مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1395، دوره 16، شماره 12، ص‌ص 767-778

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بهینه‌سازی بستر جاذب لوله با فین‌های طولی در سیستم تبرید جذب سطحی با بکارگیری حرارت اتلافی اگزوز

سید بهزاد گل‌پرور[1]، میلاد محمدزاده کوثری[1]، حمید نیازمند[2*]

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

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

* مشهد، صندوق پستی 9177948944، niazmand@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 04 آبان 1395

پذیرش: 13 آذر 1395

ارائه در سایت: 11 دی 1395

کلید واژگان:

تبرید جذب سطحی

فین‌های طولی

انتقال جرم و حرارت

بهینه‌سازی بستر جاذب

چکیده

میزان حرارت اتلافی قابل‌توجه گازهای اگزوز موتورهای احتراق داخلی و قابلیت سیستم‌های تبرید جذب سطحی در کار با حرارت‌های اتلافی 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 تامین سرمایشی معین، به نسبت سایر سیستم‌های تبرید این سیستم‌ها حجیم‌تر باشند که در نتیجه استفاده عملی از 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 میسر است. به همین منظور سیستم تبرید جذب سطحی شامل بستر لوله با فین‌های طولی که با حرارت اتلافی گازهای اگزوز کار می‌کند، به صورت سه‌بعدی و با در نظر گرفتن جزئیات فرآیندهای انتقال جرم و حرارت به روش حجم محدود مدل‌سازی شده است. همچنین برای مطالعه تاثیر قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم، هر دو مقاومت انتقال جرم درون و برون ذره‌ای در معادلات در نظر گرفته شده است. نتایج نشان داد که در بین آرایش‌های هندسی مورد بررسی، بستر با 20 عدد فین، با ارتفاع فین 10 میلیمتر هندسه بهینه است که در این حالت بیشترین توان تبرید مخصوص حاصل می‌گردد. همچنین با بررسی تاثیر قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم، قطر 0.3-0.4 میلی‌متر مناسب‌ترین قطر برای بستر مورد بررسی که حاوی ذرات زئولیت 13x است، می‌باشد.

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.

1- 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 به‌دلیل وجود کمپرسورهای مکانیکی جهت افزایش فشار بخار مبرد می‌باشد. علاوه بر این هیدروفلروکربن‌ها که سیال عامل سیستم‌های تبرید تراکمی مورد استفاده در خودروها می‌باشند، سالیانه نزدیک 20 درصد آن‌ها از این سیستم‌ها به محیط نشت پیدا می‌کند که آثار مخربی بر محیط دارند [1]. این در حالی است که دوره زمانی استفاده از سیستم‌های سرمایشی در خودروها در طول سال دوره کوتاهی است.

در موتورهای احتراق داخلی حدود 30 درصد از انرژی حاصل از احتراق از طریق آب خنک‌کننده موتور در رادیاتور و 35 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 150 تا 450 درجه سلسیوس متغیر است [2]. همچنین دمای آب خنک‌کن پس از

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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)

خنک‌کاری 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 بسترهای جاذب جایگزین کمپرسورهای مکانیکی می‌شوند. اساس کار سیستم جذب سطحی جذب و احیای سیال مبرد (جذب شونده[1]) است که پدیده جذب در سطوح ذرات جامد متخلخل (یا جاذب[2]) انجام می‌گیرد. ذرات جاذب با گرفتن حرارت و گرم شدن، مبرد جذب شده در خود را که در حالتی شبیه 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 جذب‌شونده معمول می‌توان به زئولیت-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 عملکرد[3] و توان تبرید مخصوص[4] 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 نشات گرفته از ضریب هدایت حرارتی بسیار پایین مواد جاذب است که موجب می‌شود فرآیندهای گرم کردن و خنک کردن بستر جاذب فرآیندهایی زمان‌بر 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 معینی است. از این رو با توجه به محدودیت‌های فضا 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 حرارت اتلافی موجود در گازهای اگزوز و در مواردی دیگر از حرارت موجود در آب خنک‌کن موتور استفاده شده است. در سیستم‌های تبرید جذب سطحی با انرژی ورودی گازهای اگزوز، گرم و سرد کردن بستر جاذب برای احیا و جذب مبرد به ترتیب با گازهای اگزوز و هوای محیط صورت میگیرد. در حالی‌که در سیستم تبرید جذب سطحی با انرژی ورودی آب خنک‌کن موتور، گرم و سرد کردن بستر تنها با آب در گردش سیستم خنک‌کاری موتور صورت می‌گیرد. گل‌پرور و همکاران [6] جفت کاری مناسب و شرایط ترمودینامیکی بهره‌گیری از هر 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 اگزوزی و آب رادیاتوری را مورد ارزیابی قرار داده و نشان دادند که سیستم اگزوزی نه تنها در تولید سرمایش توانمندتر است بلکه در شرایط محیطی متغیر نیز عملکرد بهتری دارد. ژونگ [7] امکان استفاده از حرارت اتلافی گازهای اگزوز یک موتور دیزل کوچک با توان 30 kW که مربوط به اتومبیل‌های مسافربری و کامیون‌های کوچک بود را به صورت آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار داد. دمای اگزوز در مطالعه وی 250°C بود و توان تبرید تولیدی توسط ماژول‌های جذب سطحی در حالت عملکرد پایا به بیش از 3.5 kW می‌رسید. ژنگ [8] در یک کار آزمایشگاهی گازهای اگزوز 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 زئولیت 13x-آب به‌عنوان جفت بود. وی دمای اگزوز را در سرعت 1500 rpm موتور برابر 310°C اندازه‌گیری نمود و همچنین از هوای محیط برای مرحله خنک‌کاری بستر بهره برد. لیم و عبدالله [9] نیز از منبع حرارت اتلافی گازهای اگزوز 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 آوردند. شرفیان و همکارانش [10] به‌صورت آزمایشگاهی تاثیر فاصله بین فین‌های بستری که با ذرات جاذب سیلیکاژل پر شده 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. به‌طور کلی در پژوهش‌های آزمایشگاهی به‌دست آوردن مقادیر پارامترهای اثرگذار بر عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی نیازمند تعداد زیادی آزمایش است که این امر مقدور نمی‌باشد. این موضوع اهمیت مطالعات عددی را روشن‌تر می‌سازد.

در زمینه پژوهش‌های عددی که مشخصه‌های هندسی بستر جاذب را مورد بررسی قرار دادند می‌توان به پژوهش مهدوی‌خواه و نیازمند [11] در مدل‌سازی سه بعدی یک چیلر جذب سطحی با مبدلی 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 مقرون به صرفه‌تر است، اما بسترهای با فین حلقوی توان سرمایشی بالاتری را برای سیستم تولید می‌کند. با توجه به پایین بودن ضریب انتقال حرارت هدایت مواد 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، طالبیان و همکارانش [15] به تحلیل اگزرژی بستر جاذب پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بیشترین تخریب اگزرژی در مرحله احیای فشار ثابت رخ می دهد.

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

[1] Adsorbate
[2] Adsorbent
[3] Coefficient of Performance (COP)
[4] Specific Cooling Power (SCP)

بستر جاذب پارامتری تاثیرگذار بر انتقال حرارت بستر است. همچنین ژنگ [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 به‌دست آورد. بدیهی است مقدار این ضریب منحصر به نوع جاذب و قطر ذراتی که در آزمایش خود به‌کار برده بود، می‌باشد. از آن‌جا که فرآیندهای انتقال جرم و حرارت در بستر تعیین‌کننده عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی است، به‌دست آوردن ابعاد بهینه بستر و قطر ذرات مناسب تنها توسط روش‌های عددی امکان‌پذیر است. همچنین مدل ریاضی که در روش عددی استفاده می‌شود می‌بایست مدلی جامع باشد تا به‌وسیله 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 متفاوت باشد؛ برای اولین بار در این مقاله سعی شده تا تعداد فین بهینه در ارتفاع فین‌های مختلف بدست 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 زئولیت 13x قرار گرفته در این مبدل بستر جاذب بدست 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، اواپراتور، 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 اواپراتور رسیده و وارد آن می‌شود. این عمل ادامه می یابد 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 خنک‌کننده 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 این‌که فشار محفظه به فشار اواپراتور برسد. در مرحله آخر (جذب فشار ثابت) با رسیدن فشار محفظه به فشار اواپراتور، در حالی‌که بستر همچنان در حال دفع حرارت و جذب بخارهای داخل محفظه است، شیر کنترلی بین محفظه جاذب و اواپراتور باز می‌شود. جذب بخار در فشار ثابت باعث ایجاد خلاء نسبی شده و موجب مکش مبرد تبخیر شده در اواپراتور می‌شود. این فرایند ادامه دارد تا جذب مبرد در مواد جاذب به حالت حدی معینی رسیده و شیرهای کنترلی مجددا بسته شوند تا با شروع مرحله اول، یک سیکل تکمیل شود. سرمایش سیستم تبرید بوسیله جذب حرارت لازم برای تبخیر مبرد در اواپراتور ایجاد می‌شود. در صورت وجود تنها یک بستر جاذب در سیکل تبرید جذب سطحی، فرآیند تولید سرمایش در اواپراتور منقطع خواهد بود. از این‌رو برای ایجاد سرمایشی پیوسته می‌بایست از دو یا چند بستر جاذب در سیکل استفاده کرد.

در "شکل 1" سیستم تبرید جذب سطحی که با انرژی ورودی گازهای اگزوز 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 اگزوز می‌باشد. چرخه سیال ناقل 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 188 g/kWh می‌باشد. با استفاده از رابطه‌ای که در مرجع [8] آورده شده است می‌توان دبی جرمی گازهای اگزوز را در شرایط عملکردی فرض شده فوق به‌دست آورد. شایان ذکر است، جریان اگزوز در حین عبور از یک مبدل می‌تواند منجربه افزایش پس‌فشار شود که این امر کاهش کارایی موتور را به دنبال دارد. هرچند، از آنجاییکه گازهای اگزوز در مبدل بستر جاذب انبساط پیدا می‌کند، بخش قابل توجهی از صدای اگزوز کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان اگزوز خروجی از مبدل بستر جاذب را از درون صداخفه‌کن عبور نداد که این امر می‌تواند پس‌فشار ایجاد شده به‌وسیله مبدل بازیاب حرارت را جبران کند [19].

دمای گازهای اگزوز موتورهای دیزل با توجه به شرایط کاری موتور و نیز در نقاط مختلف از سیلندر تا لوله خروجی اگزوز به محیط، متغیر می‌باشد. در موتورهای پیشرفته دیزل دمای گازها در خروجی از سیلندر وابسته به شرایط کاری بین 400°C تا 700°C می‌باشد [2]، در حالی که این دما در خروجی لوله اگزوز به محیط در شرایط عملکردی مختلف بین 150°C تا 450°C است [20]. با توجه به این که میزان استفاده از انرژی اتلافی در دماهای بالاتر

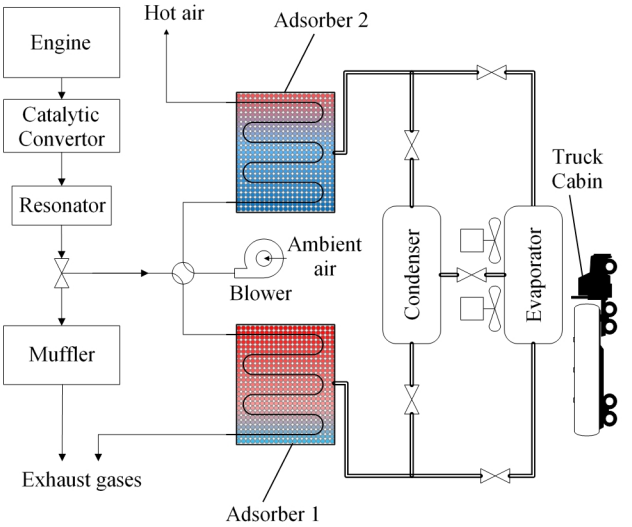

Fig. 1 Schematic diagram of adsorption cooling system powered by diesel engine exhaust gases

شکل 1 دیاگرام شماتیک سیستم تبرید جذب سطحی با به‌کارگیری حرارت اتلافی گازهای اگزوز موتور

بیشتر است و نیز امکان کارکرد سیستم جذب سطحی در شرایط حداقلی منبع حرارت مورد نظر می‌باشد، دمای گازهای اگزوز 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 حالی‌که در زمانی که از کلکتورهای خورشیدی استفاده می‌شود و دما در حدود 100-120°C است، جفت کربن‌اکتیو-آمونیاک مناسب است. همچنین اگر از گازهای اگزوز 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 اگزوز در نظر گرفته شده است، جفت جاذب و جذب‌شونده زئولیت 13x-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 موجب بهبود انتقال گرمای 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 به‌منظور مدل‌سازی مورد بررسی قرار می‌گیرد.

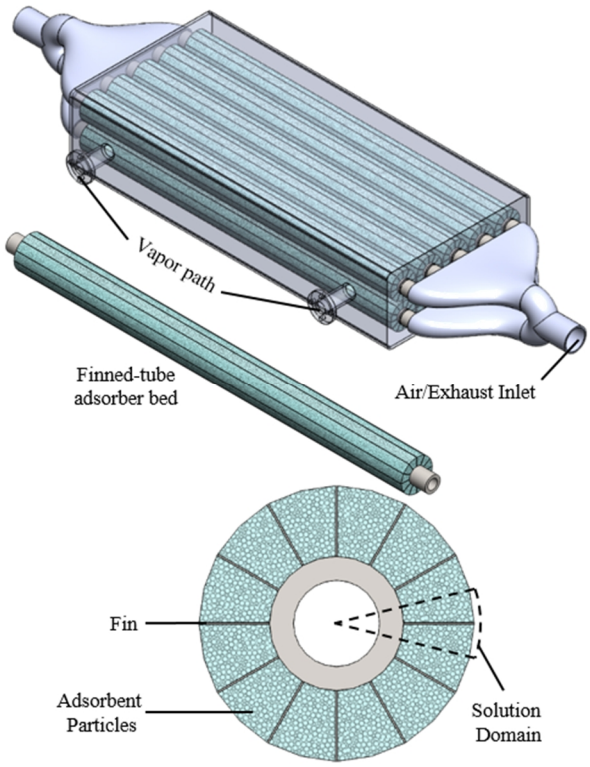

Fig. 2 Schematic of adsorber chamber and the finned-tubes as the adsorber beds

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

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 حرارتی در مرزهای بین دو حوزه راحت‌تر صورت گیرد. همچنین مقادیر پارامترهای مورد استفاده در مدل‌سازی و نیز خواص فیزیکی مربوط به جاذب زئولیت 13x در جدول 1 آورده شده است.

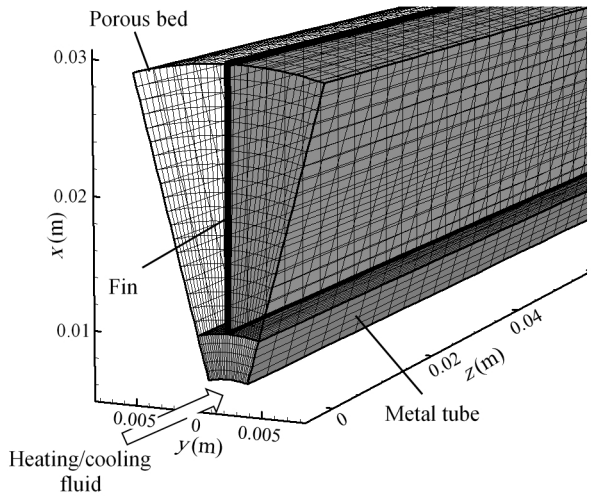

Fig. 3 Details of the control volumes in different solution domains

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 اگزوز

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

پارامتر	نماد	مقدار	واحد	مرجع
قطر خارجی لوله	D_o	19.05	mm	
طول لوله	L	0.5	m	
ضخامت فین	FT	0.5	mm	
تخلخل بستر	ε_b	0.3	-	
ضریب هدایت حرارتی معادل بستر	k_b	0.2	$Wm^{-1}K^{-1}$	[22]
دمای محیط	T_{amb}	35	°C	
دمای اواپراتور	T_{evap}	10	°C	
دمای کندانسور	T_{cond}	35	°C	
دمای سیال گرم ورودی	$T_{heating}$	400	°C	
دمای سیال سرد ورودی	$T_{cooling}$	35	°C	
تخلخل ذرات جاذب	ε_p	0.42	-	[23]
چگالی توده ذرات جاذب	ρ_b	689	$kg\,m^{-3}$	[24]
ظرفیت حرارت مخصوص ذرات جاذب	C_{p_b}	836	$J\,kg^{-1}K^{-1}$	[23]
انرژی فعال سازی پخش سطحی	E_a	2.8035×10^4	$J\,mol^{-1}$	[25]
ضریب ثابت پخش سطحی	D_{s0}	3.92×10^{-6}	m^2s^{-1}	[25]
گرمای جذب	ΔH	3.2×10^6	$J\,kg^{-1}$	[23]

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:

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

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

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

4- 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.

5- کندانسور و اواپراتور به صورت ایده آل فرض شده‌اند.

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

3-1- 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.

3-1-1- سیال ناقل انرژی

با توجه به این‌که 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 جابه‌جایی به انتقال حرارت هدایت در جهت محوری لوله، می‌توان از انتقال حرارت هدایت محوری سیال چشم پوشی کرد.

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

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 این‌که 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].

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

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

3-1-2- لوله فلزی

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

$$\int_{cv} \rho_t C_{p_t} \frac{\partial T_t}{\partial t} d\forall - \int_{cs} \left(k_t \vec{\nabla} T_t\right) \cdot \overrightarrow{dA} = 0 \quad (5)$$

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.

$$\int_{cv} \rho_{fin} C_{p_{fin}} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} d\forall - \int_{cs} \left(k_{fin} \vec{\nabla} T_{fin}\right) \cdot \overrightarrow{dA} = -Q_{fin,bed} \quad (6)$$

3-1-4- بستر جاذب

مهم‌ترین 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 برون ذره‌ای و درون ذره‌ای در نظر گرفته شده که در نتیجه پنج معادله اصلی انرژی، مومنتوم، پیوستگی، نیرو محرکه 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:

$$\int_{cv} \left(\rho C_p\right)_b \frac{\partial T_b}{\partial t} d\forall + \int_{cs} \left(\rho_g\, C_{p_g} \vec{u}_g\, T_b\right) \cdot \overrightarrow{dA} - \int_{cs} \left(k_b \vec{\nabla} T_b\right) \cdot \overrightarrow{dA} = \int_{cv} \rho_b \Delta H\, \frac{\partial w}{\partial t} d\forall \quad (7)$$

که در آن

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

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

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_b، ρ_g، ΔH و w 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 محرکه 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

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

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

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

در صورتی که جمله چشمه معادله انرژی بستر جاذب (رابطه (7)) مثبت فرض شود، بدین معنی است که جمله $\partial w/\partial t$ مثبت است و بستر در حال جذب مبرد است. در این حالت جمله چشمه معادله پیوستگی می‌بایست دارای علامت منفی باشد.

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

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

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

$$\int_{cv} \varepsilon_{total} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} d\forall - \int_{cs} \left(\rho_g \frac{K_d}{\mu} \vec{\nabla} P\right) \cdot \overrightarrow{dA} = -\int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} d\forall \quad (14)$$

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

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

3-1-5- محفظه

با توجه به این‌که لوله‌های فین دار درون محفظه قرار گرفته‌اند، بخار مبرد احیا شده برای ورود به کندانسور درون محفظه جمع می‌گردد. همچنین مبرد تبخیر شده در اواپراتور 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 اواپراتور می‌باشد. برای محاسبه فشار محفظه در مراحل جرم ثابت، ابتدا با انتگرال‌گیری دبی جرمی 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 چگالی بخار مبرد در محفظه، مقدار چگالی بخار محفظه در گام زمانی بعدی طبق رابطه (17) محاسبه می‌شود.

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

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

3-1-6- کنترل سیکل

در سیکل تبرید جذب سطحی مدت زمان مراحل جرم ثابت با زمان رسیدن فشار محفظه به فشار کندانسور و اواپراتور 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 معیاری مناسبی برای همه شرایط هندسی نمی‌باشد. از این‌رو زمان اتمام مراحل فشار ثابت براساس رسیدن 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 می‌شود [28,13,11].

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

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

که w_{eq}^{min} میزان جذب تعادلی مینیموم در شرایط فشار کندانسور و دمای سیال ناقل گرما ورودی به مبدل و w_{eq}^{max} میزان جذب تعادلی ماکزیموم که براساس فشار اواپراتور و دمای سیال خنک‌کننده ورودی است، محاسبه می‌شود.

3-1-7- عملکرد سیستم

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

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

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

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

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

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

3-2- 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 اواپراتور 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 به‌دست آید که میزان جذب اولیه برابر با جذب حداکثری که شرط اتمام مرحله چهارم سیکل (جذب فشار ثابت) است، باشد. دمای به‌دست آمده به‌عنوان دمای اولیه کل حوزه اعم از لوله، بستر، فین و محفظه در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به این‌که 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} لحاظ شده و با اعمال قانون بقای شار حرارتی تصحیح می‌شود. در سایر مرزها شرط گرادیان دمایی صفر اعمال می‌شود. برای معادله پیوستگی در حوزه بستر جاذب همه‌ی مرزها به جز سطح مشترک بستر و محفظه، شرط گرادیان فشار صفر برقرار است. در سطح 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 اواپراتور می‌باشد.

3-3- روش حل و اعتبارسنجی

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

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 به‌صورت همزمان حل می‌شوند. حل معادلات توسط 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 به‌دست 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 به‌دست 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 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 به‌ازای تعداد فین‌های مختلف نشان داده شده است.

در "شکل 6" تغییرات ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص سیستم برحسب 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 اواپراتور 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 اواپراتور نیز بیشتر می‌شود. باید به این نکته توجه داشت که از انرژی حرارتی ورودی تنها آن بخشی که صرف احیا مبرد یا اصطلاحا تامین کننده گرمای جذب است، مستقیما 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 حرارت ها در مرحله خنک شدن بستر می‌بایست 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 قابل‌توجه‌تر 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 اواپراتور پیدا می‌کند و در نتیجه افرایش ارتفاع فین می‌تواند منجر به بالا رفتن توان تبرید مخصوص شود. اما از سوی دیگر، افزایش ارتفاع فین موجب افزایش زمان سیکل می‌شود. با توجه به تعریف توان تبرید مخصوص (رابطه 21) می‌توان گفت افزایش جرم و زمان سیکل تاثیر بیشتری نسبت به افزایش

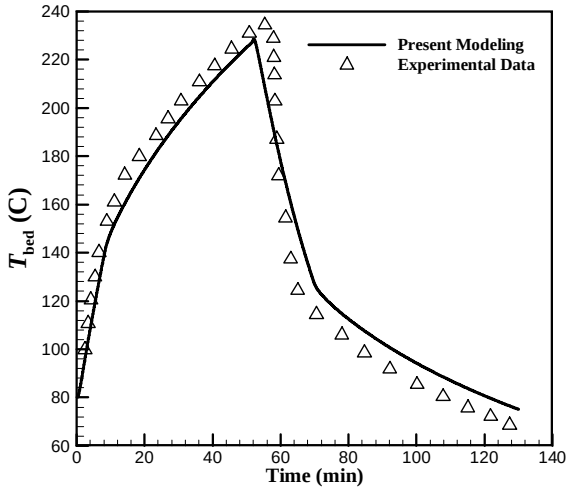

Fig. 4 Comparison of a specific bed point temperature variation with the experimental results along a cycle

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

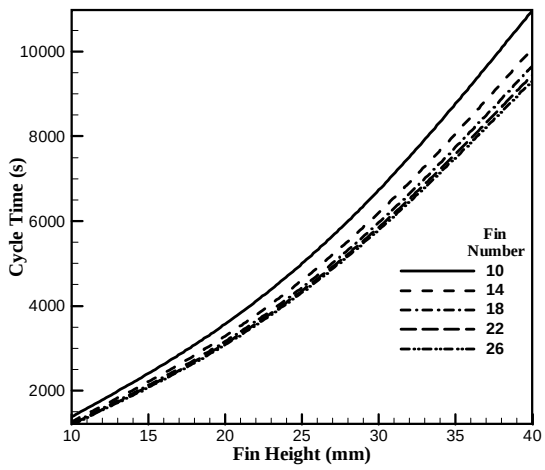

Fig. 5 Variations of the cycle time with fin height for different fin numbers

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

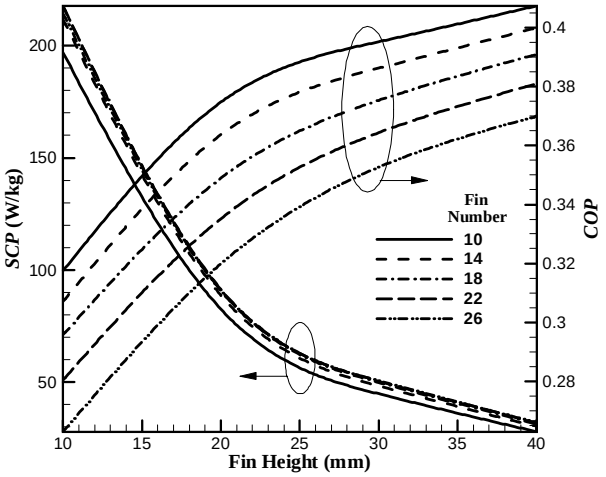

Fig. 6 Variations of the COP and SCP with fin height for different fin numbers

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

ظرفیت جذب داشته و نهایتا 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 بستـر یا جرم مواد جاذب بسیار کم شود و ظرفیت جذب را کاهش دهد. در این چنین حالتی برای تامین سرمایش مورد نظر معینی، طول لوله‌های فین‌دار به صورت قابل‌توجهی طویل و محفظه حجیم و بزرگ خواهد شد.

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 نسبتا 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 نکنند و ممکن است مبردی که از ذرات نزدیک سطوح فلزی احیا می‌شود، در ذرات دورتر از سطوح فلزی که دمای

نسبتا کمتری دارنـد مجـددا جذب شود. در چنین حـالتی میـزان مبرد کمتـری در سیـکل 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 فین بر توزیع دمای لوله فلزی، فین و بستر جاذب مشاهده می‌شود. با افزایش تعداد فین‌ها، نه تنها توزیع حرارت 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 می‌بـاشد، افزایش تعداد فین‌هـای 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 به‌کار 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 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 بهینه‌ای برای مبدل وجود داشته باشد که به ازای آن تعداد فین توان تبرید مخصوص مقدار بیشینه‌ای داشته باشد. در "شکل 8" تغییرات زمان سیکل و توان تبرید مخصوص سیستم برحسب تعداد فین‌های قرار گرفته بر روی لوله و به ازای ارتفاع فین‌های مختلف نشان داده شده است.

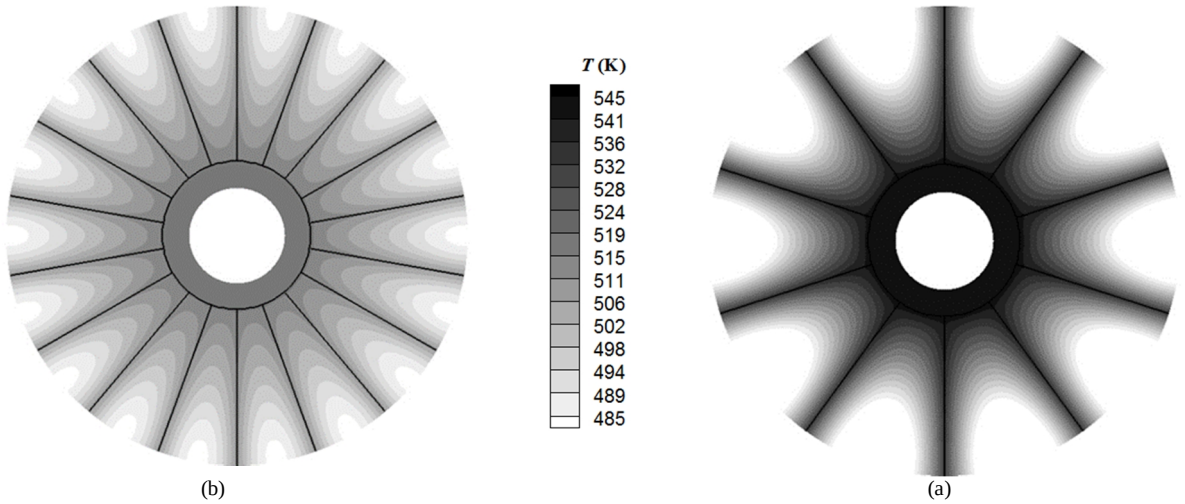

Fig. 7 Temperature contours of adsorber bed with: (a) 10 fins, (b) 18 fins; at the end of isobaric desorption phase

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

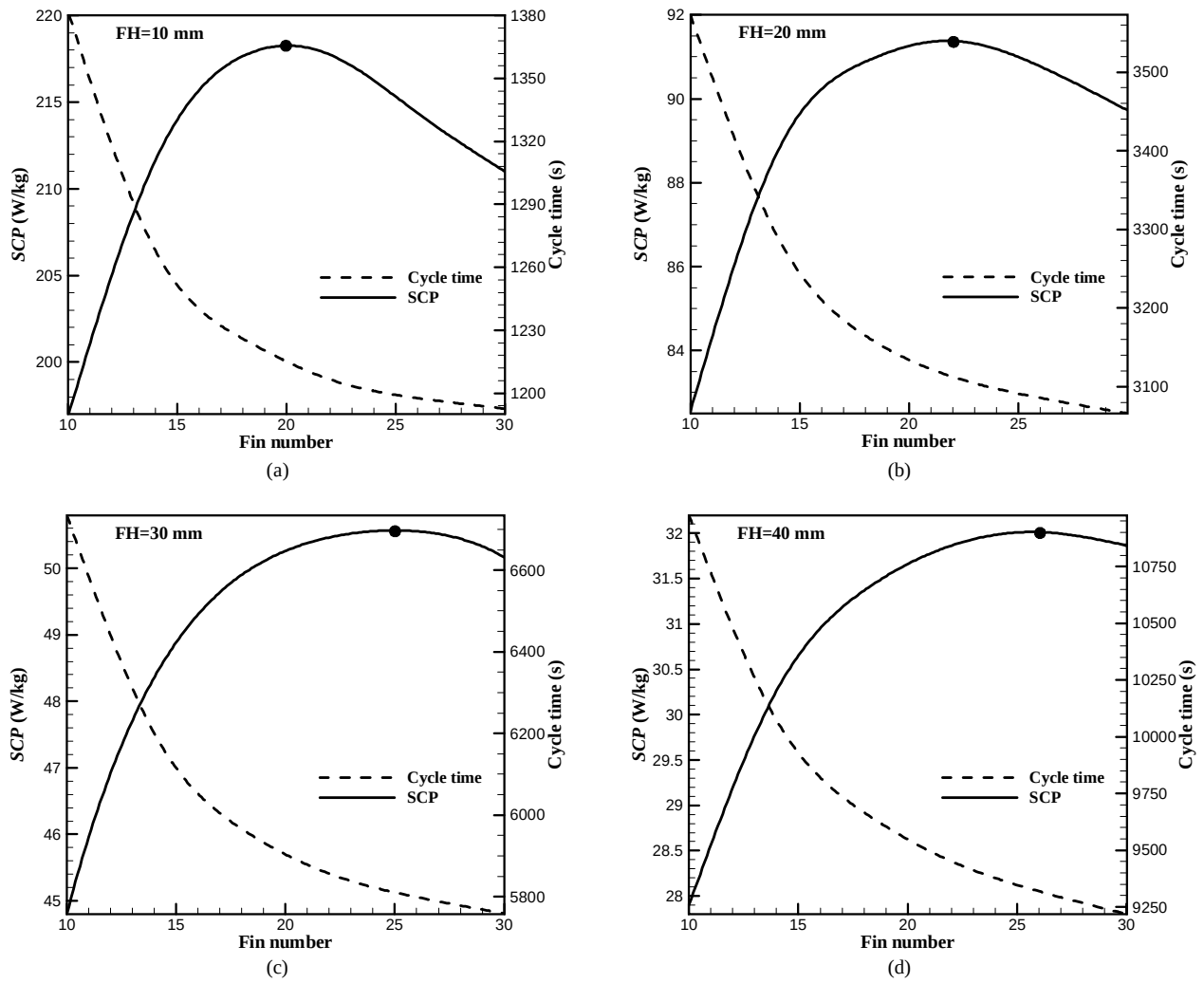

Fig. 8 Variation of cycle time and SCP with fin number for the fin heights of: (a) 10 mm, (b) 20 mm, (c) 30 mm, (d) 40 mm

شکل 8 تغییرات زمان سیکل و توان سرمایش مخصوص سیستم برحسب تعداد فین و به ازای ارتفاع فین‌های: (a) 10 mm، (b) 20 mm، (c) 30 mm، (d) 40 mm

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 وابسته 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 به‌ازای آن توان سرمایش مخصوص بیشینه است، 20 عدد می‌باشد.

یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار در عملکرد سیستم های 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 مقاومت های 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 کندتر اتفاق می‌افتد یا 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

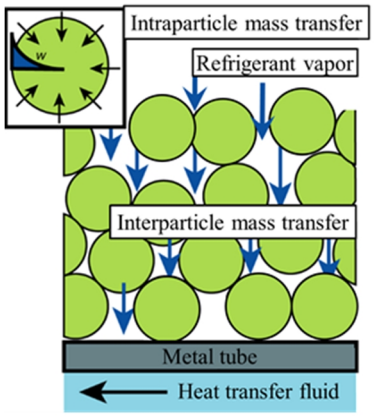

Fig. 9 Schematic of intraparticle and interparticle mass transfer of refrigerant vapor through the adsorber bed

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

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 می‌بایست در مدل‌سازی‌ها ملاحظاتی در نظر گرفت. نیازمند و همکارانش [28] تاثیر 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 بستری با کوچکترین ابعاد و بزرگترین قطر ذرات (0.8 mm) که بیشترین خطا را در فرض تخلخل ثابت دارد، میزان اختلاف SCP در حالت تخلخل ثابت و 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 تعییرات قطر ذرات جاذب و نیز دقت نسبتا قابل قبول فرض تخلخل ثابت، در این پژوهش نیز از فرض تخلخل ثابت استفاده شده است. همچنین مدل نیرو محرکه خطی (معادله 10) که نرخ جذب و احیا را با در نظر گرفتن مقاومت انتقال جرم درون ذره‌ای مدل‌سازی می‌کند، تقریبی از معادله دقیق‌تر فیکیان می‌باشد. از آن‌جا که استفاده از مدل فیکیان برای کل فرایندهای سیکل میزان محاسبات را به طور قابل‌توجهی افزایش می‌دهد، پژوهشگران بیشتر از مدل نیرو محرکه خطی کمک می‌گیرند. دقت این مدل تابع قطر ذرات جاذب می‌باشد که نیازمند و همکارانش [28] خطای استفاده از مدل نیرو محرکه خطی نسبت به معادله دقیق فیکیان را برای قطرهای 0.8-0.1 میلی‌متر در حدود 2 درصد محاسبه کردند. از این رو 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 برحسب 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 می‌بایست 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، به‌صورت 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

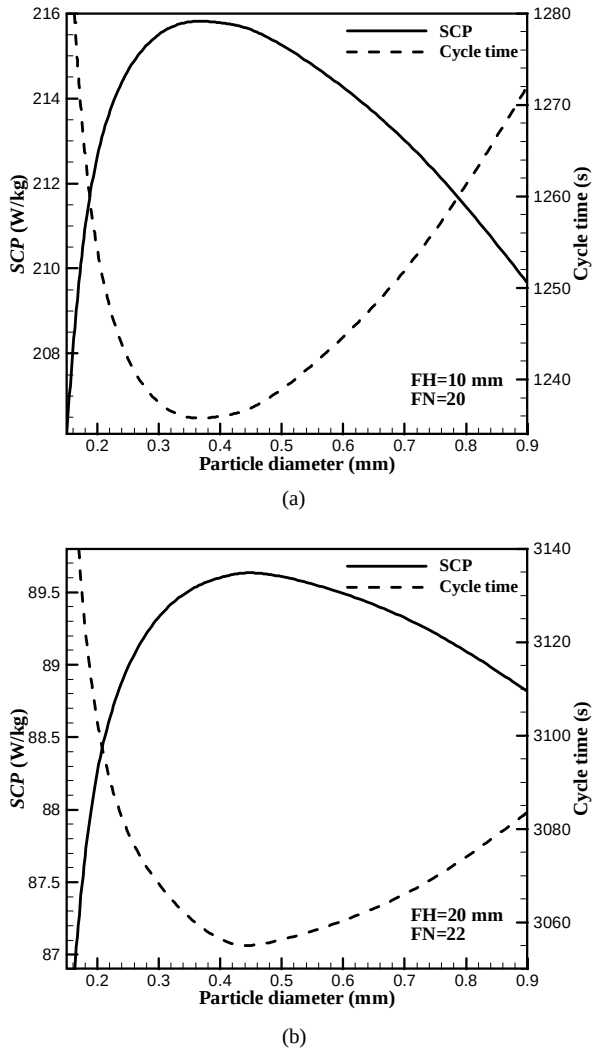

Fig. 10 Variation of cycle time and SCP with adsorbent particle diameter for the fin heights of: (a) 10 mm, (b) 20 mm

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

تعداد فین‌های طولی نیز به‌عنوان 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 منجربه 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 به‌دست 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 تاثیر قطر ذرات

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 0.4-0.3 میلی‌متر قطر بهینه بستر جاذب است.

6- فهرست علایم

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه، $(J\,kg^{-1}K^{-1})$
D_i	قطر داخلی لوله (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی $(Wm^{-2}K^{-1})$
K_d	نفوذپذیری بستر جاذب (m^2)
L_v	گرمای نهان تبخیر مبرد (J/kg)
$\dot{m}_g$	دبی جرمی بخار مبرد (kg/s)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	سرعت (ms^{-1})
w	مقدار جذب شده در واحد جرم جاذب (kg/kg_b)
w_{eq}	مقدار جذب تعادلی (kg/kg_b)

علایم یونانی

ε	تخلخل
μ	لزجت دینامیکی $(kgm^{-1}s^{-1})$
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیرنویس‌ها

b	بستر جاذب
cham	محفظه
f	سیال ناقل حرارت
fin	فین
g	مبرد در فاز گاز
p	ذرات جاذب
t	لوله

7- تقدیر و تشکر

از کمک‌های مالی دانشگاه فردوسی مشهد در انجام این پروژه تقدیر و تشکر می‌گردد. همچنین بخشی از محاسبات این تحقیق در مرکز محاسبات سنگین دانشگاه فردوسی مشهد انجام شد که بدین وسیله تشکر می‌شود.

8- مراجع

[1] W.-D. Wu, H. Zhang, C.-l. 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.

[2] 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.

[3] 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.

[4] A. Sharafian, M. Bahrami, Critical analysis of thermodynamic cycle modeling of adsorption cooling systems for light-duty vehicle 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 فارسی)

[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 فارسی)

[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. Azarfar, 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 فارسی)

[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 فارسی)

[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.

[25]K. Chan, C. Y. Chao, G. Sze-To, K. S. Hui, Performance predictions for a new zeolite 13X/CaCl 2 composite adsorbent for adsorption cooling systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 11, pp. 3214-3224, 2012.

[26]A. de Klerk, 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 components, *Journal of Chemical & Engineering Data*, Vol. 54, No. 10, pp. 2839-2844, 2009.

[28]H. Niazmand, 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