوخت (\$/GJ)	هزینه واحد اگزرژی محصول (\$/GJ)	نرخ هزینه تخریب اگزرژی (\$/h)	نرخ هزینه اتلاف اگزرژی (\$/h)	نرخ سرمایه‌گذاری (\$/h)	جمع سه ستون آخر (\$/h)	ضریب ترمواکونومیکی، (%)
ژنراتور و جاذب	۱۵/۲۴	۴۴/۶۶	۰/۷۰۷۷	۰/۳۰۹۹	۱/۵۷۸	۲/۵۹	۶۰/۸
اواپراتور	۴۴/۹۲	۱۷۰/۸	۰/۷۰۹۲	۰	۰/۶۲۹۲	۱/۳۳۹	۴۷/۰۲
کندانسور	۴۴/۶۷	۴۴/۸۷	۰/۳۵۴۲	۰/۵۸۹۷	۰/۳۸۸۷	۱/۳۳۳	۲۹/۱۷
پیش خنک کن	۴۴/۸۷	۴۴/۹۲	۰/۲۷۳۸	۰	۰/۱۹۸۱	۰/۲۷۳۶	۷۲/۴۲
رکتیفایر	۴۴/۶۶	۴۴/۶۷	۰/۳۷۰۴	۰/۱۰۱۶	۰/۱۲۷۵	۰/۳۷۰۴	۳۴/۴۳
پمپ	۳۱	۴۴/۸	۰/۰۳۲۷۷	۰	۰/۱۷۷۴	۰/۲۱۰۲	۸۴/۴۱

$T_{gen}= 155\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_e= 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}= 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $D_x= 0/3$, $T_{hw}= 200\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{Q}_{evap}= 100\text{ kW}$, $c_{hw}= 15/24\text{ } (\$/GJ)$

۴-۱- تحلیل نقش پارامترها

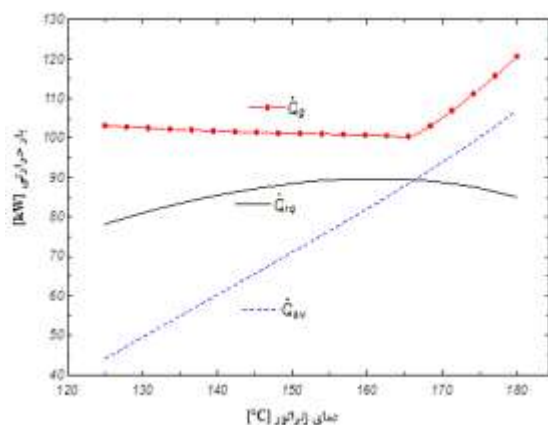
در این قسمت نقش پارامترهای مختلف مثل دمای ژنراتور و کندانسور روی عملکرد سامانه بررسی خواهد شد.

۴-۱-۱- تاثیر دمای ژنراتور

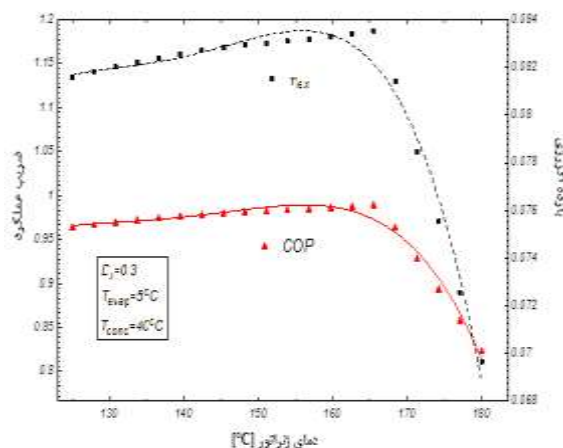
تغییرات ضریب عملکرد و بازده اگزرژی چرخه گس استاندارد با دمای ژنراتور، در شکل ۲ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که ضریب عملکرد و بازده اگزرژی چرخه به ازای مقادیر خاصی از دمای ژنراتور به بیشترین مقدار خود می‌رسند. دلیل این امر، همانگونه که از شکل ۳

مشهود است، تغییرات در میزان گرماهای موجود و مورد نیاز می‌باشد.

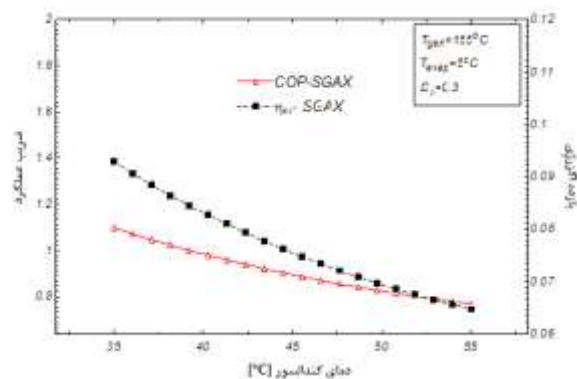
تاثیر دمای ژنراتور بر هزینه واحد محصول (هزینه واحد محصول که در حقیقت همان هزینه واحد اگزرژی تولید برودت است و بر حسب دلار بر روی گیگاژول محاسبه شده است) نیز از شکل ۴ قابل درک است و در یک دمای معین هزینه واحد محصول کمینه می‌شود. علاوه بر این، در مقایسه با حالت بهینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی، کمترین مقدار هزینه واحد محصول در دمای ژنراتور پایینتری اتفاق می‌افتد.



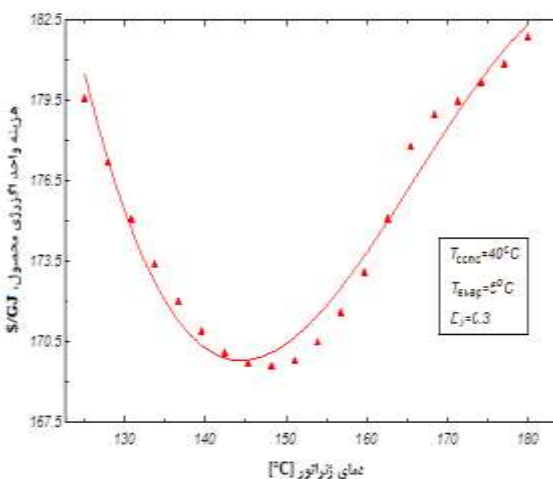
شکل (۳): تاثیر دمای ژنراتور بر بار حرارت.



شکل (۲): تاثیر دمای ژنراتور بر ضریب عملکرد و بازده انرژی.

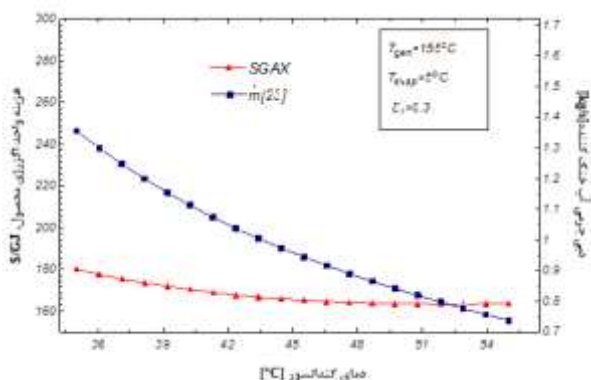


شکل (۵): تاثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد و بازده انرژی.



شکل (۴): تاثیر دمای ژنراتور بر هزینه واحد محصول.

روند تغییرات هزینه واحد محصول و دبی جرمی آب خنک کننده کندانسور با دمای کندانسور را می‌توان در شکل (۶) مشاهده کرد. با افزایش دمای کندانسور، هزینه واحد محصول کاهش پیدا می‌کند.



شکل (۶): تاثیر دمای کندانسور بر هزینه واحد انرژی مصرفی و دبی جرمی آب خنک کننده کندانسور.

۴-۱-۲- تاثیر دمای کندانسور

شکل ۵ نشان دهنده تاثیر دمای کندانسور بر ضریب عملکرد و بازده انرژی چرخه گس استاندارد است. با توجه به این شکل معلوم است که افزایش دمای کندانسور تاثیر معکوسی بر ضریب عملکرد و بازده انرژی چرخه دارد. هنگامی که دمای کندانسور از ۳۵ درجه سانتی گراد به ۵۵ درجه سانتی گراد افزایش پیدا می‌کند، ضریب عملکرد از ۱/۰۹۹ به ۰/۷۶۸۷ و بازده انرژی از ۰/۹۲۹۲ به ۰/۶۴۶۹ کاهش می‌یابد. لازم به توضیح است که افزایش دمای کندانسور باعث کاهش اندکی در هزینه واحد محصول می‌شود.

۲-۴- بهینه‌سازی

جدول (۵): نتایج بهینه‌سازی برای چرخه گکس

استاندارد.

حالت بهینه بر اساس			حالت مینا	متغیر تصمیم‌گیری / تابع هدف
کمینه هزینه محصول	بیشینه بازده اگزرژی	بیشینه ضریب عملکرد		
۱۵۳/۹	۱۷۰/۹	۱۷۰/۹	۱۵۵	دمای ژنراتور (°C)
۴۳/۲	۳۵	۳۵	۴۰	دمای کندانسور (°C)
۰/۲	۰/۴۸	۰/۴۸	۰/۳	اختلاف غلظت محلول رقیق و غلیظ (-)
۰/۶۰۲	۱/۴۰۵	۱/۴۰۵	۰/۹۸۴۵	ضریب عملکرد (-)
۵/۰۸	۱۱/۸۹	۱۱/۸۹	۸/۳۱	بازده اگزرژی (%)
۱۵۹/۱	۱۸۶/۳	۱۸۶/۳	۱۷۰/۸	قیمت واحد محصول (\$/GJ)

حالت هزینه بهینه نسبت به سایر حالت‌ها بسیار کمتر است.

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، دامنه تغییرات قیمت واحد بخار بسیار وسیع است، به همین دلیل با در نظر گرفتن ۴ مقدار متفاوت برای آن، مقادیر مربوط به بهینه‌سازی حالت هزینه بهینه دوباره محاسبه شدند. با توجه به جدول ۵ مشخص می‌شود که با افزایش قیمت واحد بخار از \$/GJ ۵ به \$/GJ ۲۰، هزینه واحد محصول چرخه نیز افزایش می‌یابد.

هدف از بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترمواکونومیکی چرخه، رساندن ضریب عملکرد و بازده اگزرژی آن به بیشترین مقدار و هزینه واحد محصول به کمترین مقدار ممکن است و با در نظر گرفتن محدودیت‌های انجام شد:

- هدف بهینه کردن ضریب عملکرد، بازده اگزرژی یا هزینه واحد محصول است. (T_{gen}, T_{cond}, D_x)
- $110^{\circ}C \leq T_{gen} \leq 180^{\circ}C$
- $35^{\circ}C \leq T_{cond} \leq 55^{\circ}C$
- $0.2 \leq D_x \leq 0.5$

در جدول ۴ مقادیر متغیرهای تصمیم‌گیری و توابع هدف برای حالت‌های ضریب عملکرد بهینه، بازده اگزرژی بهینه و هزینه بهینه نشان داده شده است. لازم به توضیح است که در این مقاله از بهینه‌سازی چند هدفه استفاده نشده است. در بخش ۲-۴ همان‌طور که توضیح داده می‌شود پارامترهای مشخص و کلیدی تعیین شده و بهینه‌سازی یا بر

اساس بیشینه کردن ضریب عملکرد و یا بر اساس کمینه کردن هزینه واحد محصول انجام پذیرفته است. و بهینه‌سازی هم‌زمان انجام نگرفته است. برای مقایسه بهتر، مقادیر حالت مینا نیز نوشته شده است. با مقایسه نتایج بهینه‌سازی، مشخص می‌شود که در حالت بهینه‌سازی اگزروزواکونومیکی، دمای بهینه ژنراتور و اختلاف غلظت محلول رقیق و غلیظ کمتر و دمای کندانسور بیشتر از حالت بهینه‌سازی ترمودینامیکی است. دمای پایین‌تر ژنراتور به دلیل امکان استفاده از منابع دما پایین و دمای بالاتر کندانسور از جهت ایجاد اختلاف دمای زیاد بین کندانسور و محیط یک مزیت محسوب می‌شود. علاوه بر این، هزینه واحد محصول، در حالت هزینه بهینه \$/GJ ۱۵۹/۱ است که ۱۴/۶ درصد کمتر از مقدار مربوط به ضریب عملکرد یا بازده اگزرژی بهینه می‌باشد. در حالی که مقدار ضریب عملکرد و بازده اگزرژی به دست آمده در

۵- نتیجه گیری

در این مقاله، چرخه تبرید جذبی گکس استاندارد از دیدگاه ترمودینامیکی و اگزرژیواکونومیکی مورد بررسی قرار گرفت. توابع هدف در این بهینه‌سازی، ضریب عملکرد و یا بازده اگزرژی و یا هزینه محصول به دست آمده بود. نتایج نشان می‌دهد که در مقایسه با حالت بهینه ترمودینامیکی (بالاترین ضریب عملکرد و/یا بازده اگزرژی)، کمترین مقدار هزینه واحد محصول در دمای ژنراتور پایین‌تری، به دست می‌آید. مشاهده می‌شود که در شرایط کمترین مقدار هزینه واحد محصول، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی به ترتیب 0.1602 و 50.18% به دست می‌آید که این معیارهای عملکردی در مقایسه با مقادیر پیشینه آنها به ترتیب 0.572 و 57.35% کمتر است. به‌ازای هزینه واحد بخار و الکتریسیته به ترتیب $15/24$ (\$/GJ) و 31 (\$/GJ)، کمترین قیمت محصول $159/1$ (\$/GJ) به دست می‌آید. علاوه بر این، نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای کندانسور، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی چرخه کاهش و قیمت محصول نهایی که در واقع هزینه تولید برودت است، افزایش می‌یابد.

جدول (۶): نتایج بهینه‌سازی چرخه گکس استاندارد به‌ازای قیمت‌های متفاوت واحد بخار.

قیمت واحد بخار (\$/GJ)				متغیر تصمیم گیری/ تابع هدف
۲۰	۱۵	۱۰	۵	
۱۵۴	۱۵۳/۸	۱۵۴/۳	۱۵۵	دمای ژنراتور (°C)
۴۳/۳	۴۳/۲	۴۳/۲	۴۳/۳	دمای کندانسور (°C)
۰/۲	۰/۲	۰/۲	۰/۲	اختلاف غلظت محلول رقیق و غلظت (-)
۰/۶۰۱	۰/۶۰۳۱	۰/۶۰۰۶	۰/۵۹۶	ضریب عملکرد (-)
۵/۰۷	۵/۰۹۳	۵/۰۷۲	۵/۰۳۳	بازده اگزرژی (%)
۱۸۲	۱۵۷/۷	۱۳۳/۴	۱۰۸/۹	هزینه واحد محصول (\$/GJ)

- Srikhirin P., Aphornratana S., and Chungpaibulpatana S., "A review of absorption refrigeration technologies." *Renewable Sustainable Energy Rev.* 5(4): p. 343-372, 2001.
- Yari M., Zarin A., and Mahmoudi S.M.S., "Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles". *Renewable Energy*, 36(7): p. 2011-2020, 2011.
- Misra R.D., Sahoo P.K., and Gupta A., "Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system". *Int. J. Refrig.*, 29(1): p. 47-59, 2006.
- Rossa J. and Bazzo E., "Thermodynamic Modeling of an Ammonia-Water Absorption System Associated with a Microturbine." *Int. J. Thermodyn.* 12, 2009
- Ahrendts J., "Reference states." *Energy*. 5(8): p. 666-677, 1980.
- Arslan O., "Exergoeconomic evaluation of electricity generation by the medium temperature geothermal resources, using a Kalina cycle": Simav case study. *Int. J. Therm. Sci.*, 49(9): p. 1866-1873, 2010.

۶- مراجع

- Jawahar C.P. and Saravanan R., "Generator absorber heat exchange based absorption cycle A review." *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 14(8): p. 2372-2382, 2010.
- Velázquez N. and Best R., "Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy." *Appl. Therm. Eng.*, 22(10): p. 1089-1103, 2002.
- Hanna W.T., Wilkinson W.H., Saunders J.H., and Phillips D.B., "Pinch-point analysis: An aid to understanding the GAX absorption cycle", in United States. 1995.
- Kang Y.T. and Kashiwagi T., "An environmentally friendly GAX cycle for panel heating": PGAX cycle. *Int. J. Refrig.*, 23(5): p. 378-387, 2000.
- Zheng D., Deng W., Jin H., and Ji J., " α -h Diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle." *Appl. Therm. Eng.*, 27(11): p. 1771-1778, 2007.

پیوست

در این مقاله، ژنراتور، گس جذب، گس ژنراتور، رکتیفایر، پیش خنک کن، کندانسور، اواپراتور و جذب، مبدل‌های حرارتی ساده در نظر گرفته می‌شوند. هزینه سرمایه‌گذاری این اجزا بر اساس سطح تبادل حرارتی و با استفاده از رابطه توانی ذیل به دست می‌آید [۸، ۱۷]

$$Z_k = Z_{R,k} \left(\frac{A_k}{A_R} \right)^{0.6} \quad (\text{پ۱})$$

که اندیس k بیانگر نوع مبدل حرارتی و R مربوط به حالت مبنای آن جز با اندازه و ویژگی مشخص است.

با استفاده از متوسط لگاریتمی دما و ضریب انتقال حرارت کلی، فرآیند انتقال گرما در مبدل‌های حرارتی توسط رابطه زیر بیان می‌شود:

$$Q_k = U_k A_k \Delta T_k^{lm} \quad (\text{پ۲})$$

در جدول (۱) پیوست، ضریب انتقال حرارت کلی و قیمت حالت مبنای هر جز ($A_R = 100m^2$) در سال ۲۰۰۰ داده شده است.

هزینه سرمایه‌گذاری لازم برای پمپ‌ها و موتور را می‌توان با استفاده از روابط زیر محاسبه کرد:

$$Z_p = Z_{R,p} \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_{R,p}} \right)^{m_p} \left(\frac{1-\eta_p}{\eta_p} \right)^{n_p} \quad (\text{پ۳})$$

$$Z_m = Z_{R,m} \left(\frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_{R,m}} \right)^{m_m} \left(\frac{1-\eta_{im}}{\eta_{im}} \right) \quad (\text{پ۴})$$

در روابط فوق لازم به ذکر است که مقدار توان مرجع برای پمپ $\dot{W}_{R,p}$ ، m_p و بازده پمپ به ترتیب به صورت زیر است:

$$\dot{W}_{R,p} = 10 \text{ kW}, m_p = 0.26, n_p = 0.5$$

همچنین قیمت پمپ و موتور برای سال مرجع انتخابی که سال ۲۰۰۰ میلادی در نظر گرفته شده است به صورت زیر است:

$$Z_{R,p} = 2100 \$ \text{ (برای سال ۲۰۰۰)}$$

12. Zare V. and Moalemi A., "Parabolic trough solar collectors integrated with a Kalina cycle for high temperature applications:" Energy, exergy and economic analyses. Energy Convers. Manage. 151: p. 681-692, 2017.
13. Zare V., Mahmoudi S.M.S., and Yari M., "On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization." Energy Convers. Manage. p. 364-374, 2015.
14. Ramesh Kumar A. and Udayakumar M., "Simulation studies on GAX absorption compression cooler." Energy Convers. Manage., 48(9): p. 2604-2610, 2007.
15. Mehr A.S., Yari M., Mahmoudi S.M.S., and Soroureddin A., "A comparative study on the GAX based absorption refrigeration systems: SGAX, GAXH and GAX-E." Appl. Therm. Eng. 44: p. 29-38, 2012.
16. Gebreslassie B.H., Medrano M., and Boer D., "Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: From half to triple effect." Renewable Energy 35(8): p. 1773-1782, 2010.
17. Bejan A., Tsatsaronis, G., Moran, M., "Thermal design and optimization," New York: John Wiley and Sons Inc. 1996.
18. Vieira L.S., Donatelli J.L., and Cruz M.E., "Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator." Energy Convers. Manage. 50(8): p. 1955-1967, 2009.
19. Misra R.D., Sahoo P.K., Sahoo S., and Gupta A., "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system." Int. J. Refrig. 26(2): p. 158-169, 2003.
20. Zare V., Mahmoudi S.M.S., Yari M., and Amidpour M., "Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle." Energy 47(1): p. 271-283, 2012.
21. Wang Y. and Lior N., "Thermoeconomic analysis of a low-temperature multi-effect thermal desalination system coupled with an absorption heat pump." Energy, 36(6): p. 3878-3887, 2011.
22. Gebreslassie B.H., Guillén-Gosálbez G., Jiménez L., and Boer D., "Design of environmentally conscious absorption cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment." Applied Energy. 86(9): p. 1712-1722, 2009.

با استفاده از شاخص‌های قیمت دستگاه مارشال و سوپت، میتوان قیمت اجزای سامانه در یک سال اصلی را به قیمت همان جز در سال مورد نظر (سال ۲۰۱۰ برای این مقاله) تبدیل کرد:

قیمت در سال مورد نظر = قیمت در سال اصلی × شاخص
قیمت در سال مورد نظر ÷ شاخص قیمت در سال اصلی

$$Z_{R,m} = 500 \$ \text{ (برای سال ۲۰۰۰)}$$

در روابط فوق لازم به ذکر است که مقدار توان مرجع برای پمپ $\dot{W}_{R,m}$ و بازده موتور الکتریکی به ترتیب به صورت زیر است:

$$\dot{W}_{R,m} = 10 \text{ kW}, m_m = 0.87, \eta_{im} = 0.9$$

η_p بازده پمپ بوده و η_{im} بازده موتور الکتریکی است.

جدول (۱) پیوست: قیمت مبنا و ضریب انتقال حرارت کلی برای مبدل‌های گرمایی چرخه.

ضریب انتقال حرارت کلی (kW/m ² K) ^b	قیمت حالت مبنا ^a (\$)	جز
۱/۳	۱۷۵۰۰	ژنراتور
۰/۸	۱۶۵۰۰	جاذب
۰/۵	۱۷۰۰۰	رکتیفایر
۰/۵	۸۰۰۰	کندانسور
۰/۷	۱۲۰۰۰	پیش‌خنک‌کن
۱/۱	۱۶۰۰۰	اوپراتور
[19]a		
[22]b		