



مدلسازی یخچال، با منابع انرژی خورشیدی و انرژی خروجی از اگزوز خودرو، جهت نگهداری محصولات دارویی و واکسن‌ها در خودرو

شهرام درخشان^{1*}، علیرضا یزدانی²

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* تهران، صندوق پستی 163-16765، shderakhshan@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 خرداد 1394

پذیرش: 20 مرداد 1394

ارائه در سایت: 18 شهریور 1394

کلیدواژگان:

یخچال

انرژی خورشیدی

اگزوز خودرو

چرخه تبرید

نگهداری واکسن

چکیده

در مواقع بحرانی همچون سیل و زلزله، نیروهای امدادی برای نگهداری مواد دارویی و واکسن‌ها نیاز به یخچالی دارند که بدون استفاده از انرژی الکتریکی و با استفاده از انرژی‌های جایگزین، مانند انرژی خورشیدی، انرژی اتلافی خروجی از اگزوز خودروها، باد و غیره کار کند. در این مقاله مدلسازی یخچال با سیکل تبرید جذب سطحی با زوج کربن فعال/متانول به عنوان جاذب/ ماده جذب شدنی و با دو منبع انرژی حرارتی خورشیدی و گازهای اتلافی خروجی از اگزوز خودرو در نرم افزار متلب صورت گرفته است. سیکل خورشیدی شامل گردآورنده‌ای به مساحت 1m^2 و سیکل اگزوزی شامل یک مبدل حرارتی با اختلاف دمای گازهای ورودی و خروجی برابر با 100°C می‌باشد. در مدلسازی صورت گرفته، پروفیل دمایی در بستر جاذب، اواپراتور و کندانسور، پروفیل فشار، ضریب کلی انتقال حرارت در گردآورنده و بستر جاذب، غلظت و میزان تابش خورشیدی به دست آمده‌اند. نتایج حاصل نشان‌دهنده ضریب عملکرد $0/549$ ، ضریب عملکرد خورشیدی $0/200$ در قسمت خورشیدی و ضریب عملکرد $0/561$ و قدرت خنک کنندگی ویژه برابر با $2/478$ برای سیکل اگزوزی می‌باشند. این نتایج نشان از عملکرد خوب سیستم مدلسازی شده برای شرایط اقلیمی ایران دارد.

Modeling of a refrigerator utilizing solar energy and vehicle exhaust for refrigerating pharmaceutical products and vaccines in disaster vehicle

Shahram Derakhshan*, Alireza Yazdani

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

* P.O.B. 16765-163 Tehran, Iran, shderakhshan@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 20 June 2015
Accepted 11 August 2015
Available Online 09 September 2015

Keywords:
Refrigeration cycle
Refrigerator
Solar energy
Vehicle exhaust
Vaccine

ABSTRACT

In critical situations such as floods and earthquakes, the relief forces require a refrigerator for pharmaceuticals and vaccines which can operate without electrical energy and instead, use alternative energies such as solar energy, vehicle exhaust energy, wind energy, etc. In this paper, modeling of a refrigerator with an adsorption refrigeration cycle using activated carbon/methanol as adsorbent/adsorbate pair which utilizes two sources of energy, solar energy and vehicle exhaust energy is presented in MATLAB. The solar refrigeration cycle includes a collector with area of 1m^2 and the exhaust gas cycle includes a heat exchanger with temperature difference of 100°C between its inlet and outlet gases. Modeling results represent the temperature profile in adsorbent bed, evaporator and condenser. Moreover, the pressure profile, overall heat transfer coefficient of collector and adsorbent bed, concentration and solar radiation are reported. The results show coefficient of performance of 0.549 and solar coefficient of performance of 0.200 for solar adsorption refrigeration and coefficient of performance of 0.561 with specific cooling power of 2.478 for exhaust heat adsorption refrigeration. These results reveal the good performance of the proposed model in the climate of Iran.

1- مقدمه

مصرف گسترده سوخت‌های فسیلی به عنوان منبع انرژی غالب بیشتر فعالیت‌های بشری، سبب به وجود آمدن پدیده‌های ناخواسته‌ای مانند آلودگی هوا و محیط زیست شده است که تاکنون در طول تاریخ تمدن بشری با آن روبرو نبوده‌ایم. متعاقباً پدیده‌هایی مانند افزایش حرارت جهانی، اثر گازهای گلخانه‌ای،

تغییرهای آب و هوایی، کاهش لایه اوزون و باران‌های اسیدی شدت یافته‌اند. این پدیده‌ها مستقیماً در نتیجه استفاده از سوخت‌های فسیلی است که سبب انتشار گازهایی مانند دی اکسید کربن¹ یا متان² می‌شوند. برای اجتناب از تأثیر بیشتر این پدیده‌ها دو راه حل اساسی پیشنهاد شده است که یکی بهبود کیفیت

1- CO_2
2- CH_4

Please cite this article using:

Sh. Derakhshan, A. Yazdani, Modeling of a refrigerator utilizing solar energy and vehicle exhaust for refrigerating pharmaceutical products and vaccines in disaster vehicle, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 147-157, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

پایین‌تر مزیت مهم این سیکل نسبت به سیکل جذبی می‌باشد که این موضوع امکان استفاده از منابعی مانند انرژی خورشیدی و حرارت بازیافتی از گازهای اتلافی از اگزوز وسایل نقلیه را فراهم می‌سازد. مزیت دیگر سیکل تبرید جذبی عدم نیاز آن به وجود پمپ می‌باشد و انتقال مبرد فقط توسط گرادیان حرارتی صورت می‌گیرد. البته ضریب عملکرد سیستم‌های جذب سطحی از سیستم‌های جذبی پایین‌تر است که این مسئله باعث کاهش سرعت تجاری شدن آن شده است.

در سیستم‌های جذب سطحی از جاذب- مبردهای مختلف بسته به نوع کاربرد سیستم استفاده می‌شود که از آن‌ها می‌توان به کربن فعال- متانول، سیلیکاژل- آب و زئولیت- آب اشاره کرد. سیلیکاژل- آب و زئولیت- آب، جهت کاربردهای تهویه مطبوع و کربن فعال- متانول جهت ایجاد دمای زیر صفر استفاده می‌گردند.

در سال‌های اخیر، تحقیقات بسیاری جهت مدلسازی یخچال‌های جذب سطحی انجام شده است. از آن جمله واکسن‌ها و همکارانش [2] یک سیستم تبرید جذب سطحی کربن فعال/ متانول، با استفاده از گردآورنده⁴ تخت با مساحت 1/5 متر مربع و شامل 13 لوله پر شده توسط 37 کیلوگرم کربن فعال و حدود 10/5 کیلوگرم متانول را برای شرایط اقلیمی شهر مسینا⁵ در ایتالیا (میزان متوسط تابش 520 وات بر متر مربع) را شبیه‌سازی کرده‌اند. این سیستم در روزهای مختلف سال بطور متوسط قادر به تولید 5 کیلوگرم یخ در طول روز بوده است. نتایج حاصل شده نشان دهنده حداکثر ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP)⁶ برابر با 0/11 در ماه ژانویه می‌باشد. ژوا و همکارانش [3] از کربن فعال/ متانول در طراحی سیستم تبرید خورشیدی خود استفاده نموده‌اند. حداکثر دمای تولیدی در سیستم حدود 110 درجه سانتی‌گراد و حداقل دمای ایجاد شده در اواپراتور⁷ 4- درجه سانتی‌گراد زیر صفر بوده است. این سیستم توانایی رسیدن به ظرفیت سرمایشی 87-99 کیلوژول و ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) برابر با 0/11 را دارا بوده است. حسن و همکارانش [4] شبیه‌سازی نظری را برای یخچال جذب سطحی خورشیدی با تمرکز بر انتقال حرارت هدایتی مؤثر⁸ در بستر جاذب و فشار سیستم انجام دادند. نتایج نشان دهنده بسیار کوچک بودن تغییرات هدایت حرارتی مؤثر (بین 0/5 تا 0/528 وات بر متر درجه کلونین) و ثابت بودن فشار سیستم در طول فرایندهای جذب و دفع بودند. حداکثر ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) بدست آمده برابر با 0/2 بوده است. بررسی تجربی انجام شده توسط لیت و همکارانش [5] بر سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی با استفاده از کربن فعال/ متانول (21 کیلوگرم کربن فعال و 6 کیلوگرم متانول) و گردآورنده‌ای شامل 9 لوله و سطح کف مشکی و با پوشش شیشه‌ای در شرایط اقلیمی برزیل انجام شده است. آزمایش‌ها برای سه حالت صورت گرفته است: اول برای حالت آسمان صاف، دوم حالت آسمان نیمه ابری و در نهایت برای آسمان تمام ابری. حداکثر دمای ایجاد شده به ترتیب 100/1، 87/3 و 92/7 سانتی‌گراد و میزان یخ ایجاد شده برابر با 6/05، 2/10 و 0 کیلوگرم به ازای هر متر مربع از مساحت گردآورنده بوده است. تجزیه و تحلیل انجام شده بر روی سیستم تبرید جذب سطحی انجام شده توسط اوگوکه و آنیانو [6] تغییرات فشار در سیستم را مورد بررسی قرار داده است. این مطالعه نشان داد که فشار کم‌کنندسور فرایند جذب را افزایش می‌دهد، در حالی که

مصرف سوخت‌های فسیلی می‌باشد که تأثیرهای زیست محیطی کمتری داشته باشند و راه حل مهم‌تر جایگزینی سوخت‌های فسیلی تا حد امکان با منابع انرژی تجدیدپذیر و دوستدار محیط زیست است. در مواقع بحرانی همچون سیل و زلزله، نیروهای امدادی برای نگهداری مواد دارویی و واکسن‌ها نیاز به یخچالی دارند که بدون استفاده از انرژی الکتریکی و با استفاده از انرژی‌های جایگزین، مانند انرژی خورشیدی، انرژی اتلافی خروجی از اگزوز خودروها، باد، کار کند. اولین موردی که در جهت نگهداری واکسن‌ها مهم است، رعایت زنجیره سرماست. برخی از واکسن‌ها نسبت به تغییرهای دمایی ناپایدارند، مخصوصاً نسبت به یخ زدگی و هرگز نباید در معرض یخ زدگی قرار بگیرند. به همین دلیل است که کنترل دمای یخچال بسیار مهم است. دمای نگهداری واکسن‌ها معمولاً بین 2 تا 6 درجه سانتیگراد می‌باشد که بصورت میانگین 4 درجه در نظر گرفته می‌شود. برخی دیگر از داروها نیز نیاز به نگهداری در دمایی بین 2 تا 8 درجه سانتیگراد دارند. خورشید و انرژی اتلافی خروجی از اگزوز وسایل نقلیه از منابع عمده انرژی است که می‌تواند به عنوان منابع مفید و تأمین‌کننده انرژی در اکثر نقاط جهان بکار گرفته شوند و نیازی به تکنولوژی پیشرفته و پر خرج ندارد. امروزه بیشترین کاربرد انرژی خورشیدی در دو مبحث تولید برق و تولید حرارت می‌باشد و حتی مدرن‌ترین موتورهای احتراق داخلی راندمانی حدود 40% داشته و مابقی انرژی حاصل از احتراق سوخت، به صورت حرارت هدر می‌رود. هنگامی که موتور خودرو در حال کار است، توان خروجی آن تنها 0-42% برای خودروهای دیزل و 25-30% برای خودروهای بنزینی از انرژی احتراق سوخت است. گرمای هدر رفته به محیط خارج از خودرو 58-70% برای خودروهای بنزینی و 70-75% از انرژی احتراق سوخت برای خودروهای دیزل می‌باشد که شامل گرمای خارج شده از طریق سیستم گردش آب خنک و اگزوز خودرو است. گرمای خروجی از اگزوز دارای درجه حرارت بالایی است و به ترتیب 25-45% و 30-40% از انرژی احتراق سوخت در خودروهای دیزل و بنزینی را شامل می‌شود که از این گرما به عنوان یک نیروی محرکه برای استفاده در موارد گوناگونی می‌توان استفاده کرد. دمای اگزوز موتور حدود 450-550 درجه سانتی‌گراد می‌باشد. با توجه به نقطه شبنم و خوردندگی اکسیدهای اسیدی در گاز خروجی، دمای گاز خروجی نباید کوچکتر از 180 درجه سانتی‌گراد گردد [1].

کشور ایران در بین مدارهای 25 تا 40 درجه عرض شمالی قرار گرفته است و در منطقه‌ای واقع شده که به لحاظ دریافت انرژی خورشیدی در بین نقاط جهان در بهترین رده‌ها قرار دارد. میزان تابش خورشیدی در ایران بین 1800 تا 2200 کیلووات ساعت بر متر مربع در سال تخمین زده شده است که البته بالاتر از میزان متوسط جهانی است. در ایران به طور متوسط سالیانه بیش از 280 روز آفتابی گزارش شده است که بسیار قابل توجه است. از سوی دیگر ایران یک کشور کوهستانی است که بطور متوسط 1000 متر بالاتر از سطح دریا قرار دارد. پس ایران دارای پتانسیل خورشیدی مناسبی می‌باشد. تولید سرمایش از حرارت غالباً توسط سیکل‌های جذبی¹ صورت می‌پذیرد که به دو دسته سیکل‌های جذب سطحی² و جذبی³ دسته‌بندی می‌شوند. در سیکل‌های جذبی فرایند جذب مابین سیال‌های مبرد و جاذب صورت می‌گیرد، در صورتی که در جذب سطحی فرایند جذب بین سیال مبرد و سطح ماده جاذب جامد انجام می‌گیرد و این دو سیکل با یکدیگر تفاوت‌های عمده دارند. قابلیت کارکرد سیکل جذب سطحی با منابع حرارتی دمای

4- Collector
5- Messina
6- Solar coefficient of performance
7- Evaporator
8- Effective thermal conductivity

1- Sorption
2- Adsorption
3- Absorption

پارامترهای مختلفی از جمله ابعاد فین‌ها در بستر جاذب می‌باشد. مهدوی خواه و همکارانش [14] تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد سیستم جاذب سطحی با توجه به بستر ماده متخلخل را بررسی نموده‌اند.

در این مقاله، سیستم تبرید جاذب سطحی با دو منبع گرمایی انرژی خورشیدی و انرژی حرارتی گازهای اتلافی از اگزوز خودرو برای استفاده در مناطق عملیاتی و بحرانی همچون سیل، زلزله و مناطق دور افتاده که انرژی الکتریکی در دسترس نباشد، مدلسازی می‌شود. نوآوری این مقاله استفاده از منابع انرژی در دسترس جهت ایجاد سیستم تبرید در درون خودروهای امدادی می‌باشد و شامل کاربرد همزمان از دو منبع حرارتی در سیستم تبرید می‌باشد، بطوری که در ساعات و روزهایی که انرژی خورشیدی در دسترس نیست، سیستم قادر به استفاده از انرژی حرارتی گازهای خروجی از اگزوز خودرو جهت تأمین دمای مورد نیاز می‌باشد و دیگری کاربرد سیستم برای نصب بر روی خودرو جهت نگهداری واکنش‌ها و مواد دارویی در مناطق بحرانی است. مدل ارائه شده عملکرد سیستم خورشیدی را برای یک روز، در ساعات مختلف به صورت گذرا برای شرایط آب و هوایی تهران و در حالت استفاده از انرژی گرمایی اگزوزی، برای یک سیکل در شرایط کارکرد موتور خودرو به صورت گذرا شبیه‌سازی می‌کند. برای این منظور، یک کد کامپیوتری در نرم افزار متلب تهیه گردیده و نتایج حاصل برای یک سیکل ترکیبی خورشیدی و اگزوزی در شرایط اقلیمی تهران ارائه گردیده است. نتایج حاصل شده میزان تغییرات پارامترهای دمایی، فشار و غلظت را در قسمت‌های مختلف سیکل و عملکرد سیستم را مورد بررسی و مطالعه قرار می‌دهند.

2- معرفی سیستم و فرایندها

سیستم جاذب سطحی متشکل از سه بخش اصلی است: گردآورنده خورشیدی یا مبدل حرارتی با بستر جاذب که کربن فعال در آن قرار می‌گیرد، کندانسور و اواپراتور. این سیستم بسیار شبیه به سیکل تبرید تراکمی بخار می‌باشد با این تفاوت که در آن به جای کمپرسور از راکتور استفاده می‌گردد. این راکتور از نوع محیط متخلخل است که توانایی برای جاذب مبرد تشکیل شده را دارا می‌باشد که سیستم کلی آن در شکل 1 آورده شده است.

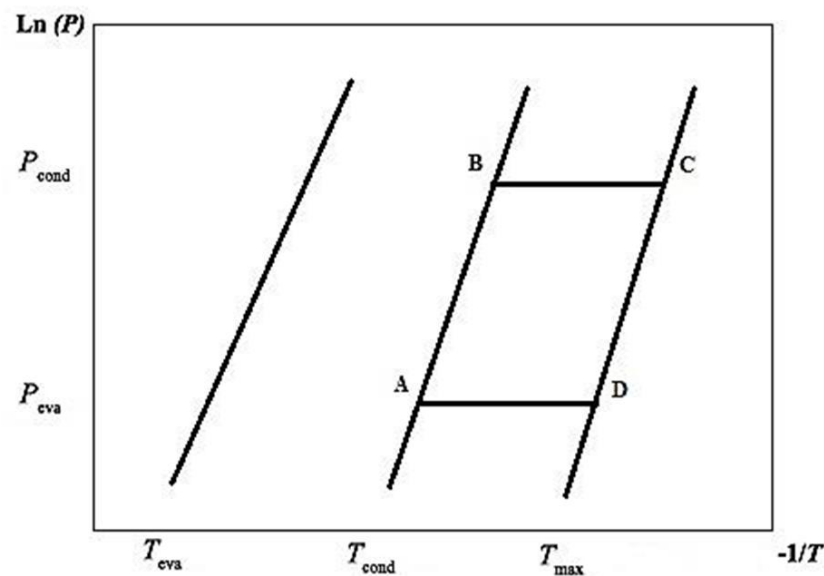
چرخه ترمودینامیکی این سیکل همانطور که در نمودار کلاپیرون نمایش داده شده است، شامل چهار فرآیند می‌باشد (شکل 2).

(A-B) فرایند گرمایش در حجم ویژه ثابت¹، (B-C) فرایند دفع در فشار ثابت، (C-D) فرایند سرمایش در حجم ویژه ثابت و (D-A) فرایند جاذب سطحی در فشار ثابت می‌باشد. در ابتدا (نقطه A)، راکتور از کندانسور و اواپراتور توسط شیرهای c و e جدا می‌باشد و بطور کامل با مبرد شارژ می‌باشد. فشار داخل راکتور در ابتدا برابر با فشار اواپراتور و درجه حرارت آن یکنواخت است و برابر با دمای محیط می‌باشد. هنگامی که راکتور شروع به گرم شدن توسط اشعه خورشید یا گرمای اگزوز خودرو می‌کند، فشار و دمای درون بستر جاذب افزایش می‌یابد و این فرایند در غلظت ثابت، تا زمانی که فشار به فشار کندانسور برسد ادامه خواهد یافت که مشابه عمل فشرده سازی کمپرسور در سیکل کلاسیک تبرید بخار می‌باشد. در نقطه B، شیر C باز شده و مبرد شروع به دفع شدن و جریان یافتن در کندانسور می‌کند. در طی این فرایند فشار ثابت، دما پیوسته افزایش می‌یابد و میزان غلظت مبرد کاهش می‌یابد. هنگامی که دمای مبرد به حداکثر مقدار خود برسد، شیر C بسته گردیده و مرحله سوم شروع می‌شود. هنگامی که از میزان تابش خورشید

فشار بالای اواپراتور باعث افزایش فرایند جاذب می‌شود. لی و وانگ [7] بررسی نظری و تجربی در زمینه انتقال حرارت و جرم در بستر جاذب برای یخساز جاذب سطحی با گردآورنده تخت انجام دادند. در این پژوهش از 10 کیلوگرم متانول و 42 کیلوگرم کربن فعال در بستر جاذب و مساحت گردآورنده خورشیدی برابر با $1/5$ متر مربع استفاده گردید. تجزیه و تحلیل تجربی با احداث یک دستگاه در آزمایشگاه و شبیه سازی تابش خورشیدی با استفاده از لامپ کوآرتز انجام شده و تحقیقات نشان داد که نتایج عددی از مطالعه نظری در توافق با نتایج تجربی در ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) به ترتیب $0/125$ و $0/132$ بوده است. چکیرو و همکارانش [8] به بررسی نظری انتقال حرارت و جرم در بستر جاذب پر شده توسط کربن فعال و متانول پرداختند. نتایج حاصل عبارت بودند از: ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) برابر با $0/13$ ، $0/172$ و $0/184$ و اثر سرمایش برابر با $168/192$ ، $213/661$ و $229/286$ کیلوژول بر کیلوگرم به ترتیب برای پوشش شیشه‌ای گردآورنده تک پوششه، دو پوششه و پوشش از نوع (TIM). قاسم ناعف و همکارانش [9] به شبیه‌سازی و بهینه‌سازی یخساز جاذب سطحی خورشیدی برای شرایط کارکرد در شهر الظهران عربستان سعودی پرداختند. نتایج بهینه بدست آمده برای سیستم شامل $14/1$ کیلوگرم از کربن فعال به ازای هر متر مربع از سطح گردآورنده و با پوشش 2 لایه گردآورنده عبارتند از: ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) برابر با $0/12$ و $0/24$ به ترتیب در روزهای گرم و سرد و توان تولید 5 تا 13 کیلوگرم یخ به ازای هر متر مربع از سطح گردآورنده.

در راستای استفاده از انرژی گرمایی اتلافی خروجی از اگزوز وسایل نقلیه در سال‌های اخیر مطالعاتی انجام شده است. آندره الکسیو مانزلا و همکارانش [10] مطالعاتی را در زمینه استفاده از گاز خروجی موتور به عنوان منبع انرژی برای سیستم تبرید جذبی، انجام دادند. این کار ارائه یک مطالعه تجربی از یک سیستم تبرید جذبی، با استفاده از گاز خروجی از یک موتور احتراق داخلی به عنوان منبع انرژی بوده است. این موتور برای دریچه گاز با زاویه باز 25% ، 50% و 75% ، مورد آزمایش قرار گرفت. یخچال به درجه حرارت حالت پایدار بین 4°C تا 13°C ، در حدود 3 ساعت به بعد از راه اندازی سیستم، بسته به باز بودن دریچه گاز موتور، رسیده است. محاسبه انرژی گاز در دسترس از اگزوز، نشان داده است که با استفاده از آن، ظرفیت خنک کنندگی بسیار بهبود یافته است. در زمان استفاده از این سیستم تبرید، میزان هیدروکربن در گازهای اگزوز بالاتر از زمان در مدار قرار نداشتن آن بوده، اما انتشار مونو اکسید کربن، کاهش یافته است، در حالی که غلظت دی اکسید کربن عملاً بدون تغییر باقی مانده است. علی جبار [11] موفق به ساخت سیستم تبرید جاذب سطحی با منبع انرژی گرمایی اگزوز خودرو با دمای گازهای خروجی اگزوز حدود 120 درجه سانتی گراد شد. کار تجربی او حداکثر ضریب عملکردی (COP) برابر با $0/31$ را ایجاد نمود. مطالعه‌ای تجربی بر سیستم تبرید جاذب سطحی با منبع انرژی گرمای اتلافی از موتور دیزل توسط ژانگ [12] انجام گردیده است. در این پژوهش از ژئولیت- آب به عنوان جاذب- مبرد و از مبدل حرارتی دو لوله ای فین‌دار استفاده شده است. زمان و دمای بستر جاذب به عنوان نقاط تمرکز این تحقیق در نظر گرفته شده‌اند و در نهایت سیستم توانایی رسیدن به ضریب عملکرد (COP) برابر $0/38$ و توان سرمایش ویژه (SCP) برابر با $25/7$ وات بر کیلوگرم را از خود بر جای گذاشته است. طالبیان و همکارانش [13] تأثیر قطر ذرات جاذب را بر عملکرد یک سیستم جاذب سطحی بررسی نموده‌اند. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده متناسب بودن قطر بهینه ذرات جاذب متناظر با حداکثر ظرفیت سرمایشی مخصوص و

1- Isosteric



شکل 2 نمودار کلاپیرون - فشار بر حسب دما در طول سیکل [4]

در طول روز، در این تحقیق از شدت تابش نیمه سینوسی استفاده می‌گردد. تنها اطلاعات لازم برای این مدل شامل: زمان طلوع و غروب آفتاب و به علاوه میزان شدت تابش در ظهر خورشیدی است. در آن صورت به کمک رابطه (1) مقدار شدت تابش کل محاسبه می‌شود [15].

$$I = I_{\max} \sin \left[\frac{\pi \times (t - t_{\text{sr}})}{t_{\text{ss}} - t_{\text{sr}}} \right] \quad (1)$$

در رابطه‌ی (1) t ، زمان بر حسب ساعت (24 ساعت) می‌باشد، t_{sr} زمان طلوع و t_{ss} زمان غروب خورشید است و $I_{\max}$ بیشترین میزان تابش در ظهر خورشیدی می‌باشد و چون مدل مقدار منفی بعد از غروب ایجاد می‌کند، لذا پیش بینی لازم در برنامه کامپیوتری باید صورت گیرد.

3-2- روابط گردآورنده-بستر جاذب در سیکل تبرید جذب سطحی خورشیدی

در سیکل تبرید جذب سطحی خورشیدی معمولاً اجزاء گردآورنده و بستر جاذب درون یکدیگر قرار می‌گیرند که سبب کاهش میزان تلفات حرارتی نسبت به استفاده از سیال عامل واسطه می‌گردد.

ضریب کلی انتقال حرارت (U_L) در گردآورنده طبق رابطه (2) برابر است با [9]:

$$U_L = U_t + U_b + U_s \quad (2)$$

که در آن، U_t ، U_b و U_s به ترتیب ضریب اتلافات حرارتی از بالا، پایین و کناره‌های دیواره گردآورنده - جاذب هستند. U_s کوچک است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

U_t توسط معادله دوفی و بکمن¹ مطابق معادله (3) حاصل می‌گردد [9]:

$$U_t = \left[\frac{N_g}{\frac{c}{T_{\text{pw}}} \left(\frac{T_{\text{pw}} - T_{\text{amb}}}{N_g + f} \right)^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma (T_{\text{pw}} + T_{\text{amb}}) (T_{\text{pw}}^2 + T_{\text{amb}}^2)}{(\varepsilon_{\text{pw}} + 0.00591 N_g h_w)^{-1} + \frac{2N_g + f - 1 + 0.133\varepsilon_{\text{pw}}}{\varepsilon_g} - N_g} \right] \quad (3)$$

که در آن، N_g تعداد پوشش‌های شیشه‌ای روی گردآورنده می‌باشد و دیگر ضرایب عبارتند از:

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_{\text{pw}})(1 + 0.07866N_g) \quad (4)$$

$$c = 520(1 - 0.000051\beta^2) \quad 0 < \beta < 70 \quad (5)$$

که در آن، β زاویه گردآورنده است (درجه).

کاسته شود و یا منبع حرارتی آگروز از مدار خارج گردد، متانول به عبور از شیر انبساط در غلظت ثابت و طی فرایند حجم ویژه ثابت خنک می‌شود و فشار آن از فشار کندانسور به فشار اواپراتور کاهش می‌یابد (نقطه D). مرحله پایانی با باز شدن شیر e شروع می‌شود که میرد در درون راکتور جریان می‌یابد و فرایند جذب پیوسته با خنک شدن راکتور در فشار ثابت اواپراتور، تا زمانی که به نقطه اولیه (A) برسد ادامه خواهد یافت.

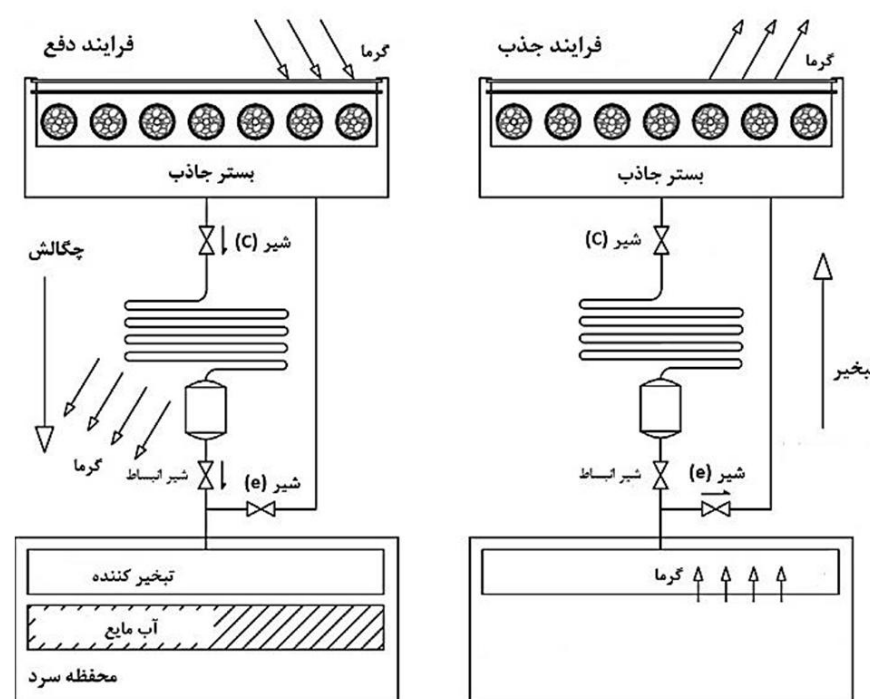
3- مدلسازی سیستم تبرید

جهت مدلسازی مفروضات زیر استفاده شده اند که عبارتند از:

- بخار متانول رفتاری مشابه یک گاز ایده آل داشته باشد.
- بستر جاذب همگن با تخلخل ثابت است و جذب کننده (کربن فعال) متشکل از ذراتی با اندازه یکنواخت می‌باشد.
- فرایند دفع و جذب در فاز بخار متانول رخ می‌دهد.
- دمای متانول و کربن فعال در یک نقطه یکسان برابر است.
- تغییرات دما درون لوله‌های راکتور تنها در جهت شعاعی رخ می‌دهد و کوچک هستند.
- اثرات انتقال حرارت جابجایی در بستر متخلخل قابل اغماض هستند.
- دیواره لوله‌های جاذب همگن و نازک است، بنابراین خواص ترموفیزیکی و درجه حرارت برای هر نقطه یکسان خواهد بود.
- به دلیل تراکم بخار روی منافذ سطح جاذب، گرمای ویژه متانول دفع شده یا جذب شده، گرمای ویژه متانول مایع معمول در نظر گرفته می‌شود.

3-1- مدل ریاضی ساده نیمه سینوسی برای تعیین شدت تابش خورشید

برای پیش‌بینی عملکرد یک سیستم انرژی خورشیدی تعیین یک مدل ساده برای شدت تابش خورشید در هوای صاف، تنها چیزی است که لازم است. این مدل دارای محدودیت‌هایی نیز می‌باشد، از جمله مدلسازی فقط برای حالت آسمان صاف، محدود کردن میزان تابش به حالت تغییرات سینوسی و غیره که در ایران با توجه به محدودیت اطلاعات ثبت شده از میزان تابش ساعتی



شکل 1 سیستم تبرید جذب سطحی

1- Duffie and Beckman

کربن فعال انتخاب می‌گردد.

P_{sat} در معادله (12)، فشار اشباع است که طبق معادله آنتوین⁵ محاسبه می‌گردد:

$$\log_{10}(P) = A - \left(\frac{B}{T + c}\right) \quad (13)$$

که ضرایب A، B و C ضرایب تجربی هستند که برای هر ماده مقداری متفاوت و ثابت است و T دما بر حسب درجه کلوین و P فشار بر مبنای میلیمتر جیوه می‌باشد.

در سینتیک جذب فرض بر این است که تغییرات غلظت متانول در کربن فعال $\left(\frac{\partial x}{\partial t}\right)$ توسط یک معادله خطی (LDF) اداره شود [9]:

$$\left(\frac{\partial x}{\partial t}\right) = \left[\left(\frac{15D_0}{(r_p)_2}\right) \exp\left(\frac{-E}{RT}\right)\right] (x_{eq} - x) \quad (14)$$

که x_{eq} مربوط به تعادل غلظت در معادله (12) و x مقدار واقعی غلظت می‌باشد که برای کربن فعال/متانول، ثابت‌های معادله به شرح زیر و بطور تجربی تعریف می‌شوند [16]:

$$\left(\frac{15D_0}{(r_p)_2}\right) = 0.019 \quad (15)$$

$$\left(\frac{-E}{R}\right) = 906 \quad (16)$$

3-3- روابط کندانسور و اواپراتور

بر طبق قانون اول ترمودینامیک معادلات تعادل کندانسور و اواپراتور به صورت معادله‌های (17) و (18) تعریف می‌شوند [9]:

$$\begin{aligned} M_{con} C_{p(con)} \left(\frac{\partial T_{con}}{\partial t}\right) &= -L_{con} M_{ac} \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right) \\ &\quad - h_{con} A_{con} (T_{cond} - T_{amb}) \quad (17) \\ [M_e C_{p(e)} + (M_m - x M_{ac}) C_{p(m)}] \left(\frac{\partial T_e}{\partial t}\right) &= h_{e-w} A_{e-w} (T_w - T_e) \\ &\quad + U_{e-amb} A_{e-amb} (T_{amb} - T_e) \\ &\quad - L_e M_{ac} \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right) \quad (18) \end{aligned}$$

L_{con} و L_e گرمای پنهان⁶ سیال عامل می‌باشد که متناسب با دمای کندانسور و اواپراتور و طبق رابطه (19) تغییر می‌یابد و ضرایب معادله آن در جدول 2 گردآوری شده‌اند [2].

$$L_{cond,e} = d_0 + d_1 T + d_2 T^2 + d_3 T^3 \quad (19)$$

اگر دما در اواپراتور به زیر صفر درجه برسد، سیکل توانایی تولید یخ را دارا می‌باشد. معادلات (20) تا (22) برای محاسبه جرم یخ ایجاد شده و نیز دمای اواپراتور در دمای زیر صفر استفاده می‌گردد [9]:

- اگر $T_w > 0^\circ C$ باشد:

$$\begin{aligned} M_e C_{pw} &= h_{e-w} A_{e-w} (T_e - T_w) \\ &\quad + U_{e-amb} A_{e-amb} (T_{amb} - T_e) \quad (20) \end{aligned}$$

- اگر $T_w = 0^\circ C$ باشد:

$$\begin{aligned} L_{sol} \left(\frac{\partial M_{ice}}{\partial t}\right) &= h_{e-w,ice} A_{e-w} (T_e - T_w) \\ &\quad + U_{w-amb} A_{w-amb} (T_{amb} - T_w) \quad (21) \end{aligned}$$

- اگر $T_w < 0^\circ C$ باشد:

$$\begin{aligned} M_w C_{p(ice)} \left(\frac{\partial T_w}{\partial t}\right) &= h_{e-ice} A_{e-w} (T_e - T_w) \\ &\quad + U_{ice-amb} A_{w-amb} (T_{amb} - T_w) \quad (22) \end{aligned}$$

$$e = 0.430 \left(1 - \frac{100}{T_{pw}}\right) \quad (6)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8(V) \quad (7)$$

ε_{pw} ضریب نشر¹ دیواره جاذب، ε_g ضریب نشر شیشه، T_{pw} دمای لوله‌های جاذب، T_{amb} دمای محیط، σ ثابت استفان-بولتزمن، h_w ضریب انتقال حرارت باد و V سرعت باد می‌باشد.

ضرایب اتلاف حرارتی کف و دیواره‌های گردآورنده - جاذب، به ماده عایق استفاده شده و ضخامت آن وابسته می‌باشد که از روابط (8) و (9) بدست می‌آیند [9]:

$$U_b = \frac{k_i}{t_i} \quad (8)$$

$$U_s = \frac{2 \left(\frac{k_i}{t_i}\right) (L_c + W_c) t_c}{\left(\left(\frac{\pi}{2}\right) (D_3) L_t \times n_{tube}\right)} \quad (9)$$

که در آن، k_i ضریب انتقال حرارت هدایتی عایق و t_i ضخامت آن می‌باشد و L_c طول گردآورنده، L_t طول لوله جاذب، W_c عرض آن، D_3 قطر خارجی لوله جاذب و n_{tube} تعداد لوله‌های جاذب است. در معادله (3) دمای دیواره بیرونی لوله‌های گردآورنده - جاذب (T_{pw}) توسط معادله (10) بدست می‌آید [9]:

$$\begin{aligned} m_{pw} C_{pw} \left(\frac{\partial T_{pw}}{\partial t}\right) &= (\tau_g \alpha_{pw}) I_T(t) (D_3) L_t \\ &\quad - U_L \left(\frac{\pi}{2}\right) (D_3) (L_t) (T_{pw} - T_{amb}) \\ &\quad - h \pi (D_2) L_t (T_{pw} - T_{r=R_3}) \quad (10) \end{aligned}$$

که شامل میزان انرژی جذب شده (ترم اول معادله در سمت راست معادله)، میزان اتلاف حرارت با محیط (ترم دوم در سمت راست معادله) و میزان انتقال حرارت با لایه بیرونی کربن فعال/متانول (ترم سوم در سمت راست معادله) است، در حالی که سمت چپ معادله نشان دهنده میزان ذخیره سازی گرما در فلز جاذب برای دوره‌های کوچک زمانی (dt) می‌باشد. τ_g ضریب پراکنش² شیشه، α_{pw} ضریب جذب³ سطح خارجی لوله‌های گردآورنده - جاذب و D_2 قطر داخلی لوله جاذب می‌باشد.

با توجه به مفروضات قبلی، انتقال حرارت بستر جاذب در جهت شعاعی بین لوله‌ی داخلی ($r = R_3$) و سطح داخلی لوله‌های خارجی ($r = R_2$) است. این انتقال حرارت توسط معادله (11) نشان داده شده است [9].

$$\begin{aligned} \rho_{ac} [C_{p(ac)} + x C_{p(m)}] \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) &= \\ k_{eff} \left[\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}\right) + \left(\frac{1}{r}\right) \left(\frac{\partial T}{\partial r}\right) \right] &+ \rho_{ac} \Delta H \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right) \quad (11) \end{aligned}$$

k_{eff} هدایت حرارتی موثر از بستر و r نشان دهنده شعاع محلی از بستر جاذب است که بین شعاع لوله‌ی داخلی (R_1) و سطح داخلی لوله جاذب بیرونی (R_2) متفاوت است، ρ_{ac} و $C_{p(ac)}$ به ترتیب چگالی کربن فعال، گرمای ویژه کربن فعال و متانول در فشار ثابت می‌باشند و ΔH گرمای جذب یا دفع یه ازای جرم متانول است.

در فرایند جذب و دفع، غلظت (X) توسط معادله (12) بنام دوبینین-آستاخو⁴ تعیین می‌گردد [9]:

$$x_{eq}(T, P) = x_0 \exp \left[-D \left(T \ln \left(\frac{P_{sat}}{p} \right) \right)^n \right] \quad (12)$$

که ضرایب x_0 ، D و n تجربی بوده و از جدول 1 برای نمونه‌های مختلف

1- Emissivity

2- Transmittance

3- Absorptivity

4- Dubinin-Astakhov

5- Antoine Equation

6- Latent heat

$$-k_{\text{eff}} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = h(T_{\text{pw}} - T_{r=R_2}) \quad (26)$$

که نشان دهنده عایق فرض شدن سطح لوله داخلی با شعاع (R_1) می‌باشد.

3-5- روابط مبدل حرارتی- بستر جاذب در سیکل تبرید جذب سطحی آگزوزی

موتور انتخابی، یک موتور چهار زمانه، فاقد توربو شارژ، دارای سیستم خنک شونده آب خنک و تزریق مستقیم دیزلی دور موتور استاندارد 1500 rpm می‌باشد. قدرت خروجی محور را می‌توان در محدوده 0 تا 30 کیلووات با اضافه کردن / کاهش بار از طریق یک دام قدرت تنظیم کرد و سرعت چرخش نیز توسط کامپیوتر اندازه‌گیری می‌شود. آزمایش‌های تجربی عملکرد موتور به بررسی ضریب مصرف سوخت g_e و ضریب هوای اضافی α از موتور منجر شده است و دبی گازهای اتلافی آگزوز به صورت معادله (27) حاصل شده است [12]:

$$\dot{m}_{\text{wst}} = \frac{N \times g_e \times m_e (1 + \alpha)}{3600 \times 10^3} \quad (27)$$

که در آن، N قدرت خروجی شفت اندازه‌گیری شده، m_e هوای تازه مورد نیاز به ازاء واحد جرم سوخت، برای احتراق کامل است. از اندازه‌گیری‌های تجربی مقدار g_e برابر است با $(\frac{8}{\text{kwh}}) 253/6$ و از تجزیه و تحلیل ترکیب گاز، ضریب هوای اضافی (α) که از طریق منافذ آب‌بندی نشده وارد موتور می‌شوند، $1/24$ و نسبت هوا به سوخت برای موتور دیزل (m_e) برابر است با $(\frac{\text{kg(air)}}{\text{kg(oil)}}) 14/36$. نرخ گرمای ورودی از گازهای اتلافی آگزوز برابر است با:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{wst}} C \Delta T \quad (28)$$

که در آن C گرمای ویژه گازهای خروجی و ΔT تغییرات دمای گاز در ورودی و خروجی راکتور می‌باشد که به‌عنوان منبع حرارتی در معادله‌ها وارد می‌شود.

ضریب کلی انتقال حرارت (U_L) در مبدل حرارتی برابر است با:

$$U_L = 2(U_b) + U_s \quad (29)$$

که در آن، U_b ، U_t به ترتیب ضریب اتلافات حرارتی از بالا، پایین و کناره‌های دیواره جاذب هستند که در معادله‌های (8) و (9) آمده‌اند.

دمای دیواره بیرونی لوله‌های جاذب (T_{pw}) توسط معادله (30) بدست می‌آید:

$$m_{\text{pw}} C_{\text{pw}} \left(\frac{\partial T_{\text{pw}}}{\partial t} \right) = (\dot{Q}) - U_L \left(\frac{\pi}{2} \right) (D_3)(L_t)(T_{\text{pw}} - T_{\text{amb}}) - h\pi(D_2)L_t(T_{\text{pw}} - T_{r=R_2}) \quad (30)$$

که شامل میزان انرژی جذب شده از گازهای اتلافی خودرو (ترم اول معادله در سمت راست معادله)، میزان اتلاف حرارت با محیط (ترم دوم در سمت راست معادله) و میزان انتقال حرارت با لایه بیرونی کربن فعال / متانول (ترم سوم در سمت راست معادله) است، در حالی که سمت چپ معادله نشان دهنده میزان ذخیره سازی گرما در فلز جاذب برای دوره‌های کوچک زمانی (dt) می‌باشد.

سایر قسمت‌ها از جمله کندانسور، اواپراتور و شرایط اولیه و مرزی کاملاً مشابه با نمونه خورشیدی می‌باشد.

3-6- ارزیابی عملکرد سیستم

عملکرد سیستم تبرید به تنهایی توسط ضریب عملکرد چرخه آن

جدول 1 مشخصات انواع کربن فعال

کربن فعال	C	ρ	n	D	x_0
ای سی - 35 ¹	0/92	430	2/15	$5/02 \times 10^{-7}$	0/33
دبلیو اس-940 ²	0/93	420	1/781	$9/08 \times 10^{-6}$	0/269
ای آ ³ 207	0/92	460	2/08	$8/45 \times 10^{-7}$	0/28
مکسورب 3 ⁴	0/93	281	2/0	$4/022 \times 10^{-6}$	1/24
کربو تک ای 1/35 ⁵	0/95	330	1/76	$1/37 \times 10^{-5}$	0/58
جی-32 اچ ⁶	0/95	370	2/59	$1/94 \times 10^{-8}$	0/38
نوریت ار-1 اکسترا ⁷	0/95	420	2/27	$2/19 \times 10^{-7}$	0/41
نوریت ار ایکس-3 ⁸ اکسترا	0/95	370	2/06	$9/6 \times 10^{-7}$	0/425

جدول 2 ضرایب معادله (19) برای متانول [2]

نام متغییر	مقادیر
i	0
d_i	643984
	7441/8
	2
	3
	$1/12826 \times 10^{-4}$
	-10/1045

h_{e-w} ضریب انتقال حرارت جابجایی بین اواپراتور و آب است که در طول و بعد از تشکیل یخ به صورت به ترتیب با $h_{e-w,ice}$ و h_{e-ice} جایگزین می‌شود. U_{e-amb} ضریب انتقال حرارت بین اواپراتور و محیط اطراف، U_{w-amb} ضریب انتقال حرارت بین آب و محیط و $U_{ice-amb}$ ضریب انتقال حرارت بین یخ و محیط اطراف می‌باشد.

3-4- شرایط اولیه و مرزی

شرایط محیطی و منطقه‌ای نقش اصلی و مهمی در عملکرد یخچال‌های جذب سطحی خورشیدی ایفا می‌کنند. تغییرات در شرایط آب و هوایی مثلاً تغییر در دمای اتمسفری یا تغییر در میزان تابش خورشیدی از ساعتی به ساعت دیگر و از روزی به روز دیگر در عملکرد سیستم تأثیر بسزایی دارد. چنین تغییرات پویایی در پژوهش حاضر در نظر گرفته شده و شرایط اولیه سیستم برای یک روز جدید از پایان شرایط روز قبل به روز شده است.

شرایط مرزی و اولیه را می‌توان چنین در نظر گرفت:

در لحظه شروع سیستم یعنی $(t=0)$:

$$\begin{cases} T = T_{\text{pw}} = T_{\text{iw}} = T_{\text{amb}} \\ x = x_{\text{max}} \\ P = P_e \end{cases} \quad (23)$$

و در هنگام شروع فرآیند دفع⁹:

$$T_c = T_{\text{amb}} \quad (24)$$

در واقع در آغاز و در طول فرآیند دفع، دمای کندانسور باید چند درجه بالاتر از دمای محیط باشد به طوری که حرارت را از مبرد در کندانسور به محیط خنک کننده منتقل می‌کند و در شروع فرآیند جذب $M_{\text{ice}} = 0$ (kg) است.

شرایط مرزی مورد استفاده برای حل معادله (11) عبارت است از:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R_1} = 0 \quad (25)$$

1- AC-35
2- WS-940
3- 207EA
4- Maxorb III
5- Carbo Tech A35/I
6- G32-H
7- NORIT R1-EXTRA
8- NORIT RX3-EXTRA
9- Desorption

(COP)¹ و بدون در نظر گرفتن عملکرد گردآورنده خورشیدی توصیف می‌گردد. به عبارت دیگر هر دو ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP)² و ضریب عملکرد موثر خورشیدی (ESCOP)³، عملکرد گردآورنده خورشیدی را در نظر می‌گیرند. ضریب کلی عملکرد خورشیدی (SCOP)، میزان کل انرژی خورشیدی دریافت شده روزانه را به عنوان ورودی در نظر می‌گیرد و ضریب عملکرد موثر خورشیدی (ESCOP) تنها انرژی حرارتی خورشیدی دریافتی از گردآورنده در طی دوره فرآیند گرمایش و دفع را در نظر می‌گیرد و برای سیستم اگزوزی فقط دو مشخصه ضریب عملکرد (COP) و قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP) مورد استفاده قرار می‌گیرند [9].

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (31)$$

$$SCOP = \frac{Q_e}{\int_{t=SR}^{t=SS} A_c I_T(t) dt} \quad (32)$$

$$ESCOP = \frac{Q_e}{\int_{t=SR}^{t=eg} A_c I_T(t) dt} \quad (33)$$

که در آن، $I_T(t)$ نرخ انرژی حادث تابش خورشیدی، t زمان، A_c مساحت گردآورنده و Q_e و Q_g به ترتیب اثر سرمایش و گرمای تولیدی در گردآورنده هستند.

Q_g را می‌توان از حرارت محسوس و دفع از بستر جاذب در طی فرآیندهای گرمایش و دفع برآورد کرد:

$$Q_g = \int_{T_a}^{T_{sd}} (M_{ac} C_{p(ac)} + M_{ac} x_{max} C_{v(m)}) dt + \int_{T_a}^{T_d} (M_{metal} C_{metal}) dT_{pw} + \int_{T_{sd}}^{T_d} (M_{ac} C_{p(ac)} + M_{ac} x C_{p(m)}) dT + \int_{T_{sd}}^{T_d} M_{ac} \Delta H dx \quad (34)$$

ترم اول از سمت راست، میزان گرمای گرفته شده از ابتدای شروع چرخه تا شروع عملیات دفع (فرایند 1-2، گرمایش در حجم ویژه ثابت)، ترم دوم گرمای گرفته شده در لوله‌های راکتور مابین شروع چرخه تا پایان فرایند دفع (فرایند 1-2 و 2-3)، ترم سوم گرمای گرفته شده از لحظه شروع دفع تا پایان آن در فشار ثابت (فرایند 2-3) و ترم چهارم گرمای دفع متانول طی فرایند دفع می‌باشد.

حرارت اوپرتور Q_e از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [9]:

$$Q_e = L_e M_{ac} \Delta x \quad (35)$$

که،

$$\Delta x = x_{max} - x_{min} \quad (36)$$

قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP)⁴ تنها هنگامی که آب سرد تولید شود جهت ارزیابی عملکرد سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$SCP = \frac{Q_e}{M_{ac} t_c} \quad (37)$$

که M_{ac} جرم کرین فعال و t_c تمامی بازه زمانی سیکل بر حسب ثانیه می‌باشد.

- 1- Coefficient of performance
- 2- Solar coefficient of performance
- 3- Effective solar coefficient of performance
- 4- Specific cooling power

4- مشخصات سیکل تبرید جذب سطحی نمونه مورد بررسی

مدلسازی صورت گرفته در این مقاله مبنی بر شرایط آب و هوایی تهران با عرض جغرافیایی 35° ، متوسط تابش در ظهر خورشیدی $(\frac{W}{m^2})$ 950، دمای محیط $35^\circ C$ و سرعت باد (ms^{-1}) 3، زمان طلوع و غروب آفتاب به ترتیب ساعت‌های 6 و 18 می‌باشند و برای خودروی امدادی دارای موتور چهار زمانه، فاقد توربو شارژ، دارای سیستم تزریق مستقیم دیزلی و میانگین قدرت خروجی شفت 15 کیلووات و ساکن در محل حادثه، با گردآورنده صفحه تخت به مساحت $1 m^2$ و انتخاب مناسب مبدل حرارتی اگزوزی با قابلیت ایجاد اختلاف دمای گازهای اتلافی ورودی و خروجی $100^\circ C$ در نظر گرفته شده است و ظرفیت برودتی سیستم برابر با 1/452 کیلووات ساعت می‌باشد که پارامترهای استفاده شده در مدلسازی در جدول 3 آمده‌اند.

5- نتایج

مدلسازی انجام شده به روش حل صریح⁵ و در حالت گذرا در نرم افزار متلب انجام شده است.

5-1- نتایج مدلسازی سیستم جذب سطحی خورشیدی

میزان تابش برای سطح گردآورنده با زاویه 35° برای شهر تهران در طول 30 ساعت طبق معادله (1) با در نظر گرفتن متوسط تابش در ظهر خورشیدی $(\frac{W}{m^2})$ 950 محاسبه شده است که در شکل 3 آمده است.

مطابق شکل 3، میزان تابش از طلوع آفتاب در ساعت 6 صبح افزایش یافته و در ساعت 12 به بالاترین مقدار خود، یعنی $(\frac{W}{m^2})$ 950 می‌رسد و بعد از آن با گذشت زمان و نزدیک شدن به عصر و غروب، از میزان تابش کاسته شده تا که در نهایت خورشید در ساعت 18 غروب می‌کند.

جدول 3 فرضیات سیستم

نام متغیر	مقدار	نام متغیر	مقدار
T_{eva}	$0, ^\circ C$	R_1	0/02, m
T_{cond}	$35, ^\circ C$	R_2	0/02865, m
T_{amb}	$30, ^\circ C$	R_3	0/02965, m
C_{ac}	$920, J kg^{-1} K^{-1}$	L_t	1, m
ρ	$430, kg m^{-3}$	n_{tube}	17
M_{ac}	20, kg	C_{pw}	$480, J kg^{-1} K^{-1}$
$C_{p(m)}$	$2545, J kg^{-1} K^{-1}$	ρ_{pw}	$4780, kg m^{-3}$
$C_{v(m)}$	$1530, J kg^{-1} K^{-1}$	ε_{pw}	0/1
M_m	6/6, kg	α_{pw}	0/98
t_{sr}	6	h	$16/5, W m^{-2} K^{-1}$
t_{ss}	18	ε_g	0/88
I_{max}	$950, W m^{-2}$	τ_g	0/95
V	$3, m s^{-1}$	N_g	2
β	35°	K_i	$0/038, W m^{-1} K^{-1}$
A_c	$1, m^2$	t_i	0/1, m
D	$5/02 \times 10^{-7}$	t_{is}	0/05, m
n	2/15	C_{pcond}	$380, J kg^{-1} K^{-1}$
x_0	0/33	M_{cond}	20, kg
C_{pe}	$480, J kg^{-1} K^{-1}$	A_{cond}	$1, m^2$
M_e	7/4, kg	A_{e-w}	0/44, m^2
A_{w-amb}	$0/33, m^2$	A_{e-amb}	0/18, m^2

5- Explicit

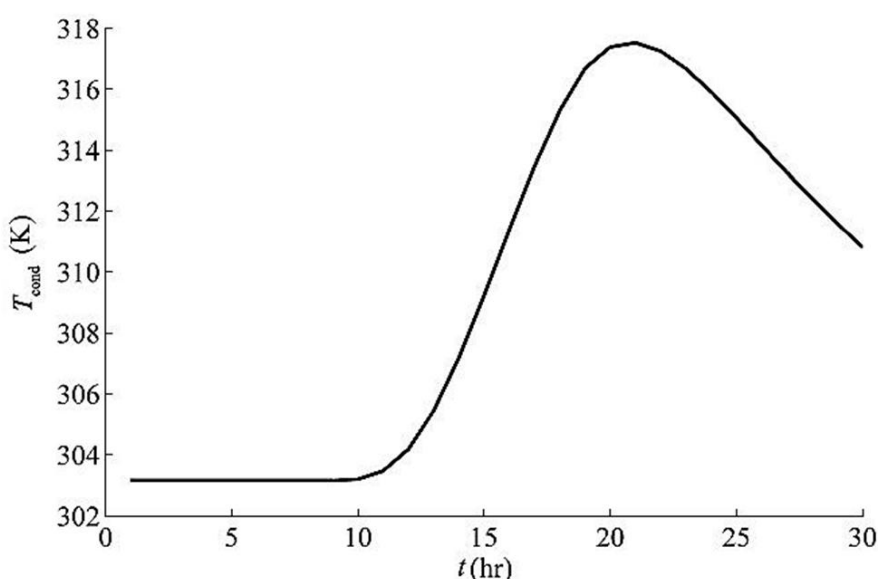
دما و خارج شدن گردآورنده از سیکل، مقدار آن کاهش یافته است. دمای کندانسور بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی بر اساس معادله (17)، مطابق شکل 6 تغییر می‌یابد.

غلظت متانول در کربن فعال بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی بر اساس معادله (12) تا (16)، طبق شکل 7 در طول سیکل تغییر می‌کند.

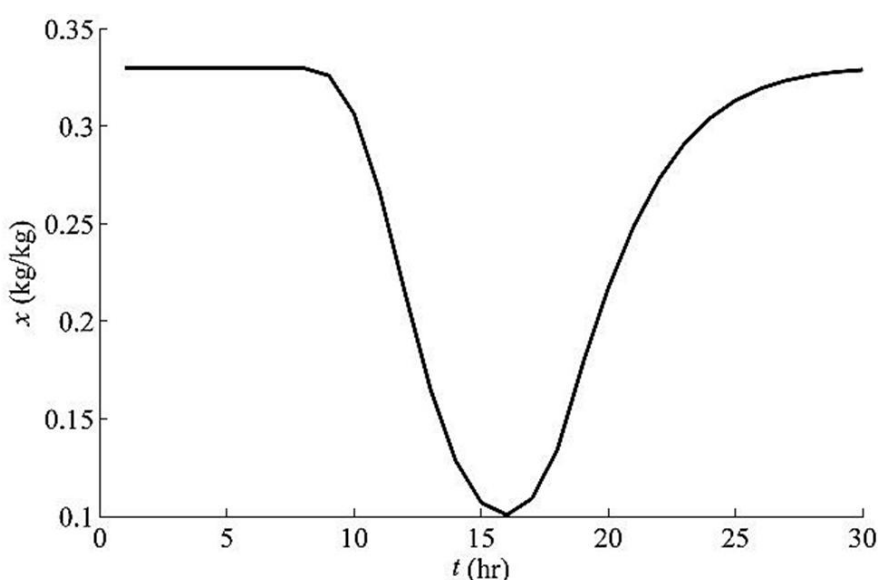
در شکل 5، با طلوع آفتاب و افزایش تابش خورشیدی در طول روز دما پیوسته افزایش می‌یابد تا به حداکثر مقدار خود در ساعت 16 می‌رسد و پس از آن با کاهش انرژی تابشی خورشید و انتقال حرارتی که با محیط اطراف دارد، دمای آن کاهش یافته و به دمای محیط نزدیک می‌شود.

با رسیدن فشار جاذب به فشار کندانسور، با باز شدن شیر، کندانسور وارد مدار می‌شود و فرایند دفع شروع می‌گردد که در این زمان فرایند گرمایش نیز همچنان ادامه دارد که سبب افزایش دمای کندانسور می‌شود. شکل 6 نشان دهنده تغییرات دمای کندانسور نسبت به زمان می‌باشد.

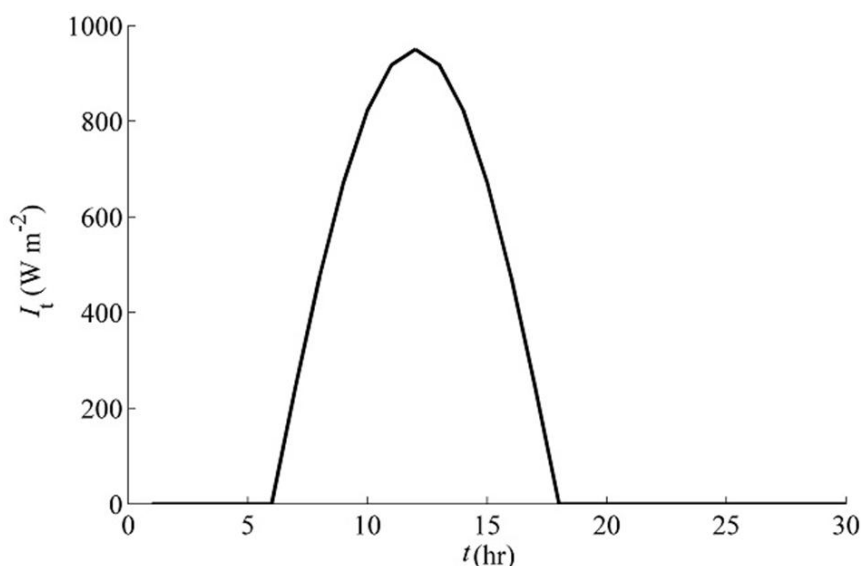
شکل 7، نمایشی از تغییرات غلظت متانول در کربن فعال است. با شروع تابش خورشیدی و افزایش دما در گردآورنده و جاذب، غلظت رفته رفته کاهش می‌یابد و زمانی که دمای جاذب به حداکثر مقدار خود می‌رسد، سیستم کمترین غلظت متانول را دارا می‌باشد. با خارج شدن جاذب از مدار، دمای آن به سبب انتقال حرارت با محیط اطراف پیوسته کاهش می‌یابد و توانایی جذب دوباره متانول در خود را افزایش می‌دهد و در عملیات جذب با توجه به دمای جاذب، غلظت متانول افزایش می‌یابد تا سیکل بار دیگر آماده گردش شود.



شکل 6 دمای کندانسور بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی



شکل 7 غلظت متانول در کربن فعال بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی

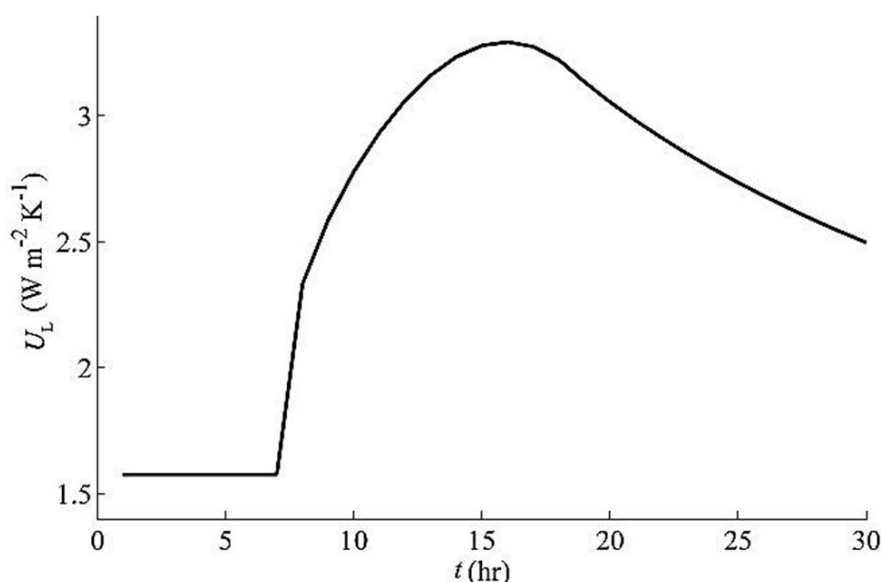


شکل 3 میزان تابش در طول روز در سیکل جذب سطحی خورشیدی

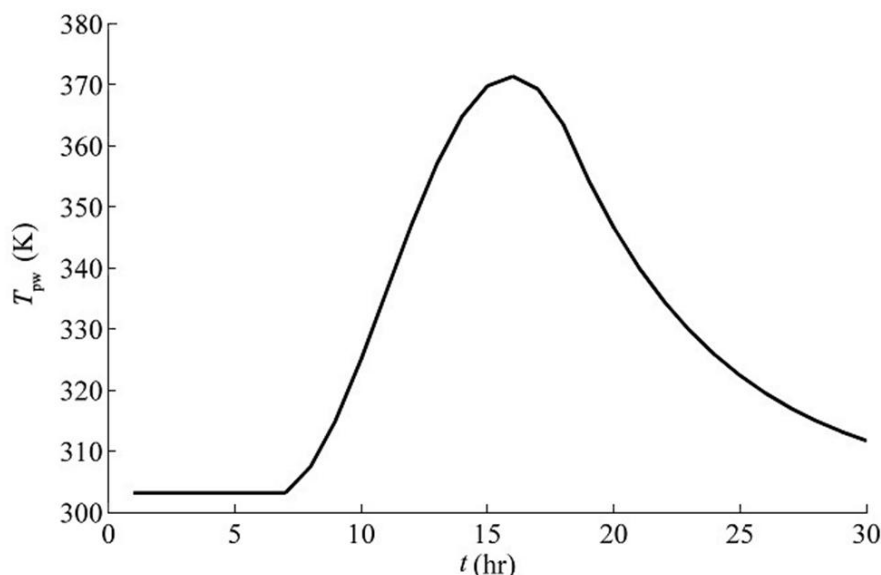
ضریب کلی انتقال حرارت در گردآورنده (U_L) طبق معادله‌های (2) تا (9) با بدست آوردن ضریب انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف گردآورنده، مطابق شکل 4 نسبت به زمان تغییر می‌کند.

دمای دیواره بیرونی لوله‌های گردآورنده - جاذب (T_{pw}) بر حسب معادله (10) و میزان تابش خورشیدی ورودی به گردآورنده، نسبت به زمان مطابق شکل 5 تغییر می‌کند.

شکل 4، نشان دهنده ضریب کلی انتقال حرارت، شامل قسمت فوقانی، کف و دیواره‌های کناری گردآورنده می‌باشد. مطابق این نمودار، با افزایش دمای گردآورنده ضریب انتقال حرارت نیز افزایش می‌یابد و با رسیدن حداکثر



شکل 4 ضریب کلی انتقال حرارت در گردآورنده (U_L) نسبت به زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی



شکل 5 دمای دیواره بیرونی لوله‌های گردآورنده - جاذب (T_{pw}) بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی

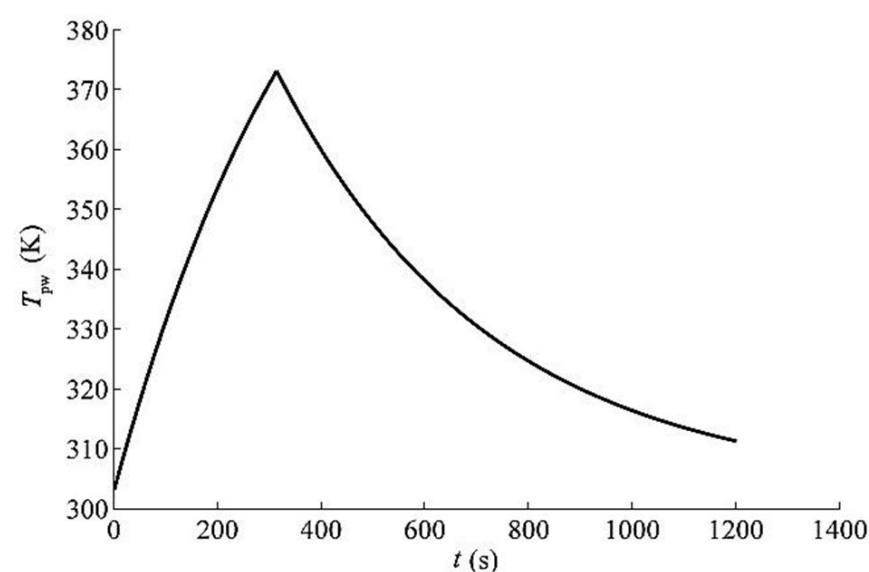
گردآورنده از سیستم حذف می‌گردد. این چرخه برای مدت زمان 1200 ثانیه مدلسازی شده است که در این مدت می‌تواند یک دوره از چرخه را سپری کند.

با استفاده از گذراندن گازهای اتلافی موتور از بستر جاذب و با توجه به انتقال حرارت مابین جاذب و گازها، و طبق معادله (30)، دما در بستر جاذب، مطابق شکل 10، نسبت به زمان رشد کرده تا که به دمای سانتی‌گراد، دمایی 100 درجه در نزدیکی دمای ایجاد شده توسط گردآورنده برسد و پس از آن با خارج شدن جاذب از مدار به علت انتقال حرارت با محیط اطراف دمای آن پیوسته کاهش می‌یابد.

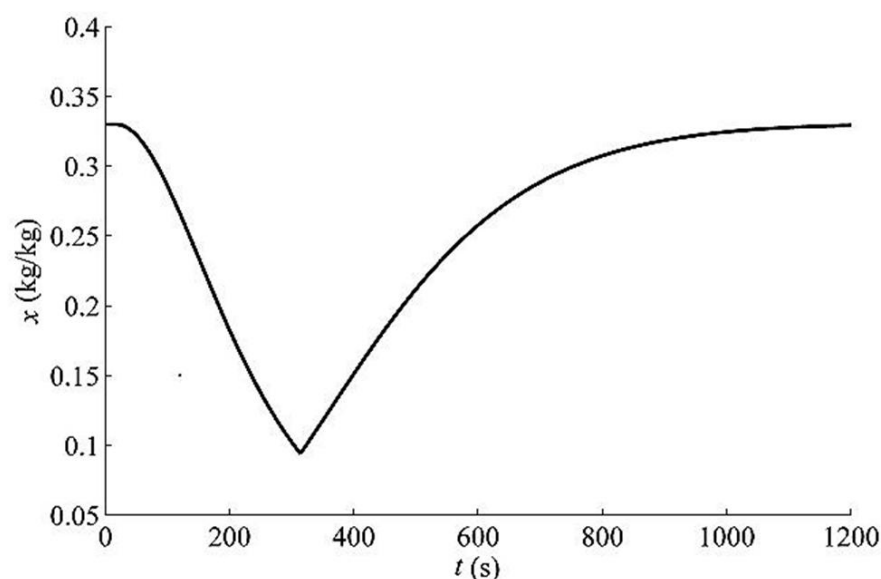
شکل 11 نشان دهنده غلظت متانول در کربن فعال، مطابق معادله‌های (12) تا (16) می‌باشد که ابتدا در فرایند حجم ویژه ثابت گرمایش در غلظت ثابت سیکل پیشرفت داشته است و با رسیدن فشار به فشار کندانسور و شروع عملیات دفع، غلظت کاهش یافته است، تا زمانی که دما به حداکثر مقدار خود رسیده است (پایان عملیات دفع). پس از آن با رسیدن فشار چرخه به فشار اواپراتور و شروع فرایند جذب در فشار ثابت اواپراتور، غلظت به تدریج افزایش یافته است تا سیکل برای شروع دوباره حاضر گردد.

همان‌گونه که در شکل 12 مشاهده می‌شود و بر اساس معادله (18)، با رسیدن فشار به فشار اواپراتور و جذب گرما از محفظه سرد و تبخیر متانول، دمای اواپراتور کاهش می‌یابد و دمای مور نیاز در محفظه سرد را فراهم می‌سازد.

شکل 13، نشان دهنده دمای کندانسور نسبت به زمان در طول یک سیکل بر اساس معادله (17) می‌باشد. در ابتدا کندانسور دارای دمایی برابر



شکل 10 دمای دیواره بیرونی لوله‌های جاذب (T_{pw}) بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی اگزوزی



شکل 11 غلظت متانول در کربن فعال بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی اگزوزی

مطابق شکل 8 و بر اساس معادله (18)، اواپراتور با دمای اولیه برابر 25 درجه سانتی‌گراد، پس از رسیدن فشار سیکل به فشار اواپراتور، وارد مدار شده و با جذب گرما از محفظه سرد و تبخیر متانول، دما به تدریج کاهش یافته است.

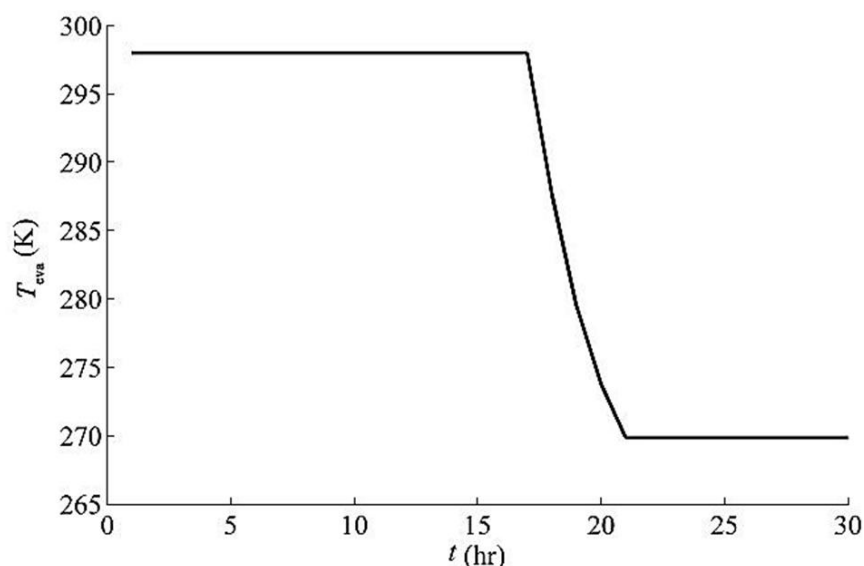
دمای مورد نیاز برای زنجیره سرمایی داروها به صورت میانگین 4°C می‌باشد که در نظر گرفتن دمایی پایین‌تر ضریب اطمینانی برای مدلسازی می‌باشد.

فشار کلی سیستم مطابق معادله (13)، در شکل 9 نمایش داده شده است. با توجه به شرایط اولیه اعمال شده، سیکل در ابتدا در فشار اواپراتور می‌باشد و با اعمال فرایند گرمایش در حجم ویژه ثابت در چرخه کلاپیرون، فشار از فشار اواپراتور به فشار کندانسور افزایش می‌یابد. همان‌گونه که در شکل 9 نمایش داده شده است، فرایند دفع در فشار ثابت کندانسور صورت می‌پذیرد و با پایان آن، فشار توسط شیر انبساط به فشار اواپراتور تغییر می‌یابد.

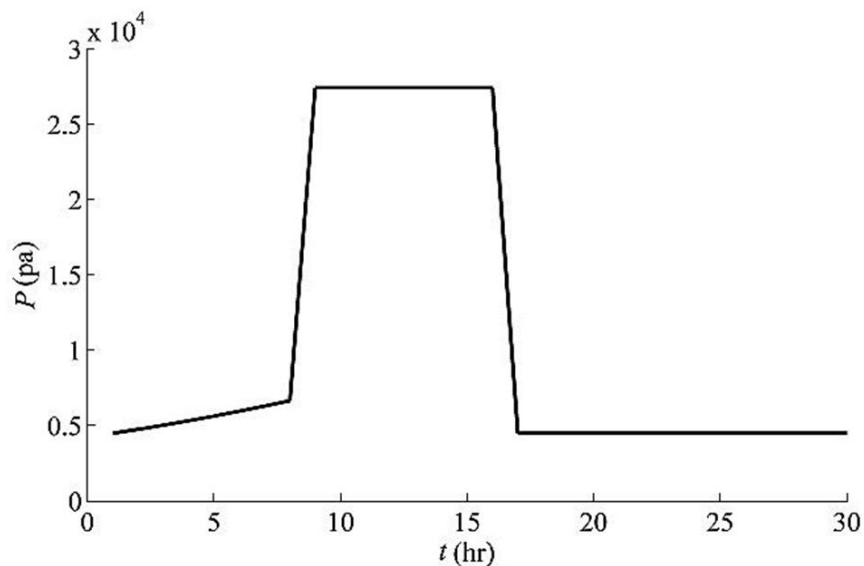
پارامترهای ارزیابی سیستم برای سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی عبارتند از: ضریب عملکرد (COP) برابر با 0/549، ضریب عملکرد خورشیدی، (SCOP) 0/200، ضریب عملکرد موثر خورشیدی (ESCOP) 0/214 و قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP) برابر با 2/420.

5-2- نتایج مدلسازی سیستم جذب سطحی اگزوزی

هدف از مدلسازی این سیکل، کوپل کردن آن با سیکل خورشیدی است. زمانی که تابش خورشیدی به علت مناسب نبودن شرایط آب و هوایی، مثلاً ابری بودن هوا، قادر به تأمین گرمای مورد نیاز چرخه نباشد، می‌توان از گرمای گازهای اتلافی خودو به عنوان یک منبع گرمایی استفاده کرد. تمامی قسمت‌های مدلسازی به جز راکتور مشابه حالت خورشیدی می‌باشد و



شکل 8 دمای اواپراتور نسبت به زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی



شکل 9 فشار نسبی سیستم بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی خورشیدی

6- نتیجه و جمع بندی

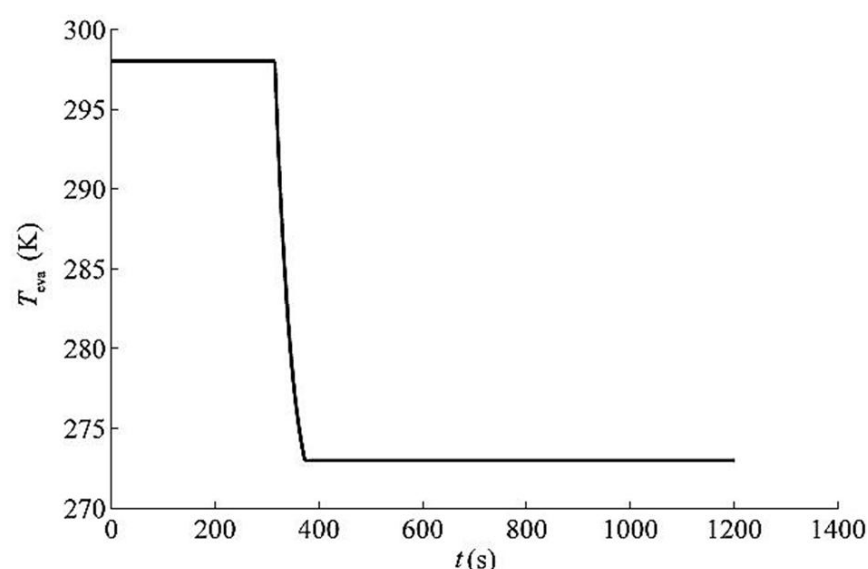
در این مقاله مدلسازی یخچال خورشیدی با سیکل تبرید جذب سطحی با دو منبع انرژی حرارتی خورشیدی و گازهای اتلافی خروجی از اگزوز خودرو مورد مطالعه قرار گرفت. در سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی، با سطح گردآورنده 1 m^2 ، نتایج بدست آمده از عملکرد سیستم با ضریب عملکرد (COP) $0/5491$ ، ضریب عملکرد خورشیدی (SCOP) $0/200$ ، ضریب عملکرد مؤثر خورشیدی (ESCOP) $0/214$ و قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP) برابر با $2/420$ ، نشان از عملکرد بالای سیستم مدلسازی شده به نسبت کارهای انجام شده توسط سایر منابع ذکر شده در مقدمه مقاله را دارد و برای کشور ایران، به سبب بهره مندی از شرایط بسیار مناسب تابش انرژی خورشیدی در سطح کشور، امکان بهره برداری از چنین یخچالی بسیار بالا می‌باشد. سیستم مدلسازی شده دیگر، سیکل تبرید جذب سطحی با منبع انرژی حرارتی اگزوزی می‌باشد که نتایج حاصل از عملکرد آن شامل ضریب عملکرد (COP) $0/561$ و قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP) برابر با $2/478$ ، حاکی از مناسب بودن بکارگیری آن در شرایط ابرناکی یا کمبود انرژی تابشی خورشید می‌باشد.

7- فهرست علائم

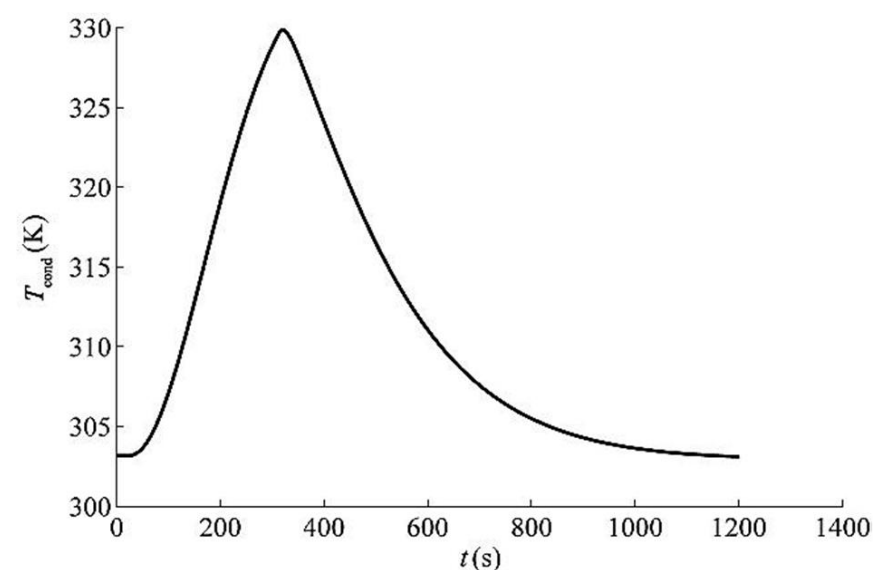
A	مساحت (m^2)
COP	ضریب عملکرد
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
D	ثابت معادله دوپینین - آستاخوو (K^{-1})
D_1	قطر لوله گذر داخلی (m)
D_2	قطر داخلی لوله جاذب (m)
D_3	قطر خارجی لوله جاذب (m)
D_0	ضریب انتشار سطح ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
E_a	انرژی فعالساز در انتشار سطح (J mol^{-1})
ESCOP	ضریب عملکرد مؤثر خورشیدی
h	ضریب انتقال حرارت ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
H	گرمای دفع یا جذب به ازای واحد جرم متانول (J kg^{-1})
I_T	میزان تابش خورشیدی برخورد کرده (W m^{-2})
k	هدایت حرارتی ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
L	گرمای نهان (J kg^{-1})
L_c	طول گردآورنده (m)
L_t	طول لوله‌های جاذب (m)
M, m	جرم (kg)
m_m	جذب متانول (kg)
n	ثابت معادله دوپینین - آستاخوو
N_g	تعداد پوشش گردآورنده
n_{tube}	تعداد لوله‌های جاذب
P	فشار سیستم (Pa)
Q	مقدار حرارت (J)
R	ثابت گازها ($\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$)
r	شعاع (m)
R_1	شعاع لوله گذر داخلی (m)
R_2	شعاع داخلی لوله جاذب (m)

دمای محیط می‌باشد. پس از رسیدن فشار چرخه به فشار کندانسور، دما در آن رو به افزایش می‌یابد و این تغییرات تا پایان فرایند دفع ادامه خواهد داشت. پس از آن دمای کندانسور به دلیل انتقال حرارت با محیط اطراف و قطع فرایند گرماگیر دفع، کاهش می‌یابد.

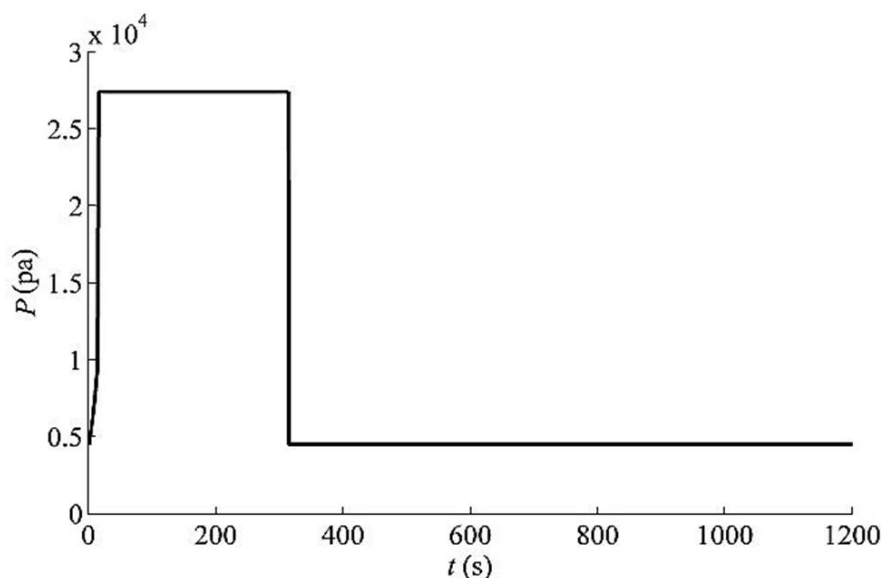
شکل 14، فشار سیستم بر حسب زمان در طول سیکل را نشان می‌دهد. سیستم در ابتدا در فشار اواپراتور می‌باشد که طی فرایند گرمایش حجم ویژه ثابت، فشار آن به فشار کندانسور ارتقا می‌یابد. فرایند دفع نیز در فشار ثابت کندانسور صورت می‌پذیرد و پس از آن متانول از شیر انبساط عبور می‌کند و کاهش فشار به فشار اواپراتور و عملیات جذب اتفاق می‌افتد. پارامترهای ارزیابی سیستم برای سیستم تبرید جذب سطحی با منبع انرژی اگزوز عبارتند از: ضریب عملکرد (COP) $0/561$ و قدرت خنک کنندگی ویژه (SCP) برابر با $2/478$.



شکل 12 دمای اواپراتور نسبت به زمان در سیکل جذب سطحی اگزوزی



شکل 13 دمای کندانسور نسبت به زمان در سیکل جذب سطحی اگزوزی



شکل 14 فشار نسبی سیستم بر حسب زمان در سیکل جذب سطحی اگزوزی

R_3	شعاع خارجی لوله جاذب (m)	Sat	اشباع
r_p	شعاع متوسط ذرات جاذب (m)	sd	شروع دفع
SC OP	ضریب عملکرد خورشیدی	sol	استحکام
SCP	قدرت خنک کنندگی ویژه ($W\ kg^{-1}$)	sr	غروب آفتاب
T	دما ($^{\circ}C$ یا $^{\circ}K$)	Ss	طلوع آفتاب
t	زمان (s یا hr) / ضخامت (m)	eg	پایان فرایند تولید
U	ضریب کلی انتقال حرارت ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)	T	بالا
V_w	سرعت باد ($m\ s^{-1}$)	w	آب
W_c	عرض گردآورنده (m)	Wm	فلز مخزن آب
x	غلظت متانول در کربن فعال ($kg\ kg^{-1}$)		
x_0	حداکثر میزان جذب متانول در کربن فعال ($kg\ kg^{-1}$)		

8- مراجع

- [1] R.Wang, L.Wang, and J.Wu, *Adsorption refrigeration technology: theory and application*, John Wiley & Sons, 2014.
- [2] S.Vasta, et al., "An adsorptive solar ice-maker dynamic simulation for north Mediterranean climate.," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 11, pp. 3025-3035, 2008.
- [3] H.Zhao, et al., "Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 8, pp. 2434-2438, 2008.
- [4] H. Z.Hassan, A. A. Mohamad, and R. Bennacer, "Simulation of an adsorption solar cooling system," *Energy*, vol. 36, no. 1, pp. 530-537, 2011.
- [5] A.P.Leite, et al., "Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate," *Renewable energy*, vol. 32, no. 4, pp. 697-712, 2007.
- [6] N. V.Ogueke, E. E. Anyanwu, "The performance analysis of a solid adsorption solar refrigerator during collector cool-down and refrigerant evaporation/re-adsorption phases," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, vol. 223, no. 1, pp. 11-19, 2009.
- [7] M.Li, R. Z. Wang, "Heat and mass transfer in a flat plate solar solid adsorption refrigeration ice maker," *Renewable energy*, vol. 28, no. 4, pp. 613-622, 2003.
- [8] W.Chekirou, N. Boukheit, and T. Kerbache, "Numerical modelling of combined heat and mass transfer in a tubular adsorber of a solid adsorption solar refrigerator," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 10, no. 3, pp. 367-379, 2007.
- [9] N.A.Qasem, Maged. Al El-Shaarawi, "Improving ice productivity and performance for an activated carbon/methanol solar adsorption ice-maker," *Solar Energy*, vol. 98, pp. 523-542, 2013.
- [10] Manzela, et al., "Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system," *Applied energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1141-1148, 2010.
- [11] A.Jabbar, "Experimental study of waste heat adsorption air conditioning cycle," in Master Thesis, Technical College Baghdad, Iraq, 2010.
- [12] L.Z.Zhang, "Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 103-114, 2000.
- [13] H. Talebian, M. MahdaviKhah, H. Miazmand, Adsorbent bed modeling to investigate the particle diameter effect for different adsorber conditions, *Journal of solid and fluid mechanics*, Vol. 1, No. 3, pp. 41-54, 2011. (In Persia)
- [14] M. MahdaviKhah, H. Miazmand, Numerical study of the importance of inner particle mass transfer resistance in the modeling of porous bed of adsorption chillers, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 6, pp. 19-29, 2012. (In Persian)
- [15] M. Rauofirad, *Design of solar systems in Iran buildings*, Iranian fuel conservation company, 2006. (In Persian)
- [16] W.Chekirou, et al., "Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy," *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 137-151, 2014.

علائم یونانی

Δ	تغییرات
α	ضریب جذب
β	زاویه شیب گردآورنده (درجه)
ε	قابلیت انتشار
ρ	چگالی ($kg\ m^{-3}$)
σ	ثابت استفان بولتزمن
τ	قابلیت انتقال

زیرنویس‌ها

1, 2, 3, 4	مکان فرایندها
ac	کربن فعال
a	جذب (در پایان چرخه)
amb	محیط
b	پشت
con	کندانسور
D	دفع
E	اوپراتور
eq	معادل
g	تولید / شیشه
i	عایق
ice	یخ
is	عایق دیواره کناری گردآورنده
m	متانول
max	حداکثر
min	حداقل
pw	دیواره خارجی لوله جاذب
s	کناره
sa	شروع جذب