

# مقایسه انواع چرخه‌های سرمایش فرا بحرانی دی اکسید کربن از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی

امیر حسین مصفا\*  
لیلی گروسی فرشی

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران  
استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

## چکیده

در کار حاضر، ۶ چرخه سرمایش فوق بحرانی CO<sub>2</sub> معرفی و مقایسه‌ای میان آنها از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی انجام گرفته است. در این چرخه‌ها تأثیر میزان فرا گرم شدن بخار خروجی اواپراتور، استفاده از مبادله‌کن گرمایی و استفاده از منبسط کننده بر روی کارایی چرخه سرمایش فوق بحرانی CO<sub>2</sub> بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که فرایند انبساط دوگانه تأثیر کمی در افزایش ضریب عملکرد دارد و بکار بردن یک مبادله‌کن گرمایی داخلی در چرخه با منبسط کننده ضریب عملکرد چرخه را کاهش می‌دهد. همچنین چرخه همراه با منبسط کننده ضریب عملکرد و بازده قانون دوم را در بهترین حالت تقریباً 27.3% افزایش آهنگ هزینه کل را به میزان 16.1% نسبت به چرخه پایه کاهش می‌دهد. این چرخه دارای کمترین آهنگ هزینه ناشی از انتشار گاز CO<sub>2</sub> در محیط می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: چرخه سرمایش فوق بحرانی، دی اکسید کربن، انرژی، انرژی، تحلیل ترمواکونومیک.

## Comparative Study of Supercritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycles from Energy, Exergy, Economic and Environmental Points of View

A. H. Mosaffa Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, Iran  
L. GarousiFarshi Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

### Abstract

In this work, a comparative study has been presented for the most common configurations of the CO<sub>2</sub> supercritical single stage refrigeration cycle from energy, exergy, economic and environmental points of view. In order to find out the effects of degree of superheating, using an internal heat exchanger and using an expander instead of expansion valve on the performance of the supercritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle, a thermo-economic analysis has been performed. The results show that the increasing of coefficient of performance of the cycle with dual expansion process is not considerable. Also, the use of an internal heat exchanger in a cycle by an expander is not beneficial. Moreover, using expander in basic cycle leads to an increase of 27.3 % in thermodynamic performance and a decrease of 16.1% in total cost rate. This cycle has the lowest penalty cost due to emission of CO<sub>2</sub>.

**Keywords:** Supercritical refrigeration cycle, CO<sub>2</sub>, Energy, Exergy, Thermo-economic analysis.

این مبرد به خصوص در چرخه‌های سرمایش فوق بحرانی، ضریب عملکرد<sup>۳</sup> پایین این سامانه‌ها در مقایسه با چرخه‌های سرمایش تراکمی فرو بحرانی با سیال عامل HFC می‌باشد. به همین منظور تحقیقات زیادی برای یافتن راه‌کارهای افزایش ضریب عملکرد چرخه‌های فرا بحرانی CO<sub>2</sub> انجام گرفته است. سرکار و همکارانش [۲] جایگزین کردن شیر خفانشی با یک توربین را به عنوان راه‌کاری برای افزایش کارایی ارائه دادند. آنها با استفاده از تحلیل ترمودینامیکی چرخه سرمایش فوق بحرانی CO<sub>2</sub> با مبادله‌کن گرمایی داخلی، نشان دادند که مقدار ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک وابستگی زیادی به دمای ورودی سیال ثانویه به اواپراتور و خنک کن و همچنین فشار مبرد در خنک‌کن دارد. کابلو و همکاران [۳] برای افزایش ضریب عملکرد چرخه از یک مبادله‌کن گرمایی داخلی استفاده کردند. آنها با نتایج تجربی نشان دادند هنگامی که دمای خروجی اواپراتور 10°C افزایش یابد، ضریب عملکرد چرخه 12% افزایش خواهد یافت. فورنازیری و همکاران [۴] با بهبود فرایند خفانشی بوسیله استفاده از فرایند خفانشی دو مرحله‌ای، ضریب عملکرد چرخه را افزایش دادند. روش‌های نظیر کارکرد چرخه در فشار

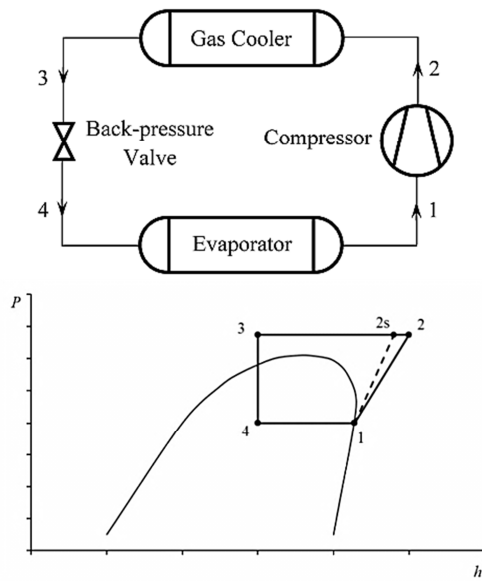
### ۱- مقدمه

قبل از معرفی هالوکربن‌ها به عنوان مبرد، دی اکسید کربن به طور گسترده‌ای در صنعت سرمایش استفاده می‌گردید و یکی از اولین مبردهای پایداری بود که در دهه ۱۸۰۰ میلادی در سامانه‌های سرمایش تراکمی برای تولید یخ مورد استفاده قرار گرفت. بالا بودن فشار کارکرد سامانه‌های سرمایش CO<sub>2</sub> باعث شد که این نوع سامانه‌ها پیشرفت چندانی نداشته باشند تا اینکه در دهه ۱۹۹۰ میلادی لورنتزن مزایای چشمگیری به خصوص در مورد چرخه‌های سرمایش فوق بحرانی CO<sub>2</sub> مطرح کرد [۱]. در سال‌های اخیر استفاده از گاز CO<sub>2</sub> به عنوان سیال عامل در چرخه‌های سرمایش به دلیل استفاده از منابع گرمایی دما پایین رواج چشمگیری یافته است. پتانسیل گرمایش جهانی<sup>۱</sup> پایین و نداشتن پتانسیل تخریب لایه ازون<sup>۲</sup> از ویژگی‌های بارز این گاز می‌باشد. همچنین ارزان، غیر سمی و ناپذیر اشتعال بودن از مزایای دیگر این گاز می‌باشد که به فراوانی در طبیعت یافت می‌شود. با وجود این مزایا، یکی از معایب

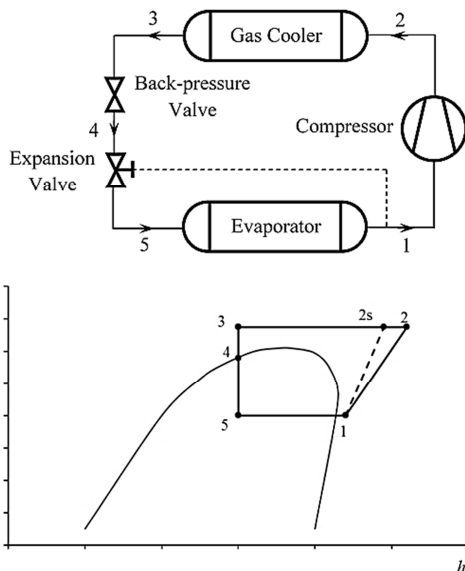
<sup>1</sup> Global Warming Potential (GWP)

<sup>2</sup> Ozone Depleting Potential (ODP)

<sup>3</sup> Coefficient of Performance (COP)



شکل ۱- طرحواره (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه پایه



شکل ۲- طرحواره (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه کاهش فشار دوگانه

## ۲-۴- چرخه ترکیبی کاهش فشار دوگانه با مبادله‌کن داخلی

این چرخه ترکیبی از چرخه کاهش فشار دوگانه همراه با یک مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌باشد. در این حالت شیر انبساط ترموستاتیکی میزان فرا گرم شدن خروجی اواپراتور را کنترل کرده و مبادله‌کن گرمایی نیز دمای مبرد ورودی به شیر خفانشی را کاهش می‌دهد. طرحواره و نمودار  $P-h$  این چرخه در شکل ۴ نشان داده شده است.

تخلیه کمپرسور بهینه [۵]، افزایش بازده آیزنتروپیکی کمپرسور [۶]، استفاده از اجکتور [۷]، استفاده از کمپرسور چند مرحله‌ای [۸] و فرو سرد کردن خروجی خنک‌کن [۹] از جمله راه‌کارهای پیشنهادی دیگر برای افزایش کارایی چرخه سرمایش فوق بحرانی  $\text{CO}_2$  می‌باشد. جنیدی و همکاران [۱۰] چهار چرخه مختلف با ترکیب شیر خفانشی، منبسط کننده و مبادله‌کن داخلی را تنها از دیدگاه انرژی مورد بررسی قرار دادند. با مرور کارهای پیشین مشاهده می‌شود که بیشتر تحقیقات صورت گرفته برای افزایش کارایی چرخه‌های فوق بحرانی  $\text{CO}_2$  از دیدگاه انرژی بوده و تحلیل‌های اقتصادی و زیست محیطی روی آنها صورت نگرفته است. در کار حاضر ۶ ترکیب مختلف از چرخه سرمایش تک مرحله‌ای و فوق بحرانی  $\text{CO}_2$  از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی مدلسازی و مقایسه شده‌اند. ابتدا فشار تخلیه کمپرسور بهینه که در آن بالاترین مقدار ضریب عملکرد حاصل می‌شود برای چرخه‌های مختلف در شرایط کارکرد یکسان به دست آمده است. سپس مقدار ضریب عملکرد، بازده قانون دوم ترمودینامیک و آهنگ هزینه کل چرخه‌های مختلف در شرایط کارکرد مختلف به دست آمده و با یکدیگر مقایسه شده‌اند تا بهترین عملکرد از دیدگاه ترمو-اکنومیکی مشخص گردد. همچنین از دیدگاه زیست محیطی، هزینه حاصل از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط برای چرخه‌های مختلف محاسبه شده است.

## ۲- معرفی چرخه‌های مورد بررسی

### ۲-۱- چرخه پایه<sup>۱</sup>

چرخه پایه ساده‌ترین چرخه سرمایش فوق بحرانی  $\text{CO}_2$  است که شامل ۴ جزء اصلی اواپراتور، کمپرسور، خنک‌کن و شیر خفانشی خواهد بود. شکل طرحواره و نمودار  $P-h$  این چرخه در شکل ۱ نشان داده شده است. در اینجا خروجی اواپراتور بخار اشباع در نظر گرفته می‌شود. همچنین شیر خفانشی بکار رفته جهت کنترل فشار خنک‌کن بوده و اندازه فرا گرم شدن خروجی اواپراتور را کنترل نخواهد کرد.

### ۲-۲- چرخه انبساط دوگانه<sup>۲</sup>

در این چرخه به منظور کاهش فشار کل، از یک شیر خفانشی جهت کنترل فشار خنک‌کن و یک شیر انبساط ترموستاتیکی جهت کنترل میزان فرا گرم شدن خروجی اواپراتور استفاده شده است. شکل شماتیک و نمودار  $P-h$  این چرخه در شکل ۲ نشان داده شده است.

### ۲-۳- چرخه با مبادله‌کن داخلی<sup>۴</sup>

در این چرخه یک مبادله‌کن گرمایی داخلی میان جریان‌های خروجی اواپراتور و خروجی خنک‌کن قرار داده شده است. هدف از این کار کاهش دمای جریان ورودی به شیر خفانشی برای افزایش ظرفیت ویژه اواپراتور است. شکل ۳ نشان دهنده طرحواره و نمودار  $P-h$  این چرخه است.

<sup>1</sup> Penalty cost of  $\text{CO}_2$  emission

<sup>2</sup> Basic Cycle (BC)

<sup>3</sup> Dual Expansion Cycle (DEC)

<sup>4</sup> Internal Heat Exchanger Cycle (IHE)

۴- مقدار بازده مکانیکی و الکتریکی موتور کمپرسور 100% می‌باشد.

### ۳-۱- تحلیل انرژی

ظرفیت سامانه سرمایش همان آهنگ گرمای جذب شده بوسیله اواپراتور از محیط سرد شونده بوده و برابر خواهد بود با:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_o - h_i)_E \quad (1)$$

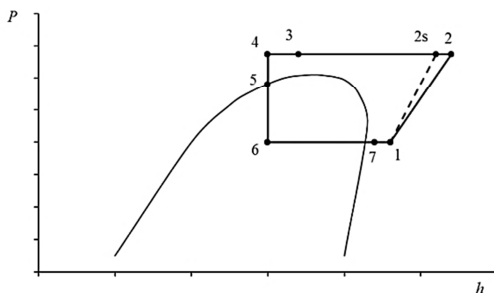
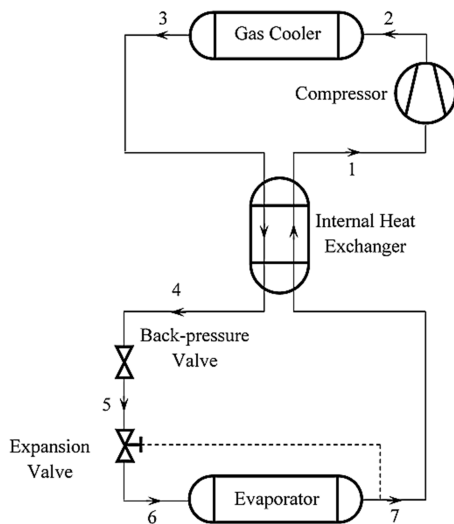
که در آن  $\dot{m}$  دبی جرمی  $\text{CO}_2$  است. مقدار توان مصرفی کمپرسور و توان تولیدی منبسط کننده با استفاده از بازده آیزنتروپیک آنها،  $\eta_s$ ، به صورت روابط زیر حاصل می‌گردد:

$$\dot{W}_C = (h_{o,s} - h_i)_C / \eta_{s,C} \quad (2)$$

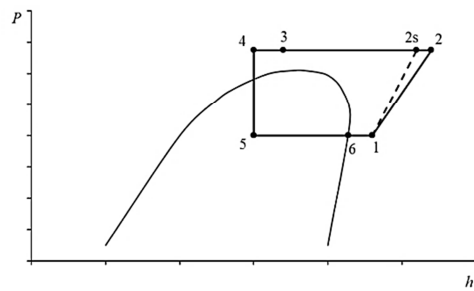
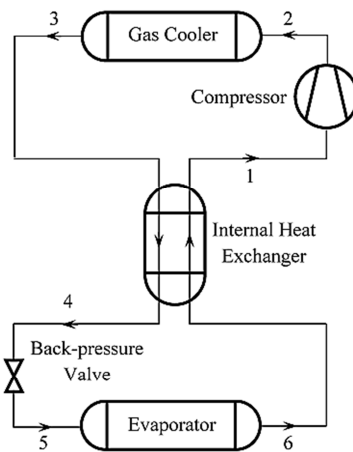
$$\dot{W}_{EX} = \eta_{s,EX} (h_{o,s} - h_i)_{EX} \quad (3)$$

که در آن  $h_{o,s}$  آنتالپی خروجی فرایند در حالت آیزنتروپیک است. آهنگ گرمای دفع شده در خنک‌کن  $\text{CO}_2$  با استفاده از موازنه انرژی از رابطه (۴) به دست خواهد آمد:

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}(h_o - h_i)_{GC} \quad (4)$$



شکل ۴- شماتیک (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه کاهش فشار دوگانه با مبادله‌کن گرمایی داخلی



شکل ۳- طرحواره (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه با مبادله‌کن گرمایی داخلی

### ۲-۵- چرخه با منبسط کننده<sup>۱</sup>

در این چرخه از یک منبسط کننده به جای شیر خفانشی استفاده شده است. استفاده از یک منبسط کننده مقداری از توان مورد نیاز کمپرسور را فراهم کرده و در نتیجه توان الکتریکی کمپرسور نسبت به چرخه پایه کاهش خواهد یافت. البته استفاده از یک منبسط کننده معایبی نظیر هزینه بالا نسبت به شیرهای خفانشی و عدم کارایی در نسبت فشارهای کم را نیز دارد. طرحواره و نمودار  $P-h$  این چرخه در شکل ۵ نشان داده شده است.

### ۲-۶- چرخه ترکیبی با منبسط کننده و مبادله‌کن داخلی

این چرخه ترکیبی از چرخه منبسط کننده همراه با مبادله‌کن گرمایی داخلی می‌باشد. طرحواره و نمودار  $P-h$  این چرخه در شکل ۶ نشان داده شده است.

### ۳- تحلیل ترمودینامیک و زیست محیطی

برای انجام مدل‌سازی و تحلیل سامانه‌ها فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

۱- افت فشار و تلفات گرمایی در مسیرها و اجزاء مختلف ناچیز می‌باشد.

۲- تمامی فرایندها در حالت پایا انجام می‌گیرد.

۳- فرایندهای کمپرسور و منبسط کننده هم‌آنتروپی نیست.

<sup>۱</sup> Expander Cycle (EC)

که در آن  $U$  ضریب انتقال گرمای کل و  $\Delta T_{ln}$  اختلاف دمای میانگین لگاریتمی در مبادله‌کن است. ضریب تصحیح اختلاف دمای میانگین لگاریتمی برای مبادله‌کن‌های غیر همسو برابر ۱ می‌باشد.

### ۲-۳- تحلیل انرژی

انرژی حرارت جذب شده در اواپراتور برابر خواهد بود با [۱۱]:

$$\dot{E}x_{Q_E} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_{sur}}{T_L}\right) \quad (۸)$$

که در آن  $T_L$  دمای محیط خنک شونده و  $T_{sur}$  دمای محیط است.

آهنگ نابودی انرژی برای اجزاء مختلف چرخه با استفاده از موازنه انرژی به دست خواهد آمد:

$$\dot{E}x_{D,E} = \dot{E}x_{Q_E} + (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_E \quad (۹)$$

$$\dot{E}x_{D,GC} = (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_{GC} \quad (۱۰)$$

$$\dot{E}x_{D,C} = (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_C + \dot{W}_C \quad (۱۱)$$

$$\dot{E}x_{D,Ev} = (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_{Ev} \quad (۱۲)$$

$$\dot{E}x_{D,HE} = (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_{cold} + (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_{hot} \quad (۱۳)$$

$$\dot{E}x_{D,EX} = (\dot{E}x_i - \dot{E}x_o)_{EX} - \dot{W}_{EX} \quad (۱۴)$$

بنابراین بازده قانون دوم ترمودینامیک سامانه سرمایش به صورت

رابطه (۱۵) محاسبه خواهد شد:

$$\eta_{II} = \dot{E}x_{Q_E} / \dot{E}x_i \quad (۱۵)$$

که آهنگ انرژی ورودی در چرخه سرمایش در واقع همان توان الکتریکی مصرفی کمپرسور خواهد بود:

$$\dot{E}x_i = \dot{W}_C - \dot{W}_{EX} \quad (۱۶)$$

### ۳-۳- تحلیل اقتصادی و زیست محیطی

در تحلیل اقتصادی و زیست محیطی، هزینه سامانه با استفاده از موازنه آهنگ قیمت‌ها برای کل سامانه مطابق رابطه (۱۷) حاصل می‌شود [۱۲]:

$$\dot{C}_{total} = \dot{C}_{env} + \dot{Z}_{OP} + \sum_j \dot{Z}_j \quad (۱۷)$$

که در آن  $\dot{C}_{env}$  آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $CO_2$  در محیط،  $\dot{Z}_{OP}$  آهنگ هزینه کارکرد، و  $\dot{Z}_j$  آهنگ هزینه اولیه و نگهداری هر کدام از اجزاء چرخه می‌باشد. آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $CO_2$  در محیط با در نظر گرفتن \$ 90 به ازای هر تن  $CO_2$  تولیدی و با استفاده از رابطه (۱۸) قابل محاسبه است [۱۳]:

$$\dot{C}_{env} = 0.09 [\$/kg] \times m_{CO_2} / N \times 3600 \quad (۱۸)$$

$N$  مقدار ساعت کارکرد سامانه در طول سال است و  $m_{CO_2}$  مقدار جرمی  $CO_2$  انتشار یافته در محیط است [۱۳]:

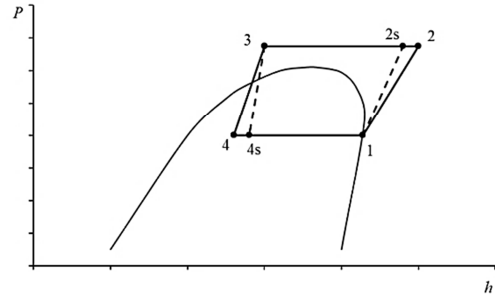
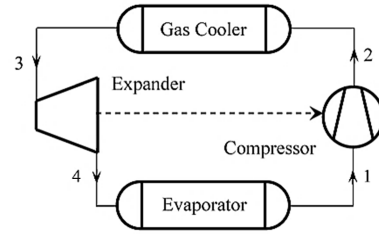
$$m_{CO_2} = 0.968 [kg kWh^{-1}] \times W_{el} \quad (۱۹)$$

که  $W_{el}$  توان الکتریکی مصرفی بوسیله سامانه در طول سال و بر حسب kWh می‌باشد.

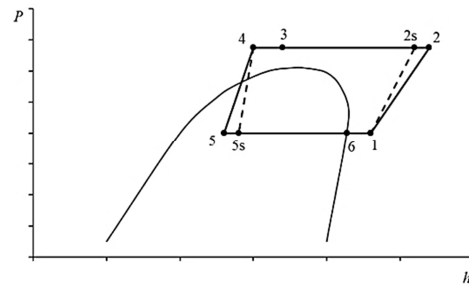
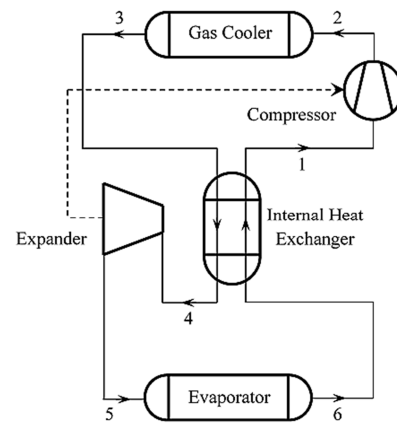
آهنگ هزینه کارکرد سامانه در واقع همان هزینه توان الکتریکی مصرفی کمپرسور خواهد بود. با در نظر گرفتن قیمت جریان الکتریکی  $0.09 \$/kWh$  [۱۴] از رابطه (۲۰) قابل محاسبه خواهد بود:

$$\dot{Z}_{OP} = (\dot{W}_C - \dot{W}_{EX}) \times 0.09 [kWh^{-1}] / 3600 \quad (۲۰)$$

آهنگ هزینه اولیه و نگهداری هر کدام از اجزاء چرخه در نظر گرفتن ضریب نگهداری 1.06 و با استفاده از توابع هزینه ( $Z_j$ ) برای هر کدام اجزاء قابل محاسبه است [۱۳]:



شکل ۵- طرحواره (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه با منبسط کننده



شکل ۶- طرحواره (بالا) و نمودار  $P-h$  (پایین) چرخه با منبسط کننده و مبادله‌کن گرمایی داخلی

بنابراین ضریب عملکرد سامانه سرمایش مطابق رابطه (۵) برابر خواهد بود:

$$COP = \dot{Q}_E / (\dot{W}_C - \dot{W}_{EX}) \quad (۵)$$

ضریب تأثیر مبادله‌کن گرما به صورت نسبت اختلاف دمای سیال سرد به بیشترین اختلاف دمای مبادله‌کن گرما تعریف می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{(T_i - T_o)_{cold}}{(T_{i,hot} - T_{i,cold})} \quad (۶)$$

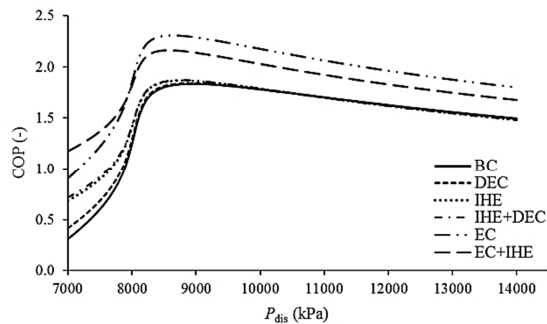
مساحت انتقال دهنده گرما در مبادله‌کن‌ها نیز با استفاده از رابطه (۷) محاسبه خواهد شد:

$$A = \dot{Q} / U \Delta T_{ln} \quad (۷)$$

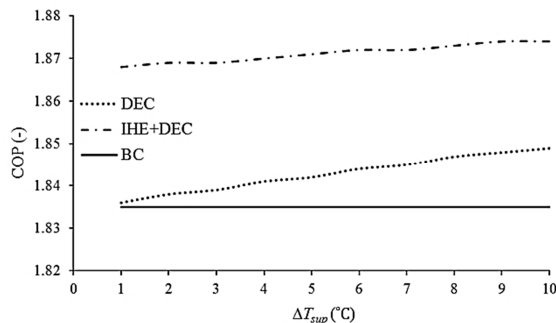
شکل ۸ تغییرات ضریب عملکرد را به ازای مقادیر مختلف فرا گرم شدن مبرد در خروجی اواپراتور در چرخه‌های کاهش فشار دوگانه نشان داده شده است. برای مقایسه ضریب عملکرد این دو چرخه با چرخه BC، ضریب عملکرد چرخه پایه هم در شکل ۸ نشان داده شده است که با میزان فرا گرم شدن تغییری نمی‌کند. همانطور که در شکل ۸ ملاحظه می‌گردد، افزایش میزان فرا گرم شدن مبرد در خروجی اواپراتور به دلیل افزایش ظرفیت ویژه اواپراتور، باعث افزایش ضریب عملکرد می‌شود. در چرخه DEC، زمانیکه بخار خروجی اواپراتور  $10^{\circ}\text{C}$  فرا گرم می‌شود، ضریب عملکرد به اندازه 0.013 (0.7%) افزایش می‌یابد. در حالی که همین مقدار فرا گرم شدن بخار خروجی اواپراتور در چرخه IHE+DEC باعث 0.006 (0.3%) افزایش در ضریب عملکرد می‌گردد. به هر حال فرا گرم کردن بخار خروجی اواپراتور تأثیر ناچیزی بر روی افزایش ضریب عملکرد نسبت به چرخه فرو بحرانی سرمایش HFC دارد.

شکل ۹ نشان دهنده تغییرات ضریب عملکرد با ضریب تأثیر مبادله‌کن گرمای داخلی است. برای نشان دادن میزان افزایش ضریب عملکرد نسبت به چرخه بدون مبادله‌کن، ضریب عملکرد چرخه BC و چرخه EC نیز رسم شده است که مقادیر ثابتی هستند.

استفاده از یک مبادله‌کن گرمای داخلی باعث کاهش کیفیت مبرد در ورود به اواپراتور و در نتیجه افزایش ظرفیت ویژه چرخه می‌شود. با این حال به دلیل افزایش دما در ورودی کمپرسور توان مصرفی آن نیز افزایش می‌یابد. همانطور که در شکل ۹ نشان داده شده است، تأثیر



شکل ۷- تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌ها با فشار تخلیه



شکل ۸- تغییرات ضریب عملکرد با میزان فرا گرم شدن برای چرخه‌های کاهش فشار دوگانه

$$\dot{Z}_j = 1.06 \times Z_j \times CRF / N \times 3600 \quad (21)$$

ضریب بازبایی هزینه<sup>۱</sup> با در نظر گرفتن آهنگ سود  $i$  از رابطه (۲۲) به دست می‌آید [۱۲]:

$$CRF = i(1+i)^n / ((1+i)^n - 1) \quad (22)$$

که در آن  $n$  عمر مفید سامانه تعریف می‌شود.

توابع هزینه برای اجزاء مختلف مطابق روابط (۲۳) تا (۲۹) تعریف

می‌گردد [۱۵-۱۷]:

$$Z_E = 1397 \times A_E^{0.89} \quad (23)$$

$$Z_{GC} = 1397 \times A_{GC}^{0.89} \quad (24)$$

$$Z_C = 10167.5 \times W_C^{0.46} \quad (25)$$

$$Z_{EV} = 114.5 \times \dot{m} \quad (26)$$

$$Z_{HE} = 2332.9 \times A_{HE}^{0.68} \quad (27)$$

$$Z_{EX} = 1.5 \times (225 + 170V) \quad (28)$$

$$Z_{cycle} = 150.2 \times \dot{Q}_E \quad (29)$$

#### ۴- نتایج

مدلسازی چرخه‌های مختلف معرفی شده بوسیله نرم افزار EES

انجام گرفته است. در تحلیل‌های انرژی و انرژی، ظرفیت اواپراتور 50 kW، دمای مبرد در ورودی اواپراتور  $T_E = -10^{\circ}\text{C}$ ، دمای مبرد در خروجی خنک‌کن  $T_{GC} = 35^{\circ}\text{C}$ ، دمای محیط خنک شونده  $T_L = 0^{\circ}\text{C}$ ، دما و فشار محیط بیرون به ترتیب  $T_{sur} = 25^{\circ}\text{C}$  و  $P_{sur} = 101 \text{ kPa}$ ، بازده آیزنتروپیک کمپرسور و منبسط کننده به ترتیب  $\eta_{s,C} = 60\%$  و  $\eta_{s,EX} = 70\%$  [۱۸ و ۱۹]، میزان فرا گرم شدن در چرخه‌های کاهش فشار دوگانه  $\Delta T_{sup} = 5^{\circ}\text{C}$  و ضریب تأثیر مبادله‌کن گرما  $\varepsilon = 50\%$  [۲۰] در نظر گرفته شده است. در تحلیل‌های اقتصادی و زیست محیطی، کارکرد سامانه در طول سال 15 سال فرض شده است [۱۵]، همچنین ضریب انتقال گرما کل اواپراتور، خنک‌کن و مبادله‌کن گرمایی به ترتیب 30، 40 و 40 W  $\text{m}^{-2} \text{K}$  در نظر گرفته شده است [۲۱]، دمای هوای ورودی به اواپراتور و خنک‌کن به ترتیب  $5^{\circ}\text{C}$  و  $25^{\circ}\text{C}$  است. دبی هوای خنک شونده و خنک کننده به گونه‌ایست که اختلاف دمای ورودی و خروجی آنها در اواپراتور و خنک‌کن  $10^{\circ}\text{C}$  خواهد بود.

شکل ۷ تغییرات ضریب عملکرد چرخه‌های مختلف را برحسب فشار

تخلیه کمپرسور نشان می‌دهد. هنگامی که فشار تخلیه کمپرسور افزایش می‌یابد کار تراکمی آن و همچنین با ثابت نگه داشتن دمای خروجی خنک‌کن ظرفیت اواپراتور نیز افزایش می‌یابد. همانطور که ملاحظه می‌شود، ابتدا با افزایش فشار تخلیه ضریب عملکرد افزایش پیدا کرده است. در این حالت تأثیر افزایش ظرفیت اواپراتور بیشتر از توان مصرفی می‌باشد. اما بعد از آن تأثیر افزایش توان مصرفی بیشتر شده و در نتیجه ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. در جدول ۱ مقادیر فشار تخلیه کمپرسور به دست آمده در کار حاضر که در آن ضریب عملکرد بیشترین مقدار را خواهد داشت با مقادیر به دست آمده در مرجع [۲۲] مقایسه شده است. از این پس تمامی تحلیل‌ها به ازای فشار تخلیه بهینه انجام گرفته است.

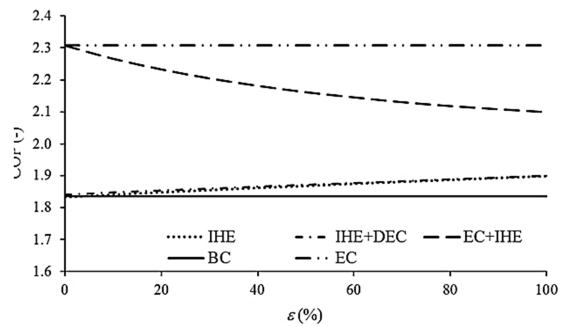
<sup>۱</sup> Capital Recovery Factor (CRF)

که برابر 0.54 (25%) در دمای  $T_{GC} = 34^{\circ}\text{C}$  و  $T_E = -5^{\circ}\text{C}$  می‌باشد. البته همانطور که در شکل ۹ توضیح داده شد، وجود مبادله‌کن گرمای داخلی (چرخه EC+IHE) باعث کاهش ضریب عملکرد نسبت به چرخه EC می‌شود. اگرچه به نظر می‌رسد با افزایش دمای خنک‌کن تأثیر منفی مبادله‌کن گرما رو به کاهش است. دلیل این رفتار کاهش تأثیر خنک شدن دمای مبرد در ورودی منبسط کننده بر روی کار تولیدی آن و در نتیجه بیشتر شدن تأثیر افزایش ظرفیت ویژه چرخه نسبت به تأثیر افزایش توان مصرفی است. بیشترین افزایش ضریب عملکرد نسبت به چرخه BC نیز مربوط به چرخه EC به میزان 27.3% (0.28) در دمای  $T_{GC} = 40^{\circ}\text{C}$  و  $T_E = -15^{\circ}\text{C}$  می‌باشد.

همانطور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، کاهش دمای اواپراتور در یک دمای خروجی خنک‌کن معین، بدلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور باعث کاهش ضریب عملکرد تمامی چرخه‌ها می‌شود. به عنوان مثال ضریب عملکرد چرخه BC و EC در دمای  $T_{GC} = 30^{\circ}\text{C}$  زمانی که دمای اواپراتور از  $-5^{\circ}\text{C}$  تا  $-15^{\circ}\text{C}$  تغییر می‌کند، به میزان 24% کاهش می‌یابد.

شکل ۱۱ نابودی انرژی را در اجزاء مختلف چرخه‌های مورد بررسی نشان می‌دهد. در چرخه BC بیشترین انرژی در شیر خفانشی نابود می‌شود که مقدار آن برابر  $19.4 \text{ kJ kg}^{-1}$  (26% انرژی ورودی) می‌باشد. در چرخه DEC به دلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور و در نتیجه دمای خروجی خنک‌کن، انرژی نابود شده در این اجزاء نسبت به چرخه BC به ترتیب 2.5% و 10.6% افزایش یافته است. در اینجا نیز بیشترین تلفات انرژی مربوط به فرایندهای خفانشی بوده که در مجموع  $19.5 \text{ kJ kg}^{-1}$  (25% انرژی ورودی) می‌باشد. در چرخه‌های IHE و IHE+DEC افزایش ظرفیت ویژه اواپراتور و همچنین توان مصرفی کمپرسور، افزایش انتقال گرما به محیط بیرون در خنک‌کن را در پی دارد. بنابراین تلفات انرژی به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد (32% انرژی ورودی در هر دو چرخه). در چرخه EC وجود منبسط کننده به طور قابل ملاحظه‌ای تلفات انرژی فرایند انبساط را نسبت به چرخه BC کاهش می‌دهد. این مقدار برای چرخه EC برابر  $7.94 \text{ kJ kg}^{-1}$  (9.5% انرژی ورودی) می‌باشد. همچنین به دلیل کاهش توان مصرفی چرخه، تلفات انرژی کمپرسور و خنک‌کن نیز نسبت به چرخه BC کاهش یافته است. تلفات انرژی کمپرسور و خنک‌کن در چرخه EC به ترتیب  $17.76 \text{ kJ kg}^{-1}$  (29% انرژی ورودی) و  $16.55 \text{ kJ kg}^{-1}$  (27% انرژی ورودی) بوده در صورتی که در چرخه BC تلفات کمپرسور و خنک‌کن به ترتیب  $18.21 \text{ kJ kg}^{-1}$  (25% انرژی ورودی) و  $18.28 \text{ kJ kg}^{-1}$  (25% انرژی ورودی) می‌باشد. همانطور که ملاحظه می‌شود وجود مبادله‌کن گرما در چرخه EC+IHE تلفات انرژی کمپرسور و خنک‌کن را نسبت به چرخه EC افزایش داده است.

شکل ۱۲ نشان دهنده تغییرات بازده قانون دوم ترمودینامیک به ازای دمای خروجی مبرد از خنک‌کن و دماهای اواپراتور مختلف است. نتایج به دست آمده در اینجا به ازای  $\Delta T_{sup} = 5^{\circ}\text{C}$  و  $\varepsilon = 50\%$  می‌باشد. از آنجایی که دمای محیط و دمای خنک‌شونده ثابت است، بنابراین رفتار این نمودارها دقیقاً مانند رفتار نمودارهای ضریب عملکرد (شکل ۱۰) خواهد بود. همانطور که در شکل ۱۱ نیز دیده شد،



شکل ۹- تغییرات ضریب عملکرد با ضریب تأثیر مبادله‌کن برای چرخه‌های با مبادله‌کن گرمای داخلی

جدول ۱- مقادیر فشار تخلیه بهینه برای چرخه‌های مختلف بر حسب

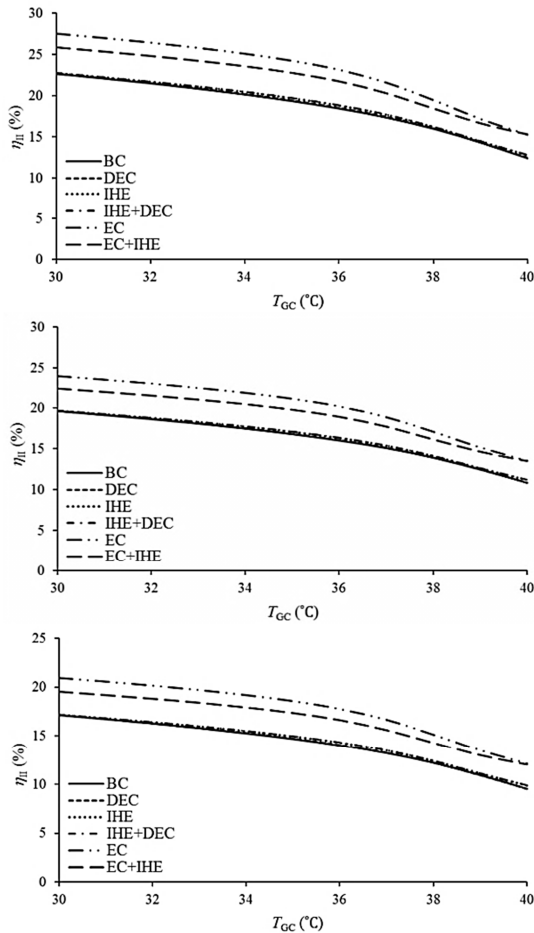
kPa		
مرجع [۲۲]	کار حاضر	چرخه
۸۹۵۰	۸۹۴۳	پایه
۸۹۰۰	۸۸۹۵	کاهش فشار دوگانه
۸۸۰۰	۸۷۷۶	با مبادله‌کن گرمایی
۸۷۰۰	۸۷۶۳	کاهش فشار دوگانه با مبادله‌کن گرما
۸۶۰۰	۸۶۳۰	با منبسط کننده
۸۵۵۰	۸۵۷۵	با منبسط کننده و مبادله‌کن گرما

افزایش ظرفیت ویژه چرخه‌های IHE و IHE+DEC بیشتر از تأثیر افزایش توان مصرفی کمپرسور بوده و در نتیجه ضریب عملکرد نسبت به چرخه BC افزایش یافته است که در بهترین حالت ( $\varepsilon = 100\%$ ) این افزایش به میزان 3.5% می‌باشد. در حالی که ضریب عملکرد برای  $\varepsilon = 50\%$  به میزان 2% افزایش می‌یابد. چنان که در شکل ۸ نیز توضیح داده شد، کاهش فشار دوگانه تأثیر ناچیزی در افزایش ضریب عملکرد دارد که در شکل ۹ نیز مشخص است.

اما در چرخه EC+IHE کاهش دمای ورودی به منبسط کننده، توان تولیدی آن و در نتیجه توان مصرفی چرخه را افزایش می‌دهد. در این حالت تأثیر افزایش توان مصرفی بیشتر از تأثیر افزایش ظرفیت ویژه چرخه بوده و در نتیجه ضریب عملکرد نسبت به چرخه EC کاهش خواهد یافت.

شکل ۱۰ نشان دهنده تأثیر دمای خروجی مبرد از خنک‌کن بر روی ضریب عملکرد در دماهای مختلف اواپراتور است. نتایج به دست آمده در اینجا به ازای  $\Delta T_{sup} = 5^{\circ}\text{C}$  و  $\varepsilon = 50\%$  می‌باشد. افزایش دمای مبرد در خروجی خنک‌کن باعث کاهش ظرفیت ویژه چرخه شده و از آنجایی که توان مصرفی ثابت باقی می‌ماند، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. همانطور که در شکل‌های ۸ و ۹ توضیح داده شد، وجود مبادله‌کن گرمایی و کاهش فشار دوگانه تأثیر کمی در افزایش ضریب عملکرد نسبت به چرخه BC دارند. در این حالت، بیشترین افزایش ضریب عملکرد برای چرخه IHE+DEC در دمای  $T_{GC} = 40^{\circ}\text{C}$  و  $T_E = -5^{\circ}\text{C}$  به مقدار 0.05 (3.3%) می‌باشد.

اما وجود منبسط کننده در چرخه، به دلیل جبران مقداری از توان مصرفی کمپرسور، تأثیر زیادی در افزایش ضریب عملکرد دارد. بیشترین مقدار افزایش ضریب عملکرد نسبت به چرخه BC برای چرخه EC بوده

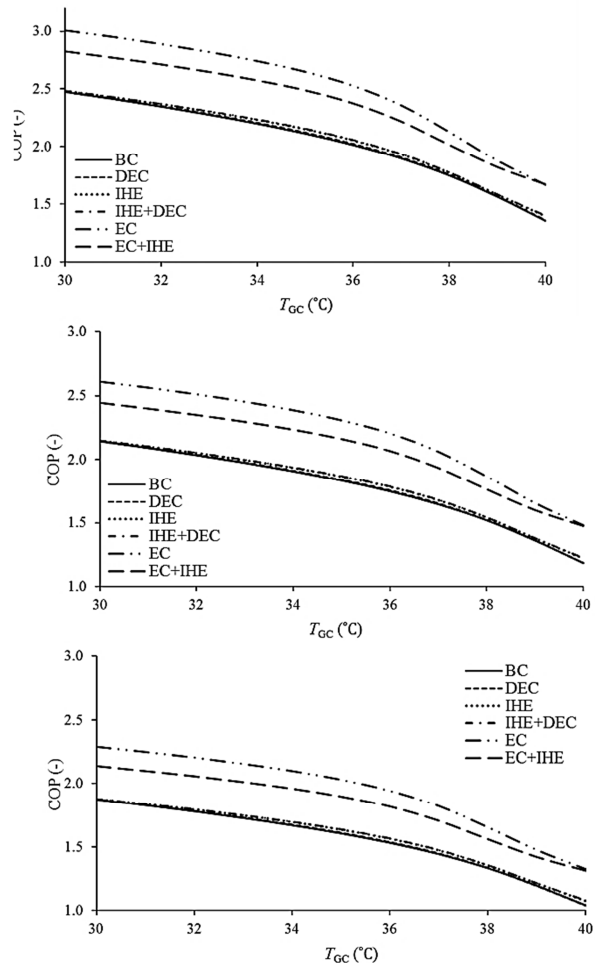


شکل ۱۲- تغییرات بازده اگزرژی بر حسب دمای خروجی خنک کن برای  $T_E = -5^\circ\text{C}$  (بالا)،  $T_E = -10^\circ\text{C}$  (وسط) و  $T_E = -15^\circ\text{C}$  (پایین)

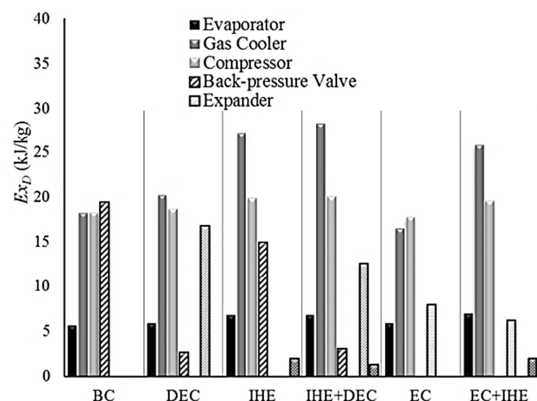
شکل ۱۳ آهنگ سالیانه هزینه‌های ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط زیست و کارکرد و نگهداری را برای چرخه‌های مختلف نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۱۳ نیز نشان داده شده است چرخه EC و  $\text{EC}+\text{IHE}$  به ترتیب با هزینه  $\$12402$  و  $\$13235$  در سال کمترین آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط زیست را دارا می‌باشند. وجود منبسط کننده در این چرخه‌ها باعث کاهش توان الکتریکی لازم برای کمپرسور شده و در نتیجه آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط زیست کمتر از سایر چرخه‌ها خواهد بود. اما سایر چرخه‌ها با هزینه‌ای در حدود  $\$15500$  در سال دارای آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط زیست بیشتری خواهند بود.

در مورد آهنگ هزینه کارکرد و نگهداری، چرخه EC با هزینه  $\$33015$  در سال دارای کمترین و چرخه  $\text{IHE}+\text{DEC}$  با هزینه‌ای حدود  $\$40928$  در سال دارای بیشترین آهنگ هزینه کارکرد و نگهداری می‌باشد. فرا گرم کردن خروجی اواپراتور افزایش سطح انتقال حرارت و در نتیجه هزینه اواپراتور را در بر دارد. همچنین این کار باعث افزایش توان مصرفی کمپرسور، ظرفیت خنک‌کن و در نتیجه سطح انتقال حرارت آن می‌شود. بنابراین هزینه توان مصرفی و هزینه‌های اولیه مربوط به کمپرسور و خنک‌کن نیز افزایش یافته که در مجموع باعث

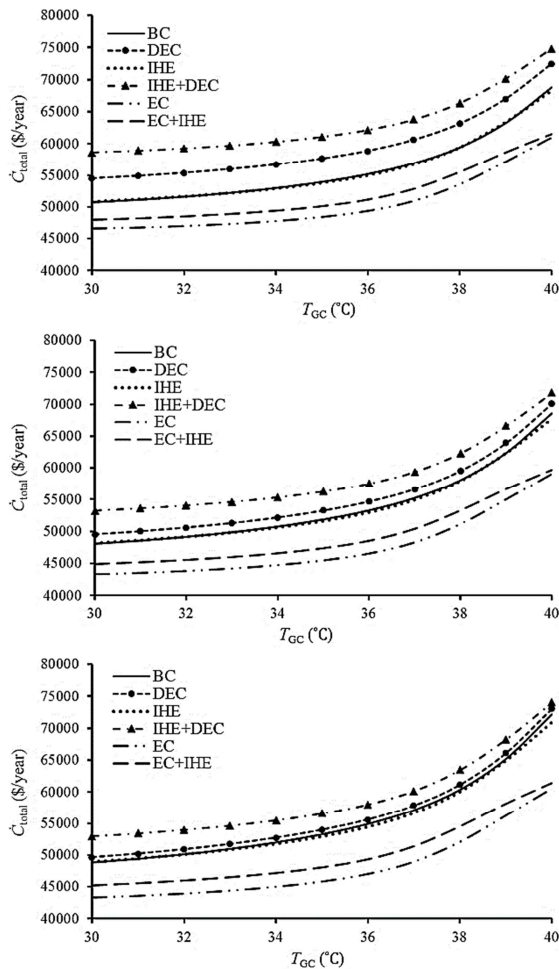
کاهش چشمگیر تلفات اگزرژی در چرخه EC نسبت به چرخه BC باعث می‌شود بیشترین افزایش بازده قانون دوم به مقدار 4.95% مربوط به این چرخه باشد.



شکل ۱۰- تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای خروجی خنک کن برای  $T_E = -5^\circ\text{C}$  (بالا)،  $T_E = -10^\circ\text{C}$  (وسط) و  $T_E = -15^\circ\text{C}$  (پایین)



شکل ۱۱- مقایسه نابودی اگزرژی اجزاء مختلف برای چرخه‌ها



شکل ۱۴- تغییرات هزینه سالیانه کل بر حسب دمای خروجی خنک کن برای  $T_E = -5^\circ\text{C}$  (بالا)،  $T_E = -10^\circ\text{C}$  (وسط) و  $T_E = -15^\circ\text{C}$  (پایین)

۵- چرخه همراه با منبسط کننده دارای کمترین آهنگ هزینه ناشی از انتشار گاز  $\text{CO}_2$  و آهنگ هزینه کل می‌باشد. با توجه به نتایج به دست آمده می‌توان چنین جمع‌بندی کرد که قرار دادن یک منبسط کننده در چرخه پایه به جای شیر انبساط نه تنها در بهترین شرایط ضریب عملکرد و بازده قانون دوم به میزان 27.3% افزایش می‌یابد، بلکه هزینه کل سالیانه نیز به میزان 16.1% کاهش می‌یابد. در مقابل چرخه کاهش فشار دوگانه همراه با مبادله‌کن داخلی علاوه بر اینکه تأثیر چندانی در افزایش ضریب عملکرد و یا کاهش تلفات انرژی نسبت به چرخه پایه ندارد، باعث 15.6% افزایش در هزینه سالیانه کل سامانه نیز می‌شود.

### ۶- فهرست علائم

- $A$  مساحت ( $\text{m}^2$ )
- BC چرخه پایه
- $\dot{C}$  آهنگ هزینه ( $\text{\$ s}^{-1}$ )
- COP ضریب عملکرد
- DEC چرخه کاهش فشار دوگانه
- EC چرخه با منبسط کننده
- $\dot{E}_x$  آهنگ انرژی جریانی ( $\text{kW}$ )

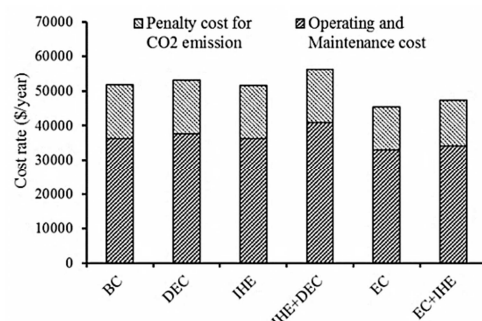
می‌شود چرخه IHE+DEC بیشترین هزینه کارکرد و نگهداری را در بین چرخه‌های حاضر داشته باشد.

شکل ۱۴ تغییرات آهنگ هزینه کل را به ازای دمای خروجی مبرد از خنک‌کن و دماهای اواپراتور مختلف نشان می‌دهد. این نتایج به ازای  $\Delta T_{sup} = 5^\circ\text{C}$  و  $\varepsilon = 50\%$  به دست آمده‌اند. آهنگ هزینه کل همانطور که در رابطه (۱۷) نیز توضیح داده شد شامل آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط، آهنگ هزینه کارکرد و مجموع آهنگ هزینه‌های اولیه و نگهداری هر کدام از اجزاء چرخه می‌باشد. افزایش دمای خروجی مبرد از خنک‌کن یا کاهش دمای اواپراتور، به دلیل افزایش توان مصرفی کمپرسور باعث افزایش آهنگ هزینه کارکرد و نگهداری کمپرسور و همچنین افزایش آهنگ هزینه ناشی از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  در محیط زیست شده و در نتیجه آهنگ هزینه کل چرخه‌ها افزایش می‌یابد. همانطور که در شکل ۱۳ نیز توضیح داده شد در یک دمای  $T_E$  و  $T_{GC}$  معین، چرخه EC دارای پایین‌ترین و چرخه IHE و IHE+DEC دارای بالاترین آهنگ هزینه کل می‌باشند. بیشترین کاهش هزینه کل نسبت به چرخه BC مربوط به چرخه EC در دمای  $T_E = -15^\circ\text{C}$  و  $T_{GC} = 40^\circ\text{C}$  به مقدار  $\text{\$ } 11606$  در سال (16.1%) می‌باشد. در صورتیکه چرخه IHE+DEC در دمای  $T_E = -5^\circ\text{C}$  و  $T_{GC} = 30^\circ\text{C}$  دارای بیشترین افزایش هزینه کل نسبت به چرخه BC به مقدار  $\text{\$ } 7915$  در سال (15.6%) می‌باشد.

### ۵- نتیجه گیری

در کار حاضر ۶ چرخه مختلف سرمایش فوق بحرانی  $\text{CO}_2$  از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی بررسی و با یکدیگر مقایسه گردید. نتایج به دست آمده از تحلیل‌ها در فشار تخلیه کمپرسور بهینه نشان می‌دهند:

- ۱- در چرخه‌های با فرایند انبساط دوگانه، افزایش دمای خروجی اواپراتور تأثیر کمی در افزایش ضریب عملکرد دارد.
- ۲- بکار بردن یک مبادله‌کن گرمای داخلی در چرخه پایه یا چرخه کاهش فشار دوگانه باعث بهبود ضریب عملکرد چرخه می‌شود. اما ضریب عملکرد چرخه با منبسط کننده را کاهش می‌دهد.
- ۳- چرخه دارای منبسط کننده دارای بالاترین ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک در مقایسه با سایر چرخه‌ها است.
- ۴- بکار بردن یک مبادله‌کن گرمای داخلی باعث افزایش بازگشت ناپذیری تمامی اجزاء نسبت به چرخه مشابه بدون مبادله‌کن گرما می‌شود.



شکل ۱۳- مقایسه آهنگ هزینه‌های حاصل از جبران انتشار گاز  $\text{CO}_2$  و آهنگ هزینه‌های کارکرد و نگهداری چرخه‌ها



- refrigeration plant using experimental data, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 40-49, 2011.
- [4] Fornacieri E., Casson V., Cecchinato L., Corradi M., Giroto S., Minetto S., Zamboni L., Zilio C., Optimisation of the throttling system in a CO<sub>2</sub> refrigerating machine, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 926-935, 2003.
- [5] Cecchinato L., Corradi M., Minetto S., A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1812-1823, 2010.
- [6] Liao S.M., Zhiao T.S., Jakobsen A., A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 831-841, 2000.
- [7] Groll E.A., Li D., Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector expansion device, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 766-773, 2005.
- [8] Sarkar J., Review of cycle modifications of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems, Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering, Vol. 1, pp. 22-29, 2010.
- [9] Lan Yang J., Tai Ma Y., Chun Liu S., Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander, Energy, Vol. pp. 32, 237-245, 2007.
- [10] Joneydi Shariatzadeh O., Abolhassani S.S., Rahmani M., Ziaee Nejad M., Comparison of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view, Applied Thermal Engineering, Vol. 93, pp. 779-787, 2016.
- [11] Dincer, I., Kanoglu, M., Refrigeration Systems and Applications, 2nd edition, Wiley, 2010.
- [12] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.J., Thermal Design and Optimization, Wiley, 1996.
- [13] Aminyavari M., Najafi B., Shirazi A., Rinaldi F., Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system, Applied Thermal Engineering, Vol. 65, pp. 42-50, 2014.
- [14] Sanaye S., Fardad A., Mostakhdemi M., Thermo-economic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling, Energy, Vol. 36, pp. 1057-1067, 2011.
- [15] Rezayan O., Behbahaninia A., Thermo-economic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems, Energy, vol. 36, pp. 888-895, 2011.
- [16] Zare V., Mahmoudi S.M.S., Yari M., Amidpour M., Thermo-economic analysis and optimization of an ammonia/ water power/cooling cogeneration cycle, Energy, Vol. 47, pp. 271-283, 2012.
- [17] Sanaye S., Shirazi A., Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications, Energy and Buildings, Vol. 60, pp. 100-109, 2013.
- [18] Robinson, D.M., Groll, E.A., Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine", International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 577-589, 1998.
- [19] Yang M.J., Ping C.J., Jiu C.Z., System design and analysis of the transcritical carbon-dioxide automotive air conditioning system, Journal of Zhejiang University SCIENCE Vol. 4, pp. 305-308, 2003.
- [20] Sawalha S., Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration, Doctoral thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2008.
- [21] Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th edition, Wiley, 2011.
- [22] Pérez-García V., Belman-Flores J.M., Navarro-Esbrí J., Rubio-Maya, C., Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO<sub>2</sub> as refrigeration mode base on simulation, Applied Thermal Engineering, Vol. 51, pp. 1038-1046, 2013.

$h$	انتالپی (kJ kg <sup>-1</sup> )
IHE	چرخه با مبادله کن داخلی
$m$	جرم (kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg s <sup>-1</sup> )
$n$	عمر مفید سامانه (year)
$N$	ساعت کارکرد سامانه در سال (h)
$P$	فشار (kPa)
$\dot{Q}$	آهنگ انتقال گرما (kW)
$T$	دما (°C)
$\Delta T_{ln}$	اختلاف دمای میانگین لگاریتمی (K)
$U$	ضریب انتقال گرما کل (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
$\dot{V}$	دبی حجمی (m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> )
$W$	انرژی مصرفی (kWh)
$\dot{W}$	توان (kW)
$Z$	هزینه اولیه (\$)
$\dot{Z}$	آهنگ هزینه اولیه (s <sup>-1</sup> )

#### علائم یونانی

$\varepsilon$	ضریب تأثیر مبادله کن گرما
$\eta$	بازده

#### زیرنویس‌ها

C	کمپرسور
D	ناپودی
dis	تخلیه
E	اوپراتور
el	الکتریکی
env	محیط زیست
EV	شیر انبساط
EX	منبسط کننده
GC	خنک کن
HE	مبادله کن گرمایی
i	ورودی
II	قانون دوم ترمودینامیک
L	محیط سرد شونده
o	خروجی
OP	کارکرد و نگهداری
s	آیزنتروپیک
sur	محیط
sup	فرا گرم

#### ۷- مراجع

- [1] Lorentzen G., Pettersen J., A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, International Journal of Refrigeration, Vol. 16, pp. 4-12, 1993.
- [2] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ramgopal M., Transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects, Energy Conversion Management, Vol. 46, pp. 2053-2067, 2005.
- [3] Cabello R., Torrella E., Sánchez D., Llopis R., Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> transcritical