



بهینه‌سازی بستر جاذب لوله با فین‌های طولی در سیستم تبرید جذب سطحی با بکارگیری حرارت اقلافی اگزوژ

سید بهزاد گلپرور^۱، میلاد محمدزاده کوثری^۱، حمید نیازمند^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

* مشهد، صندوق پستی ۹۱۷۷۹۴۸۹۴۴

چکیده

میزان حرارت اقلافی قابل توجه گازهای اگزوز موتورهای احتراق داخلی و قابلیت سیستم‌های تبرید جذب سطحی در کار با حرارت‌های اقلافی باعث شده است که سیستم‌های تبرید جذب سطحی برای سرمایش و تهویه خودروها جالب توجه باشد. پایین بودن توان تبرید مخصوص این سیستم‌ها باعث شده تا برای تأمین سرمایشی معین، به نسبت سایر سیستم‌های تبرید این سیستم‌ها حجم‌تر باشند که در نتیجه استفاده عملکرد این سیستم‌ها ایست که این سیستم‌ها را در خودروها دچار چالش کرده است. بهینه‌سازی هندسی بستر جاذب یکی از روش‌های بهبود عملکرد این سیستم‌ها است که این امر تنها از طریق روش‌های عددی و شبیه‌سازی می‌سرد. به همین منظور سیستم تبرید جذب سطحی شامل بستر لوله با فین‌های طولی که با حرارت اقلافی گازهای اگزوز کار می‌کند، به صورت سه‌بعدی و با در نظر گرفتن جزئیات فرآیندهای انتقال جرم و حرارت به روش حجم محدود مدل سازی شده است. همچنین برای مطالعه تأثیر قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم، هر دو مقاومت انتقال جرم درون و برون ذرهای در معادلات در نظر گرفته شده است. تابع نشان داد که در بین آرایش‌های هندسی مورد بررسی، بستر با ۲۰ عدد فین، با ارتفاع فین ۱۰ میلی‌متر هندسه بهینه است که در این حالت بیشترین توان تبرید مخصوص حاصل می‌گردد. همچنین با بررسی تأثیر قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم، قطر ۰.۳-۰.۴ میلی‌متر مناسب‌ترین قطر برای بستر مورد بررسی که حاوی ذرات زویلت ۱۳ است، می‌باشد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۰۴ آبان ۱۳۹۵

پذیرش: ۱۳ آذر ۱۳۹۵

ارائه در سایت: ۱۱ دی ۱۳۹۵

کلید واژگان:

تبرید جذب سطحی

فین‌های طولی

انتقال جرم و حرارت

بهینه‌سازی بستر جاذب

Optimization of longitudinal finned-tube adsorber bed in an exhaust waste heat driven adsorption cooling system

Seyyed Behzad Golparvar, Milad Mohammadzadeh Kowsari, Hamid Niazmand*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
* P.O.B. 9177948944, Mashhad, Iran, niazmand@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 25 October 2016

Accepted 03 December 2016

Available Online 31 December 2016

Keywords:

Adsorption cooling system

Longitudinal fin

Heat and mass transfer

Adsorber bed optimization

ABSTRACT

The considerable amount of internal combustion engine waste heat through exhaust gases and the capability of adsorption cooling system to be driven by waste heats make adsorption cooling systems an interesting choice for vehicle air conditioning. Low specific cooling power of these systems leads them to be bulkier with respect to other cooling systems. Therefore, practical use of these systems has been a challenge. One of the methods to enhance the system performance is adsorber bed optimization which is only feasible by numerical simulations. Hence, an exhaust waste heat driven adsorption cooling system with longitudinal finned-tube adsorber is simulated three dimensionally and considering heat and mass transfer details. Also, both the intra-particle and inter-particle mass transfer resistance has been taken into account in governing equations in order to study the effect of adsorbent particle diameter on the system performance. Results show that among the examined geometrical configurations, bed with 20 fin numbers and fin height of 10 mm is the optimum case corresponding to the maximum specific cooling power. In addition, adsorbent particle diameter in the range of 0.3-0.4 mm is the most suitable diameter for the adsorber bed packed with zeolite13x grains.

در حالی است که دوره زمانی استفاده از سیستم‌های سرمایشی در خودروها

در طول سال دوره کوتاهی است.

در موتورهای احتراق داخلی حدود ۳۰ درصد از انرژی حاصل از احتراق از طریق آب خنک کننده موتور در رادیاتور و ۳۵ درصد انرژی احتراق نیز بوسیله گازهای اگزوز به محیط هدر می‌رود. دمای گازهای اگزوز در خروجی لوله اگزوز وسایل نقلیه‌ای که موتور دیزل دارند در شرایط کاری متفاوت بین ۱۵۰ تا ۴۵۰ درجه سلسیوس متغیر است [۲]. همچنین دمای آب خنک کن پس از

۱- مقدمه

افزایش بار روی موتور و به تبع آن افزایش مصرف سوخت و آلاینده‌ها از تاثیرات استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی در خودروها است. این امر به دلیل وجود کمپرسورهای مکانیکی جهت افزایش فشار بخار مبرد می‌باشد. علاوه بر این هیدروفلورکربن‌ها که سیال عامل سیستم‌های تبرید تراکمی مورد استفاده در خودروها می‌باشند، سالیانه نزدیک ۲۰ درصد آن‌ها از این سیستم‌ها به محیط نشت پیدا می‌کند که آثار محرابی بر محیط دارد [۱]. این

Please cite this article using:

S. B. Golparvar, M. Mohammadzadeh Kowsari, H. Niazmand, Optimization of longitudinal finned-tube adsorber bed in an exhaust waste heat driven adsorption cooling system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 767-778, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

یک از دو منبع حرارت اتلافی موتور برای سیستمهای جذب سطحی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها در پژوهش خود عملکرد دو سیستم تبرید جذب سطحی اگزوژ و آب رادیاتوری را مورد ارزیابی قرار داده و نشان دادند که سیستم اگزوژ نه تنها در تولید سرمایش توانمند است بلکه در شرایط محیطی متغیر نیز عملکرد بهتری دارد. ژونگ [7] امکان استفاده از حرارت اتلافی گازهای اگزوژ یک موتور دیزل کوچک با توان 30 kW که مربوط به اتموبیل‌های مسافربری و کامیون‌های کوچک بود را به صورت آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار داد. دمای اگزوژ در مطالعه وی 250°C بود و توان تبرید تولیدی توسط مازولهای جذب سطحی در حالت عملکرد پایا به بیش از 3.5 kW می‌رسید. ژونگ [8] در یک کار آزمایشگاهی گازهای اگزوژ یک موتور دیزل با توان 15 kW را برای گرم کردن بستر جاذب قرار گرفته در مبدل لوله با فین‌های طولی بکار گرفت. تعداد فین‌های طولی در بستر جاذب مورد آزمایش او 12 عدد و نیز زوئیلت 13x-آب به عنوان جفت بود. وی دمای اگزوژ را در سرعت 1500 rpm موتور برابر 310°C اندازه‌گیری نمود و همچنین از هوای محیط برای مرحله خنک کاری بستر بهره برد. لیم و عبدالله [9] نیز از منبع حرارت اتلافی گازهای اگزوژ یک موتور بنزینی 3.7 kW برای سیستم تبرید جذب سطحی استفاده کردند. مبدل بستر جاذب در مطالعه آن‌ها لوله با 6 عدد فین طولی بود. در پژوهش‌های آزمایشگاهی فوق این قابلیت وجود نداشت تا با تعداد کمی آزمایش بتوانند مشخصات هندسی بهینه بستر جاذب را بدست آورند. شرفیان و همکارانش [10] به صورت آزمایشگاهی تاثیر فاصله بین فین‌های بستری که با ذرات جاذب سیلیکاژل پوشیده بود را مورد بررسی قرار داده و نشان دادند که فاصله فین بهینه‌ای برای مبدل لوله با فین‌های صفحه‌ای وجود دارد. آن‌ها تنها با مطالعه دو آرایش هندسی به این نتیجه رسیدند. بطوطر کلی در پژوهش‌های آزمایشگاهی به دست آوردن مقادیر پارامترهای اثربار بر عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی نیازمند تعداد زیادی آزمایش است که این امر مقدور نمی‌باشد. این موضوع اهمیت مطالعات عددی را روشن تر می‌سازد.

در زمینه پژوهش‌های عددی که مشخصه‌های هندسی بستر جاذب را مورد بررسی قرار دادند می‌توان به پژوهش مهدوی خواه و نیازمند [11] در مدل سازی سه بعدی یک چیلر جذب سطحی با مبدل شامل فین‌های پیوسته صفحه‌ای و با در نظر گرفتن فشار غیریکنواخت در بستر اشاره کرد. همچنین آن‌ها معیاری را برای توزیع فشار یکنواخت یا غیریکنواخت بستر جاذب مورد بررسی قرار دادند [12]. نیازمند و همکارانش [13] تفاوت‌های بستر جاذب با فین‌های مربعی و دایره‌ای در ابعاد مختلف فین مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که علی‌رغم اینکه بستر با فین‌های مربعی از نظر ساخت مقرر باشد را برای سیستم تولید می‌کند. با توجه به پایین بودن سرمایشی بالاتری را بهتر می‌تواند از حرارت هدایت مادر جاذب، افزودن ذرات فلزی می‌تواند انتقال ضریب انتقال حرارت هدایت مادر جاذب، افزودن ذرات فلزی می‌تواند انتقال حرارت در بستر را بهبود بخشد که این موضوع توسط آذرفر و همکارانش [14] مورد بررسی قرار گرفت. به جهت شناخت بیشتر فرایندهای این سیستم‌ها، طالیان و همکارانش [15] به تحلیل اگرژی بستر جاذب پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بیشترین تحریب اگرژی در مرحله احیای فشار ثابت رخ می‌دهد.

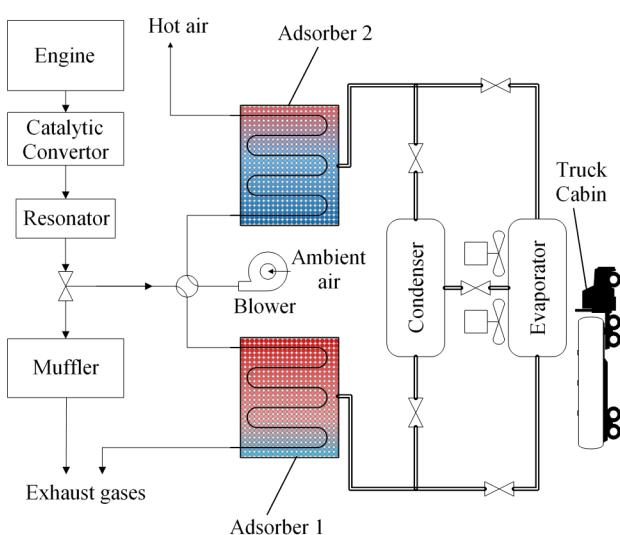
در ادامه مطالعه آزمایشگاهی لیم و عبدالله [9]، رجمی و همکاران [16] تاثیر ضخامت دیواره بستر جاذب بر توزیع دمای بستر را به روش عددی بررسی کرده و نشان دادند ضخامت دیواره یا به عبارتی ضخامت لوله مبدل

خنک کاری موتور می‌تواند تا دمایی در حدود 90 درجه سلسیوس برسد [3]. با توجه به اینکه هر دوی این منابع انرژی به محیط هدر می‌روند، بازیابی آن‌ها بسیار قابل توجه است. افزایش مصرف سوخت و آلاینده‌ها در اثر استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی از یک سو و وجود دو منبع حرارت اتلافی در موتور خودروها از سوی دیگر موجب شده است تا سیستم تبریدی که بدون کمپرسور مکانیکی باشد و از انرژی‌های حرارتی اتلافی موتور بهره بگیرد را به عنوان جایگزینی قابل توجه برای سیستم‌های تبرید تراکمی دانست. سیستم‌های تبرید جذب سطحی نه تنها می‌توانند از حرارت‌های اتلافی موتور بهره بگیرند بلکه اثرات منفی بر محیط زیست نمی‌گذارند. در سیستم‌های تبرید جذب سطحی بسترها جاذب جایگزین کمپرسورهای مکانیکی می‌شوند. اساس کار سیستم جذب سطحی جذب و احیای سیال مبرد (جذب شونده¹) است که پدیده جذب در سطوح ذرات جامد متخلخل (یا جاذب²) انجام می‌گیرد. ذرات جاذب با گرفتن حرارت و گرم شدن، مبرد جذب شده در خود را که در حالت شیبه به مایع است آزاد یا احیا می‌کنند. همچنین این ذرات جاذب با خنک شدن، آمادگی جذب بخار مبرد را پیدا می‌کنند. از جمله جفت‌های جاذب و جذب شونده معمول می‌توان به زوئیلت-آب، سیلیکاژل-آب و کربن‌اکتیو-متانول اشاره کرد. اغلب این مواد برخلاف مبردهای مورد استفاده در سیستم‌های تبرید تراکمی، دوستدار محیط زیست، پاک، غیرخورنده و در عین حال ارزان هستند [4]. همچنین سیستم‌های تبرید جذب سطحی به دلیل نداشتن قطعه متحرک به جز شیرهای کنترلی، به نسبت کم صدا و از نظر تعمیر و نگهداری بدون چالش هستند [5]. با وجود مزایای قابل توجهی که سیستم‌های تبرید جذب سطحی دارند، استفاده تجاری از این سیستم‌ها در خودروها با چالش‌هایی روبرو است. پایین بودن ضریب عملکرد³ و توان تبرید مخصوص⁴ این سیستم‌ها موجب شده است که به ازای توان تبرید برابر، اندازه و حجم این سیستم‌ها نسبت به سیستم تبرید تراکمی بزرگ‌تر باشد. علت پایین بودن ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص این سیستم‌ها ناشی از ضریب هدایت حرارتی بسیار پایین مواد جاذب است که موجب می‌شود فرآیندهای گرم کردن و خنک کردن بستر جاذب فرآیندهایی زمان بر باشند. از همین رو بهبود طراحی بستر جاذب به جهت افزایش توان تبرید مخصوص سیستم از اهمیت زیادی برخوردار است. بالاتر بودن SCP سیستم تبرید جذب سطحی به معنی کوچکتر بودن محفظه جاذب به ازای توان تبرید معنی است. از این رو با توجه به محدودیت‌های فضای برای جایابی این نوع سیستم تبرید در خودروها، طراحی بهینه بستر جاذب می‌تواند منجر به تجاری‌سازی این سیستم‌ها شود. در زمینه استفاده از سیستم‌های تبرید جذب سطحی به عنوان سیستم سرمایشی وسایل نقلیه، پژوهش‌هایی بر روی بکارگیری حرارت‌های اتلافی موتور احتراق داخلی انجام شده است که در مواردی از آب خنک کن موتور در گازهای اگزوژ و در مواردی دیگر از حرارت موجود در آب خنک کن موتور استفاده شده است. در سیستم‌های تبرید جذب سطحی با انرژی ورودی گازهای اگزوژ، گرم و سرد کردن بستر جاذب برای احیا و جذب مبرد به ترتیب با گازهای اگزوژ و هوای محیط صورت می‌گیرد. در حالی که در سیستم تبرید جذب سطحی با انرژی ورودی آب خنک کن موتور، گرم و سرد کردن بستر تنها با آب در گردش سیستم خنک کاری موتور صورت می‌گیرد. گلپرور و همکاران [6] جفت کاری مناسب و شرایط ترمودینامیکی بهره‌گیری از هر

¹ Adsorbate² Adsorbent³ Coefficient of Performance (COP)⁴ Specific Cooling Power (SCP)

جادب به حالت حدی معینی رسیده و شیرهای کنترلی مجدداً بسته شوند تا با شروع مرحله اول، یک سیکل تکمیل شود. سرمایش سیستم تبرید بوسیله جذب حرارت لازم برای تبخیر مبرد در اوپرатор ایجاد می‌شود. در صورت وجود تنها یک بستر جاذب در سیکل تبرید جذب سطحی، فرآیند تولید سرمایش در اوپرатор منقطع خواهد بود. از این‌رو برای ایجاد سرمایشی بیوسته می‌باشد از دو یا چند بستر جاذب در سیکل استفاده کرد. در "شکل 1" سیستم تبرید جذب سطحی که با انرژی ورودی گازهای اگزوژ موتور کار می‌کند، نشان داده شده است. در این سیستم سیال واسط انتقال حرارت در مراحل دفع حرارت از بستر، هوای محیط و در مراحل گرم شدن بستر گازهای اگزوژ می‌باشد. چرخه سیال ناکل حرارت در این سیستم یک چرخه باز است. در این پژوهش از مشخصات عملکردی موتور دیزل OM-470 ساخت شرکت مرسدس بنز که اختصاص به کامیون تریلی‌های این شرکت دارد، استفاده شده است. با توجه به نمودارهای عملکردی این موتور و در نظر گرفتن توان 240 kW در دور موتور 1600 rpm میزان مصرف سوخت آن $g/kWh = 188$ می‌باشد. با استفاده از رابطه‌ای که در مرجع [8] آورده شده است می‌توان دبی جرمی گازهای اگزوژ را در شرایط عملکردی فرض شده فوق به دست آورد. شایان ذکر است، جریان اگزوژ در حین عبور از یک مبدل می‌تواند منجربه افزایش پس‌فشار شود که این امر کاهش کارایی موتور را به دنبال دارد. هرچند، از آجاییکه گازهای اگزوژ در مبدل بستر جاذب انسباط پیدا می‌کند، بخش قابل توجهی از صدای اگزوژ کاهش می‌باشد. بنابراین می‌توان اگزوژ خروجی از مبدل بستر جاذب را از درون صدایخنک عبور نداد که این امر می‌تواند پس‌فشار ایجاد شده بوسیله مبدل بازیاب حرارت را جبران کند [19].

دمای گازهای اگزوژ موتورهای دیزل با توجه به شرایط کاری موتور و نیز در نقاط مختلف از سیلندر تا لوله خروجی اگزوژ به محیط، متغیر می‌باشد. در موتورهای پیشرفتی دیزل دمای گازها در خروجی از سیلندر وابسته به شرایط کاری بین $400^{\circ}C$ تا $700^{\circ}C$ می‌باشد [2]، در حالی که این دما در خروجی لوله اگزوژ به محیط در شرایط عملکردی مختلف بین $150^{\circ}C$ تا $450^{\circ}C$ است [20]. با توجه به این که میزان استفاده از انرژی اضافی در دماهای بالاتر



شکل ۱ دیاگرام شماتیک سیستم تبرید جذب سطحی با به کارگیری حرارت اضافی گازهای اگزوژ موتور

بستر جاذب پارامتری تاثیرگذار بر انتقال حرارت بستر است. همچنین زنگ [18,17] در ادامه پژوهش آزمایشگاهی خود [8]، سیستم تبرید جذب سطحی مورد آزمایش خود را به صورت عددی شبیه‌سازی کرد. در مدل ریاضی استفاده شده توسط وی انتقال حرارت بین سطوح فلزی و ذرات جاذب را با یک ضریب انتقال حرارت دیوار مدل کرد و مقدار آن را به صورت تجربی بدست آورد. بدیهی است مقدار این ضریب منحصر به نوع جاذب و قطر ذراتی که در آزمایش خود به کار برد بود، می‌باشد. از آنجا که فرآیندهای انتقال جرم و حرارت در بستر تعیین‌کننده عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی است، به دست آوردن ابعاد بهینه بستر و قطر ذرات مناسب تنها توسط روش‌های عددی امکان‌پذیر است. همچنین مدل ریاضی که در روش عددی استفاده می‌شود می‌باشد مدلی جامع باشد تا بوسیله آن بتوان تاثیر مشخصه‌های متفاوت بستر جاذب بر عملکرد کلی سیستم تبرید را مورد ارزیابی قرار داد.

در این مقاله مدل‌سازی جامعی برای سیستم تبرید جذب سطحی که شامل مبدل بستر جاذب لوله با فین‌های طولی است، در نظر گرفته شده است. در هیچ کدام از پژوهش‌های آزمایشگاهی و عددی که از این مبدل به عنوان بستر جاذب سیستم تبرید جذب سطحی استفاده شده است، تعداد فین بهینه معرفی نشده است. از آنجا که ممکن است در شرایط هندسی متفاوت بستر، تعداد فین بهینه در ارتفاع فین‌های مختلف بست آید. همچنین سعی شده تا تعداد فین بهینه در ارتفاع فین‌های مختلف بست آید. همچنین با در نظر گرفتن تاثیر هر دو مقاومت انتقال جرم درون و برون ذرهای بر عملکرد سیستم، سعی شده تا مناسب‌ترین قطر ذرات جاذب زوئیلت $13x$ قرار گرفته در این مبدل بستر جاذب بست آید که این مورد نیز در پژوهش‌های گذشته مورد بررسی قرار نگرفته است.

2- سیستم تبرید جذب سطحی

اجزای اصلی سیکل تبرید جذب سطحی شامل کندانسور، اوپرатор، شیر اختناق و بستر جاذب می‌باشد. بستر جاذب قسمتی از یک مبدل است که در آن ذرات جاذب در کنار هم قرار گرفته‌اند. سیکل تبرید جذب سطحی ساده شامل چهار فرآیند اصلی است. در مرحله اول (احیای جرم ثابت) در حالی که شیرهای کنترلی بسته هستند، بستر جاذب توسط سیال گرم ورودی به مبدل حرارت گرفته و در نتیجه‌ی احیای مبرد فشار محفظه جاذب افزایش یافته تا به فشار کندانسور برسد. در مرحله دوم (احیای فشار ثابت) در حالی که همچنان گرمایش بستر ادامه دارد، شیر بین کندانسور و محفظه جاذب باز شده و مبرد احیا یا بخار شده، در فشار ثابت وارد کندانسور می‌شود. بخار مبرد در کندانسور تقطیر شده و با عبور از شیر اختناق به فشار اوپرатор رسیده و وارد آن می‌شود. این عمل ادامه می‌یابد تا اینکه میزان احیای مبرد در بستر به مقدار معینی برسد که در این شرایط شیرهای واسط همگی دوباره بسته می‌شوند. با بسته شدن شیرها مرحله سوم (جذب جرم ثابت) آغاز می‌شود که در این مرحله بستر توسط سیال خنک کننده ورودی به مبدل حرارت از دست داده و با جذب اندکی از بخار مبرد موجود در محفظه موجب می‌شود تا فشار محفظه کاهش یابد تا این که فشار محفظه به فشار اوپرатор برسد. در مرحله آخر (جذب فشار ثابت) با رسیدن فشار محفظه به فشار اوپرатор، در حالی که بستر همچنان در حال دفع حرارت و جذب بخارهای داخل محفظه است، شیر کنترلی بین محفظه جاذب و اوپرатор باز می‌شود. جذب بخار در فشار ثابت باعث ایجاد خلاء نسبی شده و موجب مکش مبرد تبخیر شده در اوپرатор می‌شود. این فرآیند ادامه دارد تا جذب مبرد در مواد

همچنین به دلیل تقارنی که فین‌ها حول لوله دارند، حوزه محاسباتی حل مطابق "شکل 3" (ناحیه‌ی درون خط چین) مشخص شده است.

شبکه‌بندی حوزه حل را می‌توان در "شکل 3" مشاهده نمود. در این شبکه‌بندی حجم کنترل‌های لوله، فین و بستر جاذب در راستای محوری، حجم کنترل‌های فین و بستر جاذب در راستای شعاعی و حجم کنترل‌های لوله و بستر در راستای مماسی بر هم منطبق هستند تا اعمال قانون بقای شار پارامترهای مورد استفاده در مدل‌سازی و نیز خواص فیزیکی مربوط به جاذب زئولیت x 13 در جدول 1 آورده شده است.

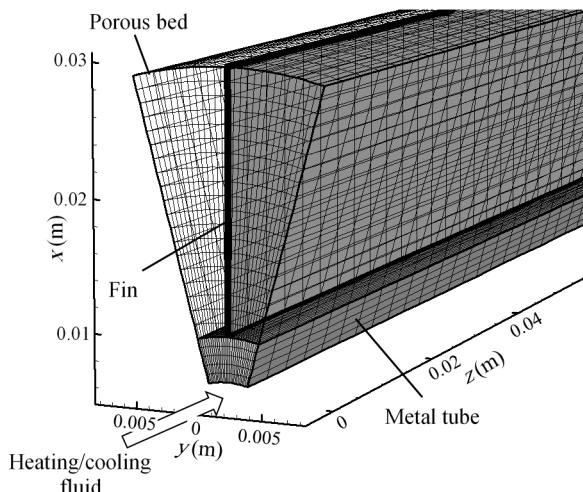


Fig. 3 Details of the control volumes in different solution domains
شکل 3 جزییات شبکه بندی سه بعدی حوزه‌های مختلف حل

جدول 1 پارامترهای مورد استفاده در مدل‌سازی عددی سیستم تبرید جذب سطحی با انرژی ورودی گازهای اگزو

Table 1 Parameters used in the modeling of exhaust heat driven adsorption cooling system

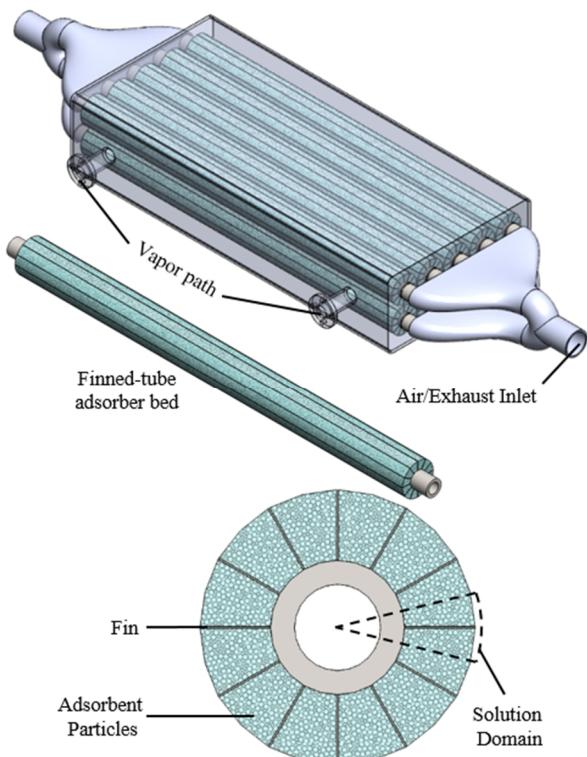
	واحد	مقدار	نماد	پارامتر
[22]	mm	19.05	D_o	قطر خارجی لوله
	m	0.5	L	طول لوله
	mm	0.5	FT	ضخامت فین
	-	0.3	ε_b	تخلخل بستر
	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	0.2	k_b	ضریب هدایت حرارتی معادل بستر
[23]	°C	35	T_{amb}	دمای محیط
	°C	10	T_{evap}	دمای اواپراتور
	°C	35	T_{cond}	دمای کندانسور
	°C	400	$T_{heating}$	دمای سیال گرم ورودی
	°C	35	$T_{cooling}$	دمای سیال سرد ورودی
[23]	-	0.42	ε_p	تخلخل ذرات جاذب
[24]	kg m^{-3}	689	ρ_b	چگالی توده ذرات جاذب
[23]	$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	836	C_{p_b}	طرفیت حرارت مخصوص ذرات جاذب
[25]	J mol^{-1}	2.8035×10^4	E_a	انرژی فعال سازی پخش سطحی
[25]	m^2s^{-1}	3.92×10^{-6}	D_{so}	ضریب ثابت پخش سطحی
[23]	J kg^{-1}	3.2×10^6	ΔH	گرمای جذب

بیشتر است و نیز امکان کارکرد سیستم جذب سطحی در شرایط حداقلی منبع حرارت مورد نظر می‌باشد، دمای گازهای اگزو برای فرآیند احیای بستر جاذب برابر 400°C در نظر گرفته شده است.

انتخاب جفت جاذب و جذب‌شونده بیشتر به شرایط منبع گرمایی بستگی دارد. اگر دمای بیشینه منبع حرارت در حدود 90°C باشد مناسب‌ترین جفت سیلیکاژل-آب است، در حالی که در زمانی که از کلکتورهای خورشیدی استفاده می‌شود و دما در حدود $100-120^\circ\text{C}$ است، جفت کربن‌اکتیو-آمونیاک مناسب است. همچنین اگر از گازهای اگزو موتورهای احتراق داخلی به عنوان منبع حرارت استفاده شود، با توجه به اینکه دما کمتر از 400°C نیست، جفت زئولیت-آب بهترین گزینه است [21]. از این‌رو در این پژوهش برای سیستم تبرید جذب سطحی منبع حرارت اتلافی گازهای اگزو در نظر گرفته شده است، جفت جاذب و جذب‌شونده زئولیت x 13-آب برای سیستم جذب سطحی انتخاب شده است.

3- مدل‌سازی عددی

در "شکل 2" محفظه جاذب به صورت شماتیک به تصویر کشیده شده است. در این محفظه لوله‌هایی با فین‌های طولی قرار گرفته‌اند. با توجه به شرایط سیکل تبرید، سیال خنک‌کننده و یا گرم وارد لوله‌های این مبدل می‌شود و به ذرات جاذب که حول این لوله‌ها قرار دارند، انتقال حرارت صورت می‌گیرد. با توجه به این‌که محیط قرارگیری این ذرات متخلخل است و نیز ضریب انتقال حرارت هدایت ذرات جاذب بسیار پایین است، استفاده از فین موج ببهبود انتقال گرمایی بستر می‌شود. بدین ترتیب در فضای بین لوله و فین‌ها ذرات جاذب قرار داده می‌شود. با توجه به شرایط مشابهی که هر کدام از لوله‌ها دارند، تنها یکی از آن‌ها به منظور مدل‌سازی مورد بررسی قرار می‌گیرد.



شکل 2 شماتیک محفظه جاذب و لوله‌های فین دار به عنوان مبدل بستر جاذب

3-1-2- لوله فلزی

برای لوله فلزی معادله انتقال حرارت هدایت سه بعدی گذرا در مختصات استوانه‌ای و با در نظر گرفتن تبادل حرارت با دو بستر مجاور، فین و سیال ناقل حرارت حل می‌شود.

$$\int_{cv} \rho_t C_{p_t} \frac{\partial T_t}{\partial t} dV - \int_{cs} (k_t \vec{v}_t T_t) \cdot \vec{dA} = 0 \quad (5)$$

تبادل حرارت لوله با سیال حامل انرژی و انتقال حرارت بین لوله با فین و دو بستر مجاور از طریق شرایط مرزی وارد محاسبات می‌شود. بدین صورت که در یک حلقه تکرار دمای مرز برابر دمای سطح مشترک در نظر گرفته شده و این دما با برابر قرار دادن شار حرارتی عبوری از مرز تصحیح می‌شود.

3-1-3- فین‌ها

با توجه به ناچیز بودن ضخامت فین می‌توان معادله انتقال حرارت هدایت فین را به صورت دو بعدی حل نمود. تبادل حرارت فین با لوله از طریق شرایط مرزی و انتقال حرارت فین با بستر جاذب نیز از طریق جمله سمت راست معادله (6) اعمال می‌شود.

$$\int_{cv} \rho_{fin} C_{p_{fin}} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} dV - \int_{cs} (k_{fin} \vec{v}_{fin} T_{fin}) \cdot \vec{dA} = -Q_{fin,bad} \quad (6)$$

4-1-3- بستر جاذب

مهنمترین قسمت مدل‌سازی سیستم تبرید جذب سطحی، بستر متخلخل ذرات جاذب است که شامل ذرات جاذب، سیال مبرد جذب شده و حرکت بخار مبرد احیا شده در بین ذرات است. در این پژوهش مقاومت انتقال جرم بروون ذره‌ای و درون ذره‌ای در نظر گرفته شده که در نتیجه پنج معادله اصلی انرژی، مومنتوم، پیوستگی، نیرو محركه خطی و گاز کامل برای این بخش باید در حالت سه بعدی و به صورت همزمان حل شوند. معادله انتگرالی انرژی به صورت سه بعدی به شکل رابطه (7) است:

$$\int_{cv} (\rho C_p)_b \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho_g C_{p_g} \vec{u}_g T_b) \cdot \vec{dA} - \int_{cs} (k_b \vec{v}_b T_b) \cdot \vec{dA} = \int_{cv} \rho_b \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (7)$$

که در آن

$$(\rho C_p)_b = \varepsilon_{total} (\rho_g C_{p_g}) + \rho_b (C_{p_b} + w C_{p_a}) \quad (8)$$

$$\varepsilon_{total} = \varepsilon_b + (1 - \varepsilon_b) \varepsilon_p \quad (9)$$

در معادله انرژی حاکم بر بستر جاذب فرض شده است که بخار مبرد درون بستر با ذرات جاذب در تعادل دمایی هستند. در رابطه (7) ρ_g , ρ_b , w , ΔH و C_p به ترتیب چگالی توده ذرات جاذب، چگالی مبرد در فاز بخار، گرمای جذب و مقدار جذب در هر نقطه از بستر و در هر زمان است. در معادلات (7) و (8) مقدار ρ_g با استفاده از قانون گاز کامل محاسبه می‌شود. همچنین مقدار w که بیانگر میزان جرم سیال مبرد جذب شده در واحد جرم ذرات جاذب است، در هر لحظه توسط رابطه نیرو محركه خطی که در واقع مقاومت انتقال جرم درون ذره‌ای برای جذب و احیا را مدل می‌کند، به صورت رابطه (10) محاسبه می‌شود.

$$\frac{\partial w}{\partial t} = k_m (w_{eq} - w) \quad (10)$$

که در رابطه (10) k_m ضریب انتقال جرم درون ذره‌ای می‌باشد.

$$k_m = \frac{15 D_{s0}}{R_p^2} \exp\left(\frac{-E_a}{R_u T_b}\right) \quad (11)$$

در رابطه (10) w_{eq} میزان جذب تعادلی در فشار و دمای هر نقطه از بستر جاذب است. برای محاسبه این جمله که تابعی از دما و فشار است می‌توان از

برای مدل‌سازی محفظه بستر جاذب فرضیاتی در نظر گرفته شده است که بدون کاهش قابل ملاحظه‌ای در دقت نتایج، مدل‌سازی سیکل تبرید جذب سطحی را تسهیل می‌کند. این فرضیات عبارتند از:

- بستر جاذب از ذراتی با اندازه یکنواخت پر شده است که دارای خواص یکسانی در جهات مختلف هستند.

- تخلخل بستر یکنواخت فرض شده است. در شرایطی که کوچکترین طول فیزیکی موجود در مسئله بیشتر از ده برابر اندازه دانه‌ای ذرات یک بستر باشد، این فرض صحیح است. در چنین شرایطی مقدار تخلخل بستر مستقل از اندازه ذرات می‌باشد [26].

- اتفاق حرارت از محفظه جاذب در طول سیکل تبرید ناچیز فرض شده است.

- به استثنای چگالی سیال عامل، سایر خواص سیال عامل، خواص سیال ناقل حرارت، لوله فلزی، فین‌ها، مواد جاذب و سیال جذب شده ثابت در نظر گرفته شده‌اند.

- سیال عامل در فاز جذب شده به صورت مایع و در فاز احیا شده به صورت بخار دارای رفتار گاز ایده‌آل فرض شده است.

3- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی عددی سیکل تبرید جذب سطحی، معادلات حاکم بر چهار حوزه محاسباتی سیال ناقل انرژی، لوله، فین و فضای متخلخل ذرات جاذب باید به صورت همزمان حل شوند.

3-1-3- سیال ناقل انرژی

با توجه به این که تبادل حرارت سیال ناقل انرژی با لوله و بستر از چگونگی توزیع سرعت و دمای سیال گذرنده از مبدل با اهمیت تر است، می‌توان برای کاهش حجم محاسبات از تغییرات دما سیال در دو جهت شعاعی و مماسی صرف نظر کرد. در نتیجه معادله انرژی حاکم بر سیال ناقل گرما به صورت یک بعدی در جهت محوری لوله در نظر گرفته می‌شود. همچنین با توجه به سرعت سیال و نسبت انتقال حرارت جابجایی به انتقال حرارت هدایت در جهت محوری لوله، می‌توان از انتقال حرارت هدایت محوری سیال چشم پوشی کرد.

$$\int_{cv} \rho_f C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho_f C_{pf} \vec{u}_f T_f) \cdot \vec{dA} = -Q_{fluid,tube} \quad (1)$$

جمله سمت راست معادله انرژی سیال ناقل حرارت مربوط به گرمای تبادل شده بین سیال و لوله فلزی است که به شکل زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_{fluid,tube} = h_f A (T_f - T_{int,fluid,tube}) \quad (2)$$

در رابطه (2) T_f دمای میانگین سیال در هر مقطع لوله و $T_{int,fluid,tube}$ دمای سطح مشترک سیال و لوله فلزی است که همان دیواره داخلی لوله فلزی می‌باشد. h_f ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سیال و جدار داخلی لوله فلزی است. با توجه به این که جریان داخل لوله توسعه یافته فرض می‌شود و همچنین به دلیل بالا بودن عدد رینولدز، جریان متلاطم است، ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله به کمک رابطه زیر محاسبه می‌شود [18].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \begin{cases} n = 0.3 & \text{for cooling} \\ n = 0.4 & \text{for heating} \end{cases} \quad (3)$$

$$h_f = \frac{Nu k_f}{D_i} \quad (4)$$

می‌شود [28,13,11].

$$w_{\min} = w_{\text{eq}}^{\min} + 0.2(w_{\text{eq}}^{\max} - w_{\text{eq}}^{\min}) \quad (18)$$

$$w_{\max} = w_{\text{eq}}^{\max} - 0.2(w_{\text{eq}}^{\max} - w_{\text{eq}}^{\min}) \quad (19)$$

که میزان جذب تعادلی مینیمموم در شرایط فشار کندانسور و دمای سیال ناقل گرمای ورودی به مبدل و میزان جذب تعادلی ماکزیمموم که براساس فشار اوپراتور و دمای سیال خنک‌کننده ورودی است، محاسبه می‌شود.

7-1-3- عملکرد سیستم

در بررسی سیستم‌های تبرید جذب سطحی دو پارامتر ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص دارایی اهمیت هستند. با توجه به این که انرژی ورودی این سیستم‌ها از نوع انرژی حرارتی است، این دو پارامتر به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{heating}}} \quad (20)$$

$$SCP = \frac{Q_{\text{evap}}}{m_{\text{adsorbent}} \times t_{\text{cycle}}} \quad (21)$$

که برای محاسبه سرمایشی که در اوپراتور تولید می‌شود از رابطه (20) می‌توان بهره برد [29].

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} L_v \quad (22)$$

$$L_v = 1000[2406 - 2.493(T_{\text{evap}} - 273.15 - 40.0)] \quad (23)$$

2-3- شرایط اولیه و مرزی

فشار، دما و میزان جذب برای شروع سیکل به نحوی در نظر گرفته می‌شود که سیستم در ابتدای مرحله احیای جرم ثابت باشد. از این‌رو فشار محفظه و بستر جاذب برابر فشار اوپراتور می‌باشد. همچنین میزان مبرد جذب شده اولیه برابر با جذب تعادلی در فشار و دمای اولیه در نظر گرفته می‌شود. برای تکرارپذیری و مشابه بودن شرایط همه سیکل‌ها می‌بایست دمای اولیه با سعی و خطا طوری به دست آید که میزان جذب اولیه برابر با جذب حداکثری که شرط اتمام مرحله چهارم سیکل (جذب فشار ثابت) است، باشد. دمای به دست آمده به عنوان دمای اولیه کل حوزه اعم از لوله، بستر، فین و محفظه در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به این که معادله انرژی برای سیال ناقل حرارت به صورت یک بعدی و در طول لوله در نظر گرفته شده و به روش گام زنی حل می‌شود، تنها به یک شرط مرزی در ابتدای لوله نیاز است که در مراحل گرمایش و سرمایش به ترتیب برابر دمای سیال گرم و سرد ورودی به مبدل می‌باشد. در معادلات انرژی دیگر حوزه‌ها، برای شرط مرزی سطوح مشترک بین لوله و فین و بستر دمای سطح مشترک T_{int} لاحظ شده و با اعمال قانون بقای شار حرارتی تصحیح می‌شود. در سایر مراحل جذب سطحی مراحل جذب همی مراحل اعمال می‌شود. برای معادله پیوستگی در حوزه بستر جاذب همی مراحل اعمال می‌شود. برای معادله پیوستگی در حوزه بستر جاذب همی مراحل اعمال می‌شود. برای سطح مشترک بستر و محفظه، شرط گرادیان دمایی صفر اعمال می‌شود. برای معادله پیوستگی در حوزه بستر جاذب همی مراحل اعمال می‌شود. برای سطح مشترک بستر و محفظه، مقدار فشار مرز برابر با فشار محفظه است. در مراحل مشترک بستر و محفظه، مقدار فشار مرز برابر با فشار محفظه است. در مراحل دوم و چهارم سیکل که فشار ثابت است، فشار محفظه به ترتیب برابر با فشار کندانسور و اوپراتور می‌باشد.

3- روش حل و اعتبارسنجی

در شبیه‌سازی‌ها معادلات انتگرالی حاکم بر چهار قسمت حوزه حل با استفاده

رابطه‌ای که برای جفت کاری زنولیت x-13- آب در مرجع [27] موجود است، استفاده کرد.

معادله پیوستگی، موازنۀ جرم را برای سیال مبرد در نظر می‌گیرد که تنها جمله چشمۀ این معادله مربوط به فرآیند جذب و احیا است.

$$\int_{cv} \varepsilon_{\text{total}} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho_g \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = - \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (12)$$

در صورتی که جمله چشمۀ معادله انرژی بستر جاذب (7) مثبت فرض شود، بدین معنی است که جمله چشمۀ معادله انرژی بستر جاذب (7) مثبت فرض شود. بدین معنی است که جمله چشمۀ معادله پیوستگی می‌باشد. علامت منفی باشد.

برای به دست آوردن سرعت‌های مبرد در فاز بخار لازم است تا معادله مومنتوم حل شود. از آنجایی که در محیط مخلخل معادله دارسی برقرار است، سرعت‌ها توسط معادله (13) محاسبه می‌شوند.

$$\vec{u}_g = - \frac{K_d}{\mu} \vec{v} P \quad (13)$$

با ترکیب دو معادله دارسی و پیوستگی می‌توان معادله پیوستگی را بر مبنای فشار مطابق رابطه (14) بازنویسی و حل کرد.

$$\int_{cv} \varepsilon_{\text{total}} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV - \int_{cs} \left(\rho_g \frac{K_d}{\mu} \vec{v} P \right) \cdot d\vec{A} = - \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (14)$$

در رابطه (13) μ لزجت سیال مبرد در فاز بخار و K_d نفوذپذیری بستر جاذب است که به صورت رابطه (15) محاسبه می‌شود.

$$K_d = \frac{\varepsilon_b^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon_b)^2} \quad (15)$$

5-1-3- محفظه

با توجه به این که لوله‌های فین دار درون محفظه قرار گرفته‌اند، بخار مبرد احیا شده برای ورود به کندانسور درون محفظه جمی می‌گردد. همچنین مبرد تبخیر شده در اوپراتور قبل از جذب در بستر ابتدا وارد این محفظه می‌شود. فشار محفظه در مرحله احیای فشار ثابت برابر با فشار کندانسور و در مرحله جذب فشار ثابت برابر با فشار اوپراتور می‌باشد. برای محاسبه فشار محفظه در مراحل جرم ثابت، ابتدا با انتگرال گیری دبی حرموی بخار مبرد ورودی یا خروجی از مرز مشترک بین محفظه و بستر جاذب، مقدار کل جرم وارد شده به محفظه محاسبه می‌شود.

$$\dot{m} = \int_{\text{bed-chamber interface}} \rho_g u_g dA \quad (16)$$

سپس با استفاده از معادله پیوستگی در محفظه و نیز فرض یکنواخت بودن چکالی بخار مبرد در محفظه، مقدار چکالی بخار محفوظه در گام زمانی بعدی طبق رابطه (17) محاسبه می‌شود.

$$\dot{m} = V_{\text{cham}} \frac{\partial \rho_{\text{cham}}}{\partial t} \quad (17)$$

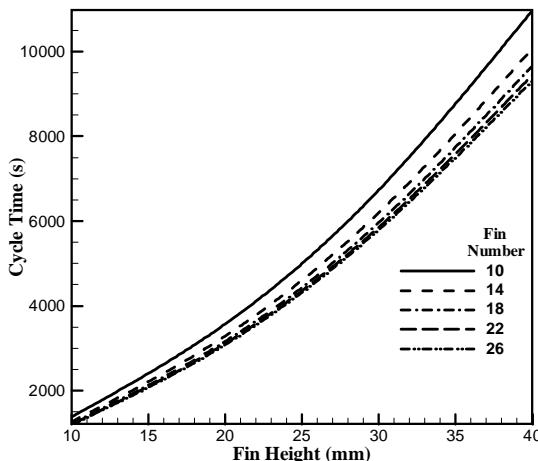
درنهایت با استفاده از رابطه گاز کامل، فشار محفوظه در هر زمان از رایاندهای جرم ثابت بدست می‌آید.

6- کنترل سیکل

در سیکل تبرید جذب سطحی مدت زمان مراحل جرم ثابت با زمان رسیدن فشار محفوظه به فشار کندانسور و اوپراتور تعیین می‌شود. از آن‌جا که در این پژوهش شرایط هندسی مختلفی برای بستر جاذب در نظر گرفته شده است، استفاده از معیار زمان برای اتمام مراحل فشار ثابت معتبری برای همه شرایط هندسی نمی‌باشد. از این‌رو زمان اتمام مراحل فشار ثابت رسیدن رسانیدن به درصد معینی از جذب نهایی تعیین می‌شود که این مقدار با استفاده از روابط زیر به ترتیب برای مراحل احیا و جذب فشار ثابت محاسبه

ارتفاع فین یا به عبارت دیگر ضخامت بستر باعث می‌شود تا بخار مبرد برای جذب شدن در ذرات نزدیک به لوله مسیر بیشتری را از بین ذرات جاذب طی کند. این امر نیز باعث بیشتر شدن زمان سیکل خواهد شد. در "شکل 5" میزان افزایش زمان سیکل در اثر افزایش ارتفاع فین به ازای تعداد فین‌های مختلف نشان داده شده است.

در "شکل 6" تغییرات ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص سیستم بر حسب ارتفاع فین به ازای تعداد فین‌های مختلف نشان داده شده است. مطابق این شکل با افزایش ارتفاع فین، ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. با توجه به تعریف ضریب عملکرد که برابر با نسبت گرمای گرفته شده در اوپرатор به حرارت ورودی به سیستم است، می‌توان گفت با افزایش ارتفاع فین مقدار جرم جاذب قرار گرفته در بستر نیز افزایش می‌یابد و در نتیجه ظرفیت بستر برای جذب بخار مبرد تولید شده در اوپرатор نیز بیشتر می‌شود. باید به این نکته توجه داشت که از اثری حرارتی ورودی تنها آن بخشی که صرف احیا مبرد یا اصطلاحاً تامین کننده گرمای جذب است، مستقیماً در فرایندهای سیستم تاثیرگذار است. مابقی حرارت ورودی به بستر جاذب صرف گرم کردن لوله و فینها و ذرات جاذب می‌شود تا دمای این نواحی بالا برود و از آن جا که این حرارت‌ها در مرحله خنک شدن بستر می‌باشد دفع شود، می‌توان گفت در طول یک سیکل کامل هر چه حرارت محسوس کمتری صرف شود ضریب عملکرد سیستم بالاتر می‌رود. افزایش ارتفاع فین موجب افزایش جرم جاذب و جرم سطوح فلزی فین می‌شود. اما افزایش جرم جاذب به نسبت افزایش جرم سطوح فلزی قابل توجه‌تر است. بنابراین با توجه به اینکه افزایش ارتفاع فین، بیشتر موجب افزایش جرم جاذب می‌شود تا جرم سطوح فلزی، ضریب عملکرد سیستم با افزایش ارتفاع فین، بالاتر می‌رود. همچنین در "شکل 6" مشاهده می‌شود که با افزایش ارتفاع فین، مقدار توان تبرید مخصوص سیستم کاهش می‌یابد. با افزایش ارتفاع فین جرم ماده جاذب افزایش یافته و بستر ظرفیت بیشتری را برای جذب بخار مبرد تولید شده در اوپرатор پیدا می‌کند و در نتیجه افزایش ارتفاع فین می‌تواند منجر به رفتان توان تبرید مخصوص شود. اما از سوی دیگر، افزایش ارتفاع فین موجب افزایش زمان سیکل می‌شود. با توجه به تعریف توان تبرید مخصوص (رابطه ۲۱) می‌توان گفت افزایش جرم و زمان سیکل تاثیر بیشتری نسبت به افزایش



شکل 5 تغییرات زمان سیکل سیستم بر حسب ارتفاع فین و به ازای تعداد فین‌های مختلف

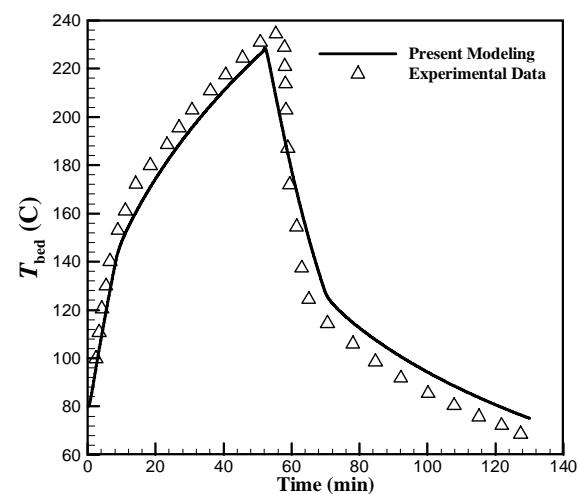
از روش حجم کنترل و طرح عددی کاملاً ضمنی به معادلات جبری تفاضلی شده‌اند که برای این منظور از طرح تفاضل پیشرو برای جملات زمانی و برای جملات جابجایی و پخش از طرح تفاضل مرکزی استفاده شده است. جملات تفاضلی شده معادلات حاکم در هر گام زمانی با استفاده از الگوریتم حل ماتریس سه قطری به صورت همزمان حل می‌شوند. حل معادلات توسعه برنامه کامپیوتری نوشته شده به زبان فرترن صورت گرفته است.

برای بررسی صحت و اعتبار مدل‌سازی عددی لازم است تا نتایج عددی با داده‌های یک نمونه آزمایشی مقایسه شود. برای این منظور از نتایج تجربی ژنگ [8] استفاده شده است. پس از تنظیم پارامترهای آزمایش ژنگ در برنامه کامپیوتری، صحت مدل‌سازی و برنامه نوشته شده، با شرایط آن آزمایش مورد بررسی قرار گرفت. در "شکل 4" تغییرات دمای اندازه‌گیری شده در نقطه معینی از بستر با نتایج مدل‌سازی عددی مقایسه شده است. همان‌طور که مشخص است نتایج به دست آمده از حل عددی مطابقت خوبی را با نتایج تجربی نشان می‌دهد.

4- نتایج

با حل همزمان معادلات انتقال حرارت و جرم؛ توزیع دما، فشار، سرعت و میزان مبرد جذب شده در هر نقطه از بستر و در هر لحظه از سیکل تبرید به دست می‌آید. جزئیات رفتار بستر جاذب شامل توزیع فشار، دما و خطوط جریان بخار مبرد درون بستر و نیز تغییرات فشار، دما و میزان جذب در طول یک سیکل را می‌توان در مرجع [6] مشاهده کرد. در این پژوهش به تاثیر پارامترهای هندسی بستر جاذب بر عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی پرداخته شده است. می‌توان با طراحی بهینه بستر جاذب، حجم محفظه و به تبع آن حجم کلی سیستم را کاهش داد چرا که در کاربری سرمایش خودرو حجم لازم برای جایابی سیستم از اهمیت بالایی برخوردار است.

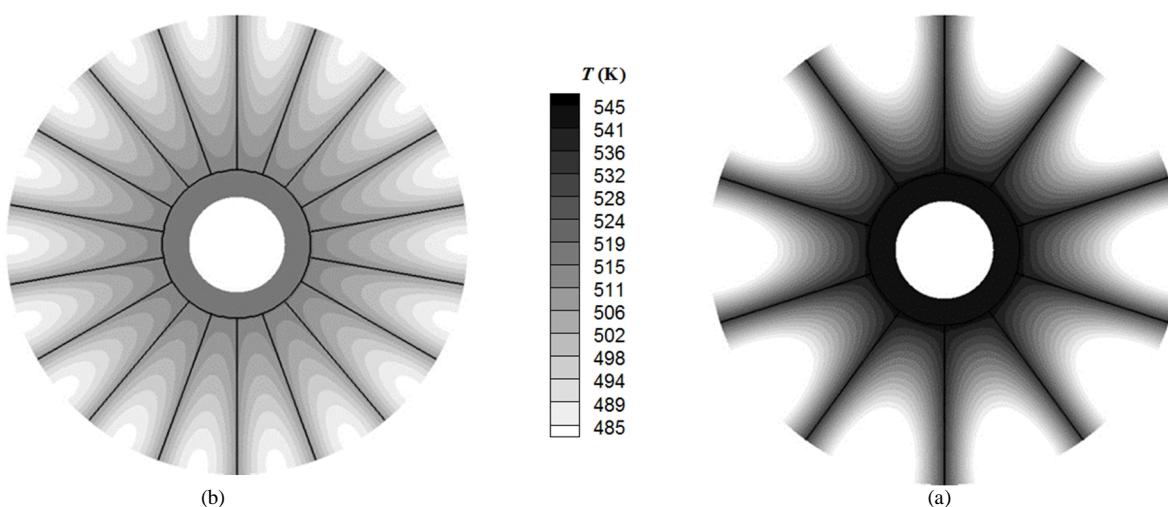
افزایش ارتفاع فین در حقیقت موجب افزایش ضخامت بستر جاذب می‌شود. بیشتر شدن ضخامت بستر جاذب باعث می‌شود تا انتقال حرارت به ذرات جاذبی که فاصله بیشتری از سطوح حرارتی لوله و فین‌ها دارند، دیرتر اتفاق بیافتد و در نتیجه زمان سیکل را افزایش یابد. علاوه بر این افزایش



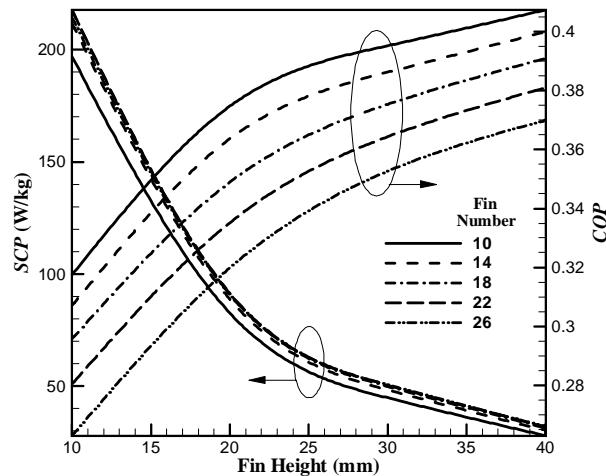
شکل 4 مقایسه تغییرات دمای نقطه معینی از بستر در طول سیکل با نتایج آزمایشگاهی

در "شکل 7" توزیع دمای بستر جاذب در زمان انتهای مرحله احیای فشار ثابت برای مبدل با تعداد فین‌های متفاوت نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در مبدلی که تعداد فین کمتری دارد گرادیان دما بالاتر است و بخش‌هایی از بستر که فاصله بیشتری از سطوح فلزی دارند اختلاف دمای نسبتاً بالایی با ذراتی جاذبی که نزدیک به سطوح فلزی هستند، دارند. این اختلاف دما باعث می‌شود که کل بستر به صورت یکپارچه و با توان برابر در جذب و احیا شرکت نکند و ممکن است مبدلی که از ذرات نزدیک سطوح فلزی احیا می‌شود، در ذرات دورتر از سطوح فلزی که دمای نسبتاً کمتری دارند مجدداً جذب شود. در چنین حالتی میزان مبدل کمتری در سیکل شرکت داشته و ظرفیت سرمایش سیستم کمتر است. از این‌رو هر چه گرادیان دما در بستر کمتر باشد توانایی سیستم در تولید سرمایش بیشتر است. در "شکل 7" تاثیر افزایش تعداد فین‌ها بر توزیع دمای لوله فلزی، فین و بستر یکنواخت شده بلکه دمای سطوح فلزی لوله و فین‌ها نیز به دمای ذرات جاذب نزدیک‌تر شده است.

با توجه مطالب ذکر شده می‌توان گفت افزایش تعداد فین‌ها باعث افزایش توان تبرید مخصوص می‌شود. در واقع با بیشتر شدن تعداد فین‌ها، سطوح فلزی در تماس با ذرات جاذب افزایش پیدا می‌کند که موجب بهتر شدن انتقال حرارت و در نتیجه آن کاهش زمان سیکل می‌شود. از سوی دیگر با در نظر گرفتن ضخامت فین‌ها و توجه به این‌که تعداد فین‌ها تعیین‌کننده فاصله بین فین‌ها می‌باشد، افزایش تعداد فین‌های طولی بر روی لوله موجب کاهش جرم کل ذرات جاذب قرار گرفته بر روی لوله می‌شود. در نتیجه با افزایش تعداد فین‌ها جرم مواد جاذب به کار رفته کاهش یافته و به دنبال ظرفیت جذب سیستم و توان تبرید مخصوص کاهش می‌یابد. می‌توان گفت افزایش تعداد فین‌های مبدل علی‌رغم این‌که با کاهش زمان سیکل توان سرمایش مخصوص سیستم را افزایش می‌دهد، افزایش هرچه بیشتر تعداد فین‌ها ممکن است با کاهش جرم جاذب و ظرفیت جذب، توان سرمایش مخصوص سیستم را نیز کاهش می‌دهد. این دو عامل در تقابل باهم موجب می‌شود که تعداد فین بینه‌های برای مبدل وجود داشته باشد که به ازای آن تعداد فین توان تبرید مخصوص مقدار بینه‌های داشته باشد. در "شکل 8" تغییرات زمان سیکل و توان تبرید مخصوص سیستم بر حسب تعداد فین‌های قرار گرفته بر روی لوله و به ازای ارتفاع فین‌های مختلف نشان داده شده است.



شکل 7 توزیع دمای بستر جاذب با: (a) 10 فین، (b) 18 فین؛ در زمان انتهای مرحله احیای فشار ثابت



شکل 6 تغییرات توان تبرید مخصوص و ضریب عملکرد سیستم بر حسب ارتفاع فین و به ازای تعداد فین‌های مختلف

ظرفیت جذب داشته و نهایتاً توان تبرید مخصوص سیستم با افزایش ارتفاع فین کاهش می‌یابد.

با توجه به تعریف ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی که با انرژی ورودی حرارت‌های اتلافی کار می‌کنند، می‌توان گفت توان تبرید مخصوص پارامتر با اهمیت‌تری نسبت به ضریب عملکرد است. توان تبرید مخصوص بالاتر به معنی دستیابی به میزان توان سرمایشی معین در حجم بستر جاذب کوچک‌تر است و از آن‌جا که در کاربری سرمایش خودرو حجم سیستم و جایابی آن پارامتری تعیین‌کننده است، از این‌رو سیستمی که دارای توان تبرید مخصوص بالاتر باشد، سیستم مطلوب‌تری است. از این‌رو ارتفاع فین‌های کوچک‌تر که در آن‌ها سیستم توان سرمایشی مخصوص بیشتری دارد، مناسب‌تر است. میزان ارتفاع فین حداقل باید به میزانی منطقی و عملی باشد و کم بودن بیش از حد ارتفاع فین باعث می‌شود ضخامت بستر یا جرم مواد جاذب بسیار کم شود و ظرفیت جذب را کاهش دهد. در این چنین حالی برای تأمین سرمایش مورد نظر معینی، طول لوله‌های فین‌دار به صورت قابل توجهی طویل و محفظه حجیم و بزرگ خواهد شد.

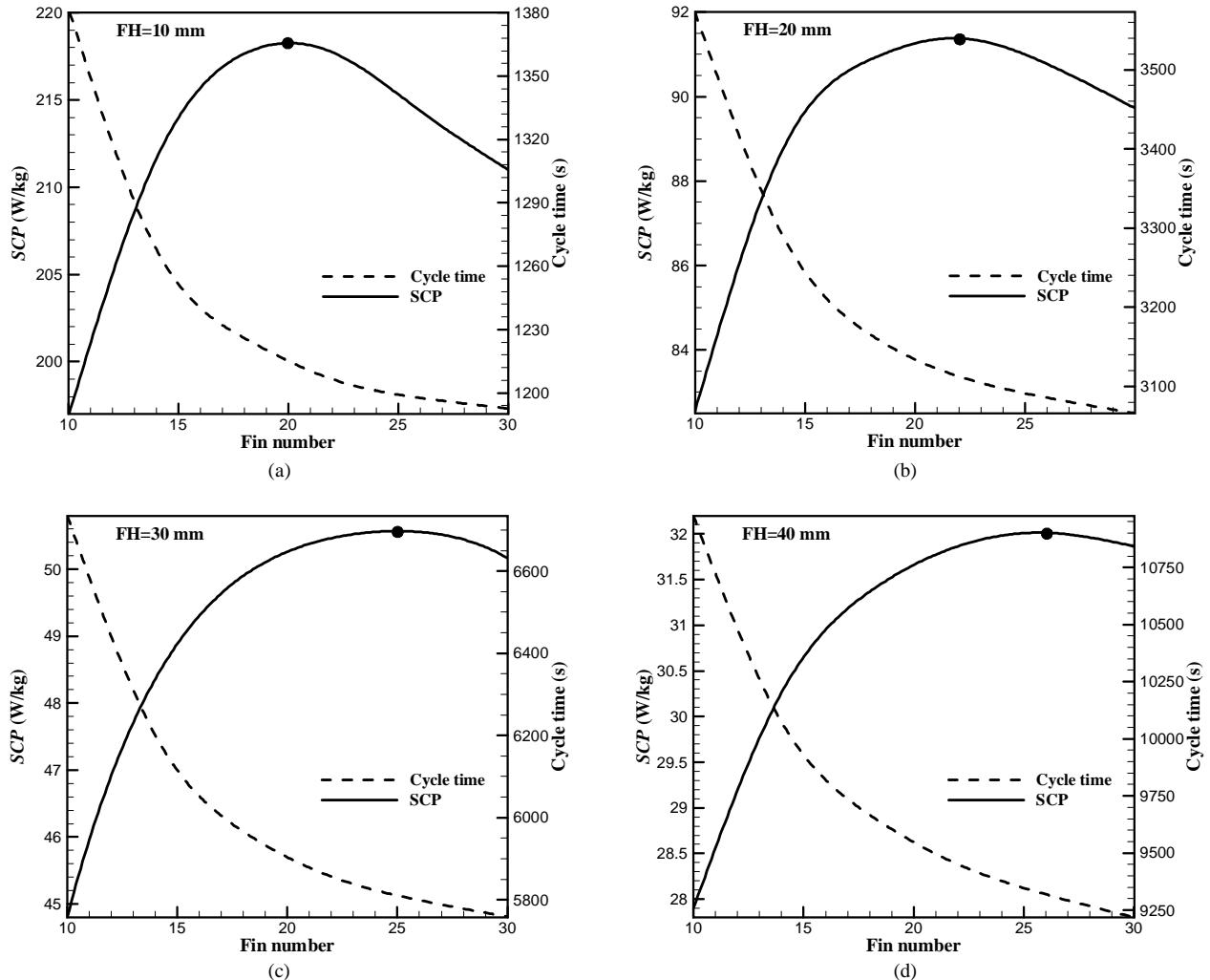


Fig. 8 Variation of cycle time and SCP with fin number for the fin heights of: (a) 10 mm, (b) 20 mm, (c) 30 mm, (d) 40 mm

40 mm (d) .30 mm (c) .20 mm (b) .10 mm (a)

به عبارتی مقاومت انتقال جرم درون ذرهای افزایش پیدا می‌کند. در این حالت نرخ فرآیندهای جذب و احیا بستر جاذب کند شده و موجب بالا رفتن زمان سیکل می‌شود. اما در عین حال افزایش قطر ذرات جاذب، حرکت بخار مبرد درون بستر جاذب را تسهیل می‌کند و مقاومت انتقال جرم برون ذرهای

همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد فین‌ها، زمان سیکل به صورتی پیوسته کاهش می‌یابد اما توان تبرید مخصوص پس از رسیدن به مقداری بیشینه کاهش می‌یابد. همچنین در "شکل 8" مشاهده می‌شود که تعداد فین بهینه‌ای که به ازای آن توان تبرید مخصوص بیشینه است، در ارتفاع فین‌های بالاتر بیشتر است. بنابراین می‌توان گفت تعداد فین بهینه به ارتفاع فین واپسی است و هر چه ارتفاع فین بیشتر باشد تعداد فین بهینه نیز بیشتر می‌شود. همان‌طور که پیشتر گفته شد ارتفاع فین 10 mm نسبت به سایر حالات برای سیستم تبرید جذب سطحی مطلوب‌تر است. در این صورت با توجه به "شکل 8" تعداد فین بهینه‌ای که به ازای آن توان سرمایش مخصوص

بیشینه است، 20 عدد می‌باشد.

یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار در عملکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی قطر ذرات جاذب است که انتخاب مناسب آن می‌تواند موجب بهبود عملکرد سیستم شود. از آنجا که قطر ذرات جاذب تعیین کننده مقاومت‌های انتقال جرم درون و برون ذرهای است، انتخاب نامناسب قطر ذرات جاذب موجب بالا رفتن مقاومت‌های انتقال جرم شده و سرعت جذب و احیا بخار در بستر را افزایش می‌دهد. در "شکل 9" شماتیک انتقال جرم درون و برون ذرهای بخار مبرد در بستر ذرات جاذب نشان داده شده است. با افزایش قطر ذرات جاذب انتقال جرم بخار مبرد درون ذرات جاذب کنتر اتفاق می‌افتد یا

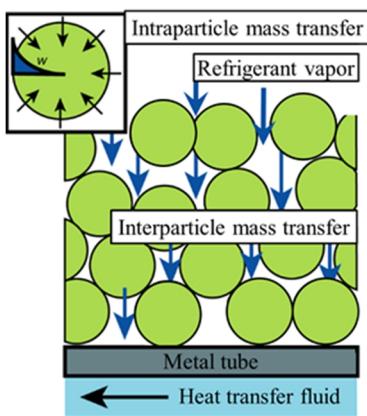


Fig. 9 Schematic of intraparticle and interparticle mass transfer of refrigerant vapor through the adsorber bed

شکل 9 شماتیک انتقال جرم درون و برون ذرهای بخار مبرد در بستر جاذب

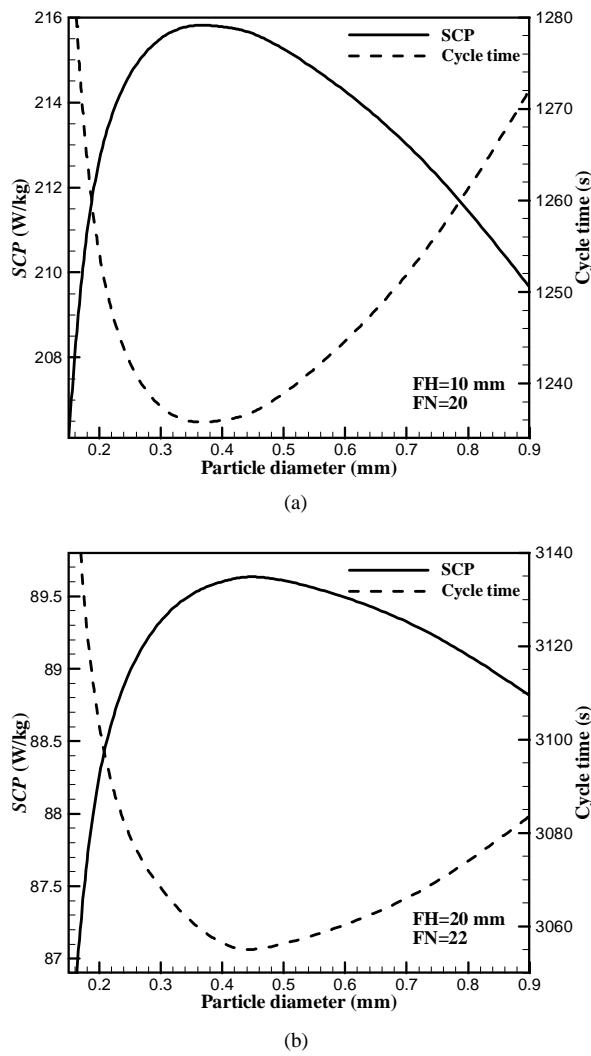


Fig. 10 Variation of cycle time and SCP with adsorbent particle diameter for the fin heights of: (a) 10 mm, (b) 20 mm

شکل 10 تغییرات زمان سیکل و توان تبرید مخصوص سیستم بر حسب قطر ذرات جاذب و به ازای ارتفاع فین‌های: (a) 10 mm, (b) 20 mm

می‌کند. از آن جا که سیستم تبرید جذب سطحی با حرارت اتلافی گازهای اگزوز موتور کار می‌کند، توان تبرید مخصوص نسبت به ضریب عملکرد از همیت بالاتری برخوردار است. از این‌رو در بین ارتفاع فین‌های مورد بررسی، 10 میلی‌متر به عنوان مناسب‌ترین مقدار ارتفاع فین برای بستر جاذب شناخته شد.

تعداد فین‌های طولی نیز به عنوان مشخصه دیگر بستر جاذب مورد بررسی قرار گرفت. افزایش تعداد فین‌ها با بهبود انتقال حرارت به ذرات جاذب موجب افزایش توان تبرید مخصوص می‌شود تا جایی که افزایش بیشتر تعداد فین‌ها منجر به کاهش جرم ماده جاذب شده و ظرفیت جذب و توان تبرید مخصوص را کاهش می‌دهد. به همین دلیل تعداد فین بهینه‌ای برای بستر جاذب وجود دارد. نتایج نشان داد که تعداد فین بهینه‌ای که به ازای آن توان تبرید مخصوص بیشینه است، در ارتفاع فین‌های بالاتر بیشتر است. در ارتفاع فین 10 تعداد فین بهینه برابر 20 عدد به دست آمد.

در ادامه با توجه به این‌که در مدل‌سازی بستر هر دو مقاومت انتقال جرم درون و برون ذرهای در نظر گرفته شده است، با بررسی تأثیر قطر ذرات

را کاهش می‌دهد و موجب کاهش زمان سیکل می‌شود. این دو عامل در تقابل باهم موجب می‌شود تا برایند مقاومت‌های انتقال جرم برون و درون ذرهای در قطر ذرات معینی کمترین میزان خود را داشته باشد. به عبارت دیگر قطر بهینه‌ای از ذرات جاذب وجود دارد که در آن زمان سیکل کمترین میزان و توان تبرید مخصوص بیشترین مقدار خود را دارد. برای مطالعه تاثیر قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم می‌باشد در مدل‌سازی‌ها ملاحظاتی در نظر گرفت. نیازمند و همکارانش [28] تأثیر تغییرات قطر ذرات جاذب سیلیکاژل SWS-1L را بر عملکرد چیلر مورد ارزیابی قرار دادند. در پژوهش آن‌ها ضریب تخلخل بستر با تغییر قطر ذرات جاذب ثابت فرض شد. آن‌ها با در نظر گرفتن متغیر 7 درصد محاسبه کردند. بنابراین فرض در نظر گرفتن تخلخل ثابت و یکنواخت دارای دقت 93 درصدی است. با توجه به نبود اطلاعات کافی در مورد نحوه تغییرات تخلخل بستر جاذب مورد بررسی در پژوهش حاضر به ازای تغییرات قطر ذرات جاذب و نیز دقت نسبتاً قابل قبول فرض تخلخل ثابت، در این پژوهش نیز از فرض تخلخل ثابت استفاده شده است. همچنین مدل نیرو محركه خطی (معادله 10) که نرخ جذب و احیا را با در نظر گرفتن مقاومت انتقال جرم درون ذرهای مدل‌سازی می‌کند، تقریبی از معادله دقیق تر فیکیان می‌باشد. از آن‌جا که استفاده از مدل فیکیان برای کل فرایندهای سیکل میزان محاسبات را به طور قابل توجهی افزایش می‌دهد، پژوهشگران بیشتر از مدل نیرو محركه خطی کمک می‌گیرند. دقت این مدل تابع قطر ذرات جاذب می‌باشد که نیازمند و همکارانش [28] خطای استفاده از مدل نیرو محركه خطی نسبت به معادله دقیق فیکیان را برای قطرهای 0.1-0.8 میلی‌متر در حدود 2 درصد محاسبه کردند. از این‌رو در پژوهش حاضر نیز تغییرات قطر ذرات جاذب در همین حدود در نظر گرفته شده است. در "شکل 10" تغییرات زمان سیکل و توان تبرید مخصوص بر حسب قطر ذرات جاذب و به ازای دو ارتفاع فین متفاوت نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود به ازای قطر ذرات جاذب معینی زمان سیکل در کمترین مقدار و توان تبرید مخصوص در بیشترین میزان خود است. از این قطر می‌توان به عنوان قطر بهینه ذرات جاذب نام برد. همچنین در "شکل 10" مشاهده می‌شود، در بستری که ارتفاع فین بزرگ‌تر یا ضخامت بستر بیشتری دارد، قطر بهینه ذرات جاذب نیز بزرگ‌تر است. دلیل این امر را می‌توان به مقاومت انتقال جرم برون ذرهای بیشتر بستر دارای ضخامت بیشتر نسبت داد. همان‌طور که پیشتر این نتیجه حاصل گشت که ارتفاع فین 10 میلی‌متر و تعداد فین 20 مناسب‌ترین آرایش هندسی بستر جاذب در مبدل لوله با فین‌های طولی است، قطر مناسب ذرات جاذب نیز می‌باشد در حدود 0.3-0.4 میلی‌متر باشد.

5- نتیجه‌گیری

در این مقاله بستر جاذب سیستم تبرید جذب سطحی با جفت‌کاری زئولیت 13x-آب که با انرژی ورودی گازهای اگزوز خودرو کار می‌کند، به صورت سه‌بعدی و با در نظر گرفتن جزئیات فرآیندهای انتقال جرم و حرارت مدل‌سازی شده است. مبدل بستر جاذب مورد مطالعه در این پژوهش از نوع لوله با فین‌های طولی بوده و مدل‌سازی‌ها به منظور یافتن مشخصه‌های بهینه بستر جاذب انجام شده است. نتایج نشان داد که سیستم تبرید جذب سطحی شامل بستر با ارتفاع فین کوچک‌تر علی‌رغم این‌که ضریب عملکرد سیستم در آن پایین‌تر است، اما توان تبرید مخصوص بالاتری را برای سیستم حاصل

- air conditioning applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 48, pp. 857-869, 2015.
- [5] H. Demir, M. Mobedi, S. Ülkü, A review on adsorption heat pump: Problems and solutions, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, No. 9, pp. 2381-2403, 2008.
- [6] S. B. Golparvar, M. Mohammadzadeh Kowsari, H. Niazmand, Performance study of adsorption cooling system driven by waste heats of heavy trucks diesel engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 8, pp. 281-292, 2016. (in Persian)
- [7] Y. Zhong, Size reduction of an engine waste-heat driven air-conditioner for passenger cars and light-duty trucks, *Energy Procedia*, Vol. 14, pp. 351-357, 2012.
- [8] L. Zhang, Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, No. 1, pp. 103-114, 2000.
- [9] L. S. Lim, M. O. Abdullah, Experimental study of an automobile exhaust heat-driven adsorption air-conditioning laboratory prototype by using palm activated carbon-methanol, *HVAC&R Research*, Vol. 16, No. 2, pp. 221-231, 2010.
- [10] A. Sharafian, C. McCague, M. Bahrami, Impact of fin spacing on temperature distribution in adsorption cooling system for vehicle A/C applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 51, pp. 135-143, 2015.
- [11] M. Mahdavikhah, H. Niazmand, Effects of plate finned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 939-949, 2013.
- [12] M. Mahdavikhah, H. Niazmand, Numerical study of the importance of inter particle mass transfer resistance in the modeling of porous bed of adsorption chillers, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 6, pp. 19-29, 2013. (in Persian)
- [13] H. Niazmand, H. Talebian, M. Mahdavikhah, Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 8, pp. 2261-2274, 2012.
- [14] M. Azarfard, H. Niazmand, H. Talebian, Numerical simulation of heat transfer enhancement effect in adsorbent bed on the performance of adsorption system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 8, pp. 103-112, 2014. (in Persian)
- [15] H. Talebian, M. Mamourian, H. Niazmand, Exergy analysis of the adsorbent bed in adsorption chillers, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 70-78, 2014. (in Persian)
- [16] H. R. Ramji, S. L. Leo, M. O. Abdullah, Parametric study and simulation of a heat-driven adsorber for air conditioning system employing activated carbon-methanol working pair, *Applied Energy*, Vol. 113, pp. 324-333, 2014.
- [17] L. Zhang, L. Wang, Momentum and heat transfer in the adsorbent of a waste-heat adsorption cooling system, *Energy*, Vol. 24, No. 7, pp. 605-624, 1999.
- [18] L. Zhang, A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system, *Solar Energy*, Vol. 69, No. 1, pp. 27-35, 2000.
- [19] M. Lambert, B. Jones, Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat. Part 2: detailed design and analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, No. 7, pp. 973-989, 2006.
- [20] B. Ainslie, G. Rideout, C. Cooper, D. McKinnon, *The impact of retrofit exhaust control technologies on emissions from heavy-duty diesel construction equipment*, 0148-7191, SAE Technical Paper, pp. 1999.
- [21] V. D. Ugale, A. D. Pitale, A review on working pair used in adsorption cooling system, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 23, No. 2, pp. 1-11, 2015.
- [22] K. Leong, Y. Liu, System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle: a parametric study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 15, pp. 2703-2711, 2006.
- [23] K. Leong, Y. Liu, Numerical study of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 22, pp. 4761-4770, 2004.
- [24] Y. K. Ryu, S. J. Lee, J. W. Kim, C.-H. Leef, Adsorption equilibrium and kinetics of H₂O on zeolite 13X, *Korean Journal of Chemical Engineering*, Vol. 18, No. 4, pp. 525-530, 2001.

جاذب بر این دو مقاومت انتقال جرم؛ مناسب‌ترین قطر ذرات جاذب بدست آمد که در شرایط هندسی ارتفاع فین 10 میلی‌متر و 20 عدد فین، قطرهای در بازه 0.3-0.4 میلی‌متر قطر بهینه بسته جاذب است.

6- فهرست عالیم

ظرفیت گرمایی ویژه، ($J\ kg^{-1}K^{-1}$)	C_p
قطر داخلی لوله (m)	D_i
ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)	h
نفوذپذیری بسته جاذب (m^2)	K_d
گرمای نهان تبخیر مبرد (J/kg)	L_v
دبی جرمی بخار مبرد (kg/s)	m_g
عدد ناسلت	Nu
(Pa)	P
عدد پرانتل	Pr
عدد رینولدز	Re
(K)	T
سرعت (ms^{-1})	u
مقادیر جذب شده در واحد جرم جاذب (kg/kg _b)	w
مقدار جذب تعادلی (kg/kg _b)	w _{eq}
علایم یونانی	
تخلخل	ϵ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
زیرنویس‌ها	
بسته جاذب	b
محفظه	cham
سیال ناقل حرارت	f
فین	fin
مبرد در فاز گاز	g
ذرات جاذب	p
لوله	t

7- تقدیر و تشکر

از کمک‌های مالی دانشگاه فردوسی مشهد در انجام این پژوهه تقدیر و تشکر می‌گردد. همچنین بخشنی از محاسبات این تحقیق در مرکز محاسبات سنجین دانشگاه فردوسی مشهد انجام شد که بدین وسیله تشکر می‌شود.

8- مراجع

- W.-D. Wu, H. Zhang, C.-I. Men, Performance of a modified zeolite 13X-water adsorptive cooling module powered by exhaust waste heat, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, No. 10, pp. 2042-2049, 2011.
- Y. Zhong, T. Fang, K. L. Wert, An adsorption air conditioning system to integrate with the recent development of emission control for heavy-duty vehicles, *Energy*, Vol. 36, No. 7, pp. 4125-4135, 2011.
- M. Verde, L. Cortés, J. Corberán, A. Sapienza, S. Vasta, G. Restuccia, Modelling of an adsorption system driven by engine waste heat for truck cabin A/C. Performance estimation for a standard driving cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 13, pp. 1511-1522, 2010.
- A. Sharafian, M. Bahrami, Critical analysis of thermodynamic cycle modeling of adsorption cooling systems for light-duty vehicle

- components, *Journal of Chemical & Engineering Data*, Vol. 54, No. 10, pp. 2839-2844, 2009.
- [28] H. Niazzmand, H. Talebian, M. Mahdavikhah, Effects of particle diameter on performance improvement of adsorption systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1, pp. 243-252, 2013.
- [29] J.-Y. San, H.-C. Hsu, Performance of a multi-bed adsorption heat pump using SWS-1L composite adsorbent and water as the working pair, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 8, pp. 1606-1613, 2009.
- [25] K. Chan, C. Y. Chao, G. Sze-To, K. S. Hui, Performance predictions for a new zeolite 13X/CaCl₂ composite adsorbent for adsorption cooling systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 11, pp. 3214-3224, 2012.
- [26] A. de Clerk, Voidage variation in packed beds at small column to particle diameter ratio, *AICHE journal*, Vol. 49, No. 8, pp. 2022-2029, 2003.
- [27] Y. Wang, M. D. LeVan, Adsorption equilibrium of carbon dioxide and water vapor on zeolites 5A and 13X and silica gel: pure