



بررسی عددی تأثیر ساختار هندسی مبدل گرمایی صفحه-تخت بر عملکرد چیلر جذب سطحی

میلاذ محمدزاده کوثری¹، سید بهزاد گل‌پرور¹، حمید نیازمند^{2*}

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

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 14 مرداد 1395

پذیرش: 04 آبان 1395

ارائه در سایت: 28 آذر 1395

کلید واژگان:

چیلر جذب سطحی

بستر جاذب

مبدل صفحه-تخت

مدل سازی عددی

چکیده

در این پژوهش با استفاده از مدل پارامترهای توزیع شده، برای نخستین بار بستر جاذب یک چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت دارای فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای با جفت‌کاری سیلیکاتل SWS-1L-آب به صورت سه بعدی و به روش حجم محدود شبیه سازی شده است. به منظور شناخت بهتر رفتار دینامیکی بستر، در ابتدا تأثیر برخی از پارامترهای مهم بر عملکرد سیستم از جمله تغییرات میانگین فشار، دما و جذب لحظه‌ای بستر بر حسب زمان چرخه بررسی شده است. در ادامه یک مطالعه مقایسه‌ای جامع با مشخصه‌ی جرمی و طولی برابر، بین دو آرایش هندسی متفاوت از بسترهای جاذب با فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای انجام گرفته است. بدین منظور توزیع دما، جذب لحظه‌ای و فشار درون بستر به همراه الگوهای جریان بخار مبرد در زمان اتمام فرایندهای گرمایشی چرخه بعلاوه‌ی تأثیر ارتفاع و فاصله‌ی بین فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای بر عملکرد سیستم ارزیابی شده است. در این بررسی در طول بستر ثابت 20mm، محدوده‌ی تغییرات ارتفاع فین 8-20mm و فاصله‌ی بین فین‌ها 3-12mm در نظر گرفته شده است. نتایج نشان داد، عملکرد بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای به استثنای شرایطی که متوسط فاصله‌ی بین فین‌ها 3mm و ارتفاع فین‌ها 14 و 20mm است، مشابه یکدیگر می‌باشند و در مشخصات هندسی اشاره شده، توان سرمایش مخصوص (SCP) بسترهای مستطیلی تقریباً 5% و 17% (به ترتیب برای ارتفاع فین 14 و 20mm) بهتر از بسترهای دوزنقه‌ای است. بیشترین و کمترین SCP چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت، به ترتیب 882 و 163 W/kg برای کوچکترین و بزرگترین حجم بستر و شرایط در نظر گرفته شده در این پژوهش به دست آمد.

Numerical investigation on the effect of flat-tube heat exchanger geometrical structure on the performance of adsorption chiller

Milad Mohammadzadeh Kowsari, Seyyed Behzad Golparvar, 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 04 August 2016

Accepted 25 October 2016

Available Online 18 December 2016

Keywords:

Adsorption chiller

Adsorbent bed

Flat-tube heat exchanger

Numerical modeling

ABSTRACT

In the present study, for the first time, adsorbent bed of SWS-1L/water adsorption chiller with rectangular and trapezoidal finned flat-tube heat exchanger has been simulated three dimensionally based on the distributed parameters model and finite volume method. Effects of some important parameters on the chiller performance such as bed averaged pressure, temperature and uptake variations with cycle time have been examined for better understanding of bed dynamic behavior. Also, a comparative study between two different configurations of adsorbent bed including rectangular and trapezoidal fins has been conducted based on identical length and adsorbent mass. For this purpose, bed temperature, uptake and pressure distributions as well as the vapor flow patterns at the end of heating cycle phases and also effects of fin height and spacing on the system performance have been studied. In this investigation at fixed bed length of 20mm, fin height and spacing variations have been examined in the range of 8-20mm and 3-12mm, respectively. Results indicated that the system performance with rectangular and trapezoidal adsorbent beds are almost similar except for those conditions in which fin spacing is 3mm and fin height is 14, 20mm. For the mentioned dimensions, the specific cooling power (SCP) of rectangular beds is almost 5% and 17% (for fin heights of 14 and 20mm, respectively) better than those of trapezoidal beds. Maximum and minimum SCP of adsorption chiller with flat-tube heat exchanger were obtained about 882 and 163W/kg for the smallest and the largest bed geometry and operating conditions considered in this study.

1- مقدمه

افزایش روز افزون نیاز به انرژی و تغییرات آب و هوایی به وجود آمده در اثر

Please cite this article using:

M. Mohammadzadeh Kowsari, S. B. Golparvar, H. Niazmand, Numerical investigation on the effect of flat-tube heat exchanger geometrical structure on the performance of adsorption chiller, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 345-356, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

• مقاومت‌های انتقال گرما و انتقال جرم لایه‌ی جاذب ناچیز می‌باشند ولی انتقال گرما و جرم بین بستر جاذب و محیط در نظر گرفته می‌شود.

مدل‌های انتقال گرما و جرم با در نظر گرفتن مقاومت‌های انتقال از این ویژگی برخوردارند که توزیع زمانی مناسبی از پارامترهایی چون دما، فشار و جذب را در نقاط مختلف بستر ارائه دهند که از این رو دقیق‌ترین مدل در بین مدل‌های دیگر می‌باشند. به طور کلی این مدل‌ها دربرگیرنده‌ی چهار معادله‌ی حاکم اصلی به صورت معادلات دیفرانسیلی جزئی شامل معادله موازنه انرژی، معادله بقای جرم، معادله مومنتم و معادله حالت می‌باشند. به سبب پیچیدگی معادلات کوپل‌شده‌ی انتقال گرما و جرم، به طور کلی امکان حل تحلیلی برای این معادلات وجود ندارد و روش‌های حل عددی تنها امکان جایگزین برای شبیه‌سازی بسترهای جاذب می‌باشند، اگرچه زمان محاسبات عددی برای این مدل‌ها نسبتاً سنگین و قابل ملاحظه است [3,4]. از آنجا که در این مقاله از مدل پارامترهای توزیع‌شده برای مدل‌سازی عددی یک چیلر جذب سطحی با نوع خاصی از مبدل بستر جاذب استفاده شده است، لذا در ادامه به برخی از مطالعات انجام گرفته در حوزه‌ی مدل‌های انتقال گرما و جرم اشاره می‌شود.

علم و همکاران [6] در یک مطالعه عددی، عملکرد یک سیستم تبرید جذب سطحی دو بستره بدون فین را با جفت‌کاری سیلیکاژل-آب بررسی نمودند. در این مطالعه، به منظور بررسی تأثیر زمان تعویضی بین بسترها بر عملکرد سیستم، یک عدد بی‌بعد به نام بسامد تعویضی⁸ معرفی شد و به ازای چهار پارامتر موثر در طراحی مبدل گرمایی، مقدار بهینه‌ی آن ارائه شد. نتایج نشان داد که پیکربندی مبدل گرمایی تأثیر زیادی بر زمان چرخه‌ی سیستم دارد و چنانچه زمان چرخه فراتر از مقدار بهینه‌ی آن تنظیم شود، عملکرد سیستم دچار افت می‌شود.

لواجاری و همکاران [7] به بررسی تأثیر وجود و همچنین ابعاد فین‌های خارجی پیرامون بستر استوانه‌ای بر عملکرد یک سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی پرداختند. نتایج مشخص کرد، بستر دارای فین از دمای بیشینه‌ی بیشتر، قطر بهینه‌ی بزرگتر، جرم به گردش درآمده‌ی قابل توجه‌تر و در نتیجه عملکرد بهتری نسبت به بستر بدون فین برخوردار است.

نیازمند و داب‌زاده [8] برای مطالعه‌ی عددی یک چیلر جذب سطحی با بستر استوانه‌ای و فین‌های حلقوی از جفت‌کاری سیلیکاژل-RD-آب استفاده کردند. مدل‌سازی بستر جاذب در مطالعه‌ی آن‌ها به صورت دوبعدی در نظر گرفته شد و به بررسی تأثیر پیکربندی بستر شامل ارتفاع بستر، فاصله‌ی بین فین‌ها و همچنین قطر ذرات جاذب بر عملکرد سیستم پرداخته شد. نتایج آن‌ها نشان داد، به طور کلی برای دستیابی به یک توان سرمایش کل معین، استفاده از فین می‌تواند اندازه‌ی بستر را به طور چشمگیری کاهش دهد، اگرچه فین‌ها ضریب کارکرد⁹ سیستم را کاهش می‌دهند. بعلاوه برای هر بستر با پیکربندی مشخص، یک قطر بهینه برای دستیابی به ضریب کارکرد و توان سرمایش مخصوص بیشینه وجود دارد.

مهدوی‌خواه و نیازمند [9] با استفاده از جفت سیلیکاژل-SWS-1L-آب در یک مدل‌سازی سه‌بعدی، اهمیت هندسه‌ی بستر دارای فین‌های صفحه‌ای بر عملکرد سیستم جذب سطحی را بررسی نمودند. آن‌ها در پژوهشی دیگر معیاری را برای در نظر گرفتن توزیع فشار یکنواخت یا غیریکنواخت درون بستر جاذب ارائه نمودند [10]. نیازمند و همکاران [11] در ادامه‌ی مطالعه‌ی

استفاده از سیستم‌های تبرید مرسوم، دلایلی کافی برای مطالعه و بکارگیری سیستم‌هایی است که از منابع انرژی تجدیدپذیر و انرژی گرمایی تلف‌شده استفاده می‌کنند. بر اساس تخمین برآورده شده توسط موسسه بین‌المللی تبرید در پاریس، تقریباً 15% از کل برق تولیدی در سراسر جهان صرف فرایندهای گوناگون تبرید و تهویه مطبوع می‌شود [1]. سیستم‌های تبرید تراکمی بخار مرسوم از انرژی برق زیادی استفاده می‌کنند که موجب اتمام منابع سوخت فسیلی گران‌بها می‌شوند. همچنین مبردهای استفاده شده در این سیستم‌ها به انتشار گازهای گلخانه‌ای نیز کمک می‌کنند. برخی از این مبردها مانند کلروفلوروکربن‌ها و هیدروکلروفلوروکربن‌ها دارای اثر تخریبی روی لایه‌ی اوزون [1] و هیدروفلوروکربن‌ها عامل گرمایش جهانی هستند [2]. از این رو برای رفع مشکلات فوق، سیستم‌های تبرید جذب سطحی¹ مورد توجه ویژه پژوهشگران قرار گرفته‌اند. اگرچه، ضعف اصلی سیستم‌های جذب سطحی، توان سرمایش مخصوص² نسبتاً پایین به دلیل انتقال گرما و جرم ضعیف درون بستر جذب³ است. از این رو، بهبود فرایندهای انتقال گرما و جرم درون بستر جاذب با استفاده از سطوح گسترش یافته مانند فین‌ها به عنوان یک موضوع حائز اهمیت در زمینه‌ی طراحی چیلرهای جذب سطحی مطرح می‌شود.

با توجه به کثرت پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد چیلرهای جذب سطحی، مطالعه و بهینه‌سازی این سیستم‌ها نسبت به هر یک از این پارامترها با ساخت نمونه‌های آزمایشگاهی متعدد مقرون به صرفه نخواهد بود. بنابراین مدل‌سازی عددی می‌تواند به عنوان جایگزینی قابل قبول در این حوزه مطرح شود. مطالعات عددی در زمینه طراحی چیلرهای جذب سطحی را می‌توان از نظر دقت و پیچیدگی مدل‌سازی جزئیات فرایندهای انتقال گرما و انتقال جرم سیستم، به سه دسته کلی تقسیم نمود [3,4]: مدل ترمودینامیکی، مدل پارامترهای متمرکز⁴ و مدل پارامترهای توزیع‌شده⁵ (مدل انتقال گرما و انتقال جرم).

در مدل ترمودینامیکی جزئیات فرایندهای انتقال گرما و انتقال جرم در بستر جاذب در نظر گرفته نمی‌شوند و تنها به تحلیل قوانین اول و دوم پرداخته می‌شود. همچنین فرض می‌شود که جاذب⁶ و جذب‌شونده⁷ همواره در تعادل ترمودینامیکی هستند. این مدل‌ها معمولاً به صورت معادلات جبری نسبتاً ساده بر اساس سیستم حالت پایا بیان می‌شوند و در تحلیل کیفی یا شبه کیفی سیستم مفید می‌باشند [3,4].

برخلاف مدل ترمودینامیکی، مدل متمرکز از نظر زمانی مدلی گذراست و معمولاً به صورت معادلات دیفرانسیلی معمولی بیان می‌شود. معادلات اصلی در مدل پارامترهای متمرکز معمولاً موازنه انرژی، موازنه جرم و جذب تعادلی می‌باشند [3-5]. به منظور ساده‌سازی تحلیل بر اساس این مدل عموماً فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- دمای بستر جاذب یکنواخت است.
- مبرد (جذب‌شونده یا سیال کاری) بصورت یکنواخت در بستر جاذب جذب می‌شود و به صورت غلظت متوسط می‌تواند توصیف شود.
- سرعت جذب بالا بوده و در هر لحظه فازهای جامد و گاز در تعادل ترمودینامیکی می‌باشند.

¹ Adsorption cooling system

² SCP: Specific cooling power

³ Adsorbent bed

⁴ Lumped parameters model

⁵ Distributed parameters model

⁶ Adsorbent

⁷ Adsorbate

⁸ Switching frequency

⁹ COP: Coefficient of performance

پیشین [9] به منظور شناسایی شکل هندسی مناسب‌تر فین، یک مطالعه‌ی مقایسه‌ای هندسی جامع بر روی فین‌های صفحه‌ای مربعی و حلقوی انجام دادند. در مطالعه‌ای دیگر طالبیان و همکاران [12] به تحلیل اگزورزی بستر جاذب پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بیشترین تخریب اگزورزی در مرحله احیای فشار ثابت رخ می‌دهد. نیازمند و همکاران [13] در ادامه‌ی مطالعات خود به بررسی تأثیر هندسه‌ی بستر و دمای سیال ناقل گرمای ورودی بر روی قطر بهینه‌ی ذرات جاذب سیلیکاژل پرداختند. نتایج نشان داد که عملکرد بهینه سیستم به ازای تمامی حالات مختلف بررسی‌شده در مطالعه‌ی آن‌ها، در محدوده‌ی قطر ذرات بین 0.2 تا 0.3 میلی‌متر حاصل می‌شود. آذرفر و همکاران [14] در ادامه‌ی تحقیقات پیشین با توجه به پایین بودن ضریب انتقال گرمای رسانشی مواد جاذب، تأثیر افزودن ذرات فلزی بر بهبود انتقال گرمای بستر را بررسی نمودند. گل‌پرور و همکاران [15] در پژوهش خود عملکرد دو سیستم تبرید جذب سطحی با منابع حرارت اتلافی موتور شامل سیستم‌های اگزورزی و آب رادیاتوری را مورد ارزیابی قرار داده و نشان دادند که سیستم اگزورزی نه تنها در تولید سرمایش توانمندتر است بلکه در شرایط محیطی متغیر نیز عملکرد بهتری دارد.

سولماس و همکاران [16] با استفاده از جفت‌کاری سیلیکاژل-آب به بررسی تأثیر شرایط عملکردی سیستم بر مقدار جذب میانگین درون بستر جاذب استوانه‌ای بدون فین در طول فرایند جذب پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که مقدار میرد به گردش درآمده در سیستم، با افزایش فشار اواپراتور و دمای منبع گرم و با کاهش فشار کندانسور و دمای منبع سرد، افزایش می‌یابد. بعلاوه، مدت زمان فرایند جذب، بیشتر از مقاومت‌های انتقال جرم به مقاومت‌های انتقال گرما حساس است. نتیجه دیگر آن‌ها این بود که برای رسیدن به شرایط تعادلی در مدت زمانی کوتاه و در نتیجه برای دستیابی به توان سرمایش مخصوص بهتر، نیاز است که مقاومت‌های رسانشی و همرفتی کاهش یابند.

با توجه به پژوهش‌های بیان‌شده، مشخصات هندسی مبدل گرمایی جذب سطحی و شرایط عملکردی سیستم از اهمیت زیادی در طراحی سیستم‌های تبرید جذب سطحی برخوردارند. نوع متفاوتی از مبدل‌های گرمایی، مبدل‌های صفحه-تخت¹ هستند که از سطوح انتقال گرمای زیادی برخوردارند و از این رو، استفاده از آن‌ها به عنوان مبدل‌های جذب سطحی قابل توجه است. سانتاماریا و همکاران [17] در یک مطالعه‌ی آزمایشگاهی به بررسی رفتار دینامیکی یک چیلر جذب سطحی دارای مبدل صفحه-تخت با فین‌های دوزنقه‌ای و مقایسه‌ی آن با یک مبدل ایده‌آل شامل دانه‌های جاذب آزاد قرارگرفته بر روی یک صفحه‌ی فلزی تحت فرایندهای فشار ثابت پرداختند. آن‌ها اثبات نمودند که مبدل خاص انتخاب شده در پژوهش آن‌ها کاملاً کارآمد بوده، چرا که توان سرمایش مخصوصی در حدود 50~66% توان سرمایش مخصوص مبدل ایده‌آل را داراست.

هدف از این مقاله، بررسی تأثیر ارتفاع و فاصله‌ی بین فین‌ها در مبدل‌های صفحه-تخت بر عملکرد یک چیلر جذب سطحی تک بستره است. بدین منظور برای نخستین بار از یک مدل سه‌بعدی و با در نظر گرفتن هر دو نوع مقاومت انتقال جرم درون‌ذره‌ای² و برون‌ذره‌ای³ برای شبیه‌سازی بستر مبدل‌های مذکور استفاده شده است. بعلاوه، سیلیکاژل SWS-1L به عنوان جاذب و آب به عنوان جاذب‌شونده در نظر گرفته شده است. به منظور شناخت رفتار دینامیکی بستر، در ابتدا تغییرات میانگین فشار، دما و جذب لحظه‌ای

2- مدل‌سازی عددی

در کاربردهای عملی برای بستر مواد جاذب از یک مبدل گرمایی استفاده می‌شود و ذرات جاذب در اطراف لوله‌ی حاوی سیال ناقل گرما و در بین فین‌ها (در صورت وجود) قرار می‌گیرند. سیال حامل انرژی عبوری از داخل لوله‌ی فلزی بر اساس شرایط چرخه موجب گرمایش یا سرمایش لوله و فین‌ها و در نتیجه مواد جاذب بستر شده که منجر به احیا یا جذب میرد می‌شود. قابل ذکر است که مبدل در یک محفظه قرار می‌گیرد و بخارهای میرد در آن جمع می‌گردد. به منظور مدل‌سازی عددی یک چرخه‌ی جذب سطحی ابتدا لازم است که هندسه‌ی مناسب مبدل گرمایی براساس هندسه واقعی شبیه‌سازی شود. در این پژوهش به دلیل وجود تقارن تقریبی در هندسه و شرایط مرزی مبدل مورد مطالعه، تنها مدل‌سازی بخش کوچکی از آن به عنوان محدوده‌ی حل عددی در نظر گرفته می‌شود. شایان ذکر است که نیازمند و همکاران [11] نشان دادند که با در نظر گرفتن قسمت کوچکی از بستر جاذب شامل سه فین، عملکرد سیستم به خوبی مدل‌سازی یک بستر واقعی شامل پنجاه فین پیش‌بینی می‌شود. پس از ایجاد هندسه‌ی مناسب، می‌بایست معادلات انتقال گرمای مربوط به حوزه‌های سیال ناقل گرما، کانال فلزی و فین‌ها به همراه معادلات انتقال گرما و انتقال جرم مربوط به مواد جاذب و سیال میرد به صورت همزمان حل شوند. در شکل 1 یک نمونه‌ی واقعی از مبدل صفحه-تخت با فین‌های دوزنقه‌ای و در شکل 2 فرایندهای انتقال گرما و جرم مبدل مذکور به تصویر کشیده شده است. محدوده‌ی حل عددی نیز در شکل 3 نشان داده شده است.

2-1- فرضیات مدل‌سازی

در این پژوهش از فرضیات زیر استفاده شده است [8-11,13]:

- 1- سیال عامل در فاز جذب‌شده به صورت مایع و در فاز احیاشده به صورت گاز کامل در نظر گرفته شده است.
- 2- تمامی ذرات جاذب کروی شکل بوده و دارای خواص یکسانی در جهات مختلف هستند که به صورت یکنواخت در بستر توزیع شده‌اند.
- 3- بین ذرات جاذب، سیال عامل جذب‌شده و بخار احیاشده تعادل دمایی وجود دارد.
- 4- به استثنای چگالی بخار میرد، سایر خواص سیال عامل، خواص سیال ناقل گرما، کانال فلزی، فین‌ها و مواد جاذب ثابت در نظر گرفته شده است.
- 5- فشار ترمودینامیکی و دمای محفظه‌ی حاوی بستر جاذب نسبت به مکان یکنواخت و نسبت به زمان متغیر است. در حالیکه فشار و دمای بستر جاذب تابعی از مکان و زمان می‌باشد.

2-2- معادلات حاکم

بر اساس فرضیات بیان شده، معادلات حاکم برای سیال حامل انرژی، کانال

¹ Flat-tube heat exchanger

² Intra-particle mass transfer resistance

³ Inter-particle resistance

$$\int_{cv} (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho C_p \vec{u} T)_f \cdot d\vec{A} = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_f \cdot d\vec{A} + S_{f-CHAN} \quad (1)$$

2-2-2-2 کانال فلزی

معادله انرژی کانال آلومینیومی به صورت معادله رسانش گذرای سه بعدی می باشد و به شکل رابطه (2) بیان می شود:

$$\int_{cv} (\rho C_p)_{chan} \frac{\partial T_{chan}}{\partial t} dV = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_{chan} \cdot d\vec{A} \quad (2)$$

2-2-2-3 فین ها

موازنه انرژی برای فین های آلومینیومی به دلیل ضخامت ناچیز فین ها به صورت متمرکز در جهت ضخامت فین و به صورت دوبعدی در جهت های دیگر حل می شود (رابطه 3).

$$\int_{cv} (\rho C_p)_{fin} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} dV = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_{fin} \cdot d\vec{A} + S_{chan-fin} + S_{fin-b} \quad (3)$$

2-2-2-4 بستر مواد جاذب

معادله بقای انرژی بستر جاذب با فرض اتلاف ویسکوز ناچیز به صورت رابطه (4) نوشته می شود:

$$\int_{cv} \rho C_p \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho_g C_{p,g} \vec{u}_g T_b) \cdot d\vec{A} = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_b \cdot d\vec{A} + \int_{cv} \rho_b \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (4)$$

که در آن ρC_p ظرفیت گرمایش کلی بستر و ΔH و $\partial w / \partial t$ به ترتیب گرمای جذب و نرخ جذب می باشند.

$$\rho C_p = \varepsilon_t (\rho C_p)_g + \rho_b (1 + w) C_{p(s,a)} \quad (5)$$

$C_{p(s,a)}$ گرمای ویژه جفت جاذب/جذب شونده است [19] و ε_t تخلخل کلی بستر می باشد که با رابطه (6) محاسبه می شود:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_b + (1 - \varepsilon_b) \varepsilon_p \quad (6)$$

برای محاسبه نرخ جذب می توان از مدل نیرو محرکه ی خطی¹ استفاده نمود. این مدل در واقع مقاومت درون ذره ای برای جذب و احیای سیال عامل را در نظر می گیرد [20,9].

$$\frac{dw}{dt} = \left[\frac{15 D_{so} \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T_b}\right)}{R_p^2} \right] (w^* - w) \quad (7)$$

که w^* و w به ترتیب مقادیر جذب تعادلی و جذب لحظه ای می باشند. مقادیر w^* و ΔH براساس تئوری پتانسیل پلانی² برای جفت کاری سیلیکاژل SWS-1L-آب محاسبه می شوند [21].

معادله پیوستگی برای سیال عامل به صورت رابطه (8) می باشد:

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho \vec{u})_g \cdot d\vec{A} + \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0 \quad (8)$$

سرعت بخار در بستر با استفاده از قانون دارسی با روابط (9,10) محاسبه می شود [22]:

$$\vec{u}_g = -\frac{K_d}{\mu_g} \vec{\nabla} P \quad (9)$$

¹ LDF: Linear driving force model

² Polanyi potential theory

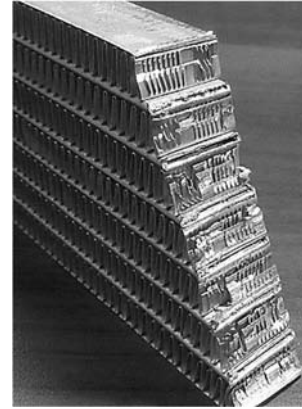


Fig. 1 Real trapezoidal finned flat-tube heat exchanger [17]

شکل 1 نمونه ی واقعی از مبدل صفحه-تخت با فین های دوزنقه ای [17]

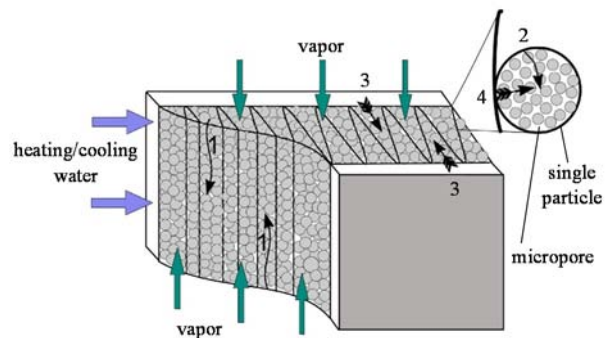


Fig. 2 Schematic of heat and mass transfer in trapezoidal finned flat-tube heat exchanger: 1-inter-particle diffusion, 2-intra-particle diffusion, 3-heat transfer between metal channel and adsorbent particles, 4-heat transfer between fins and adsorbent particles [18]

شکل 2 شماتیکی از فرایندهای انتقال گرما و جرم مبدل صفحه-تخت با فین های دوزنقه ای: 1- دیفیوژن برون ذره ای، 2- دیفیوژن درون ذره ای، 3- انتقال گرما بین کانال فلزی و مواد جاذب، 4- انتقال گرما بین فین ها و مواد جاذب [18]

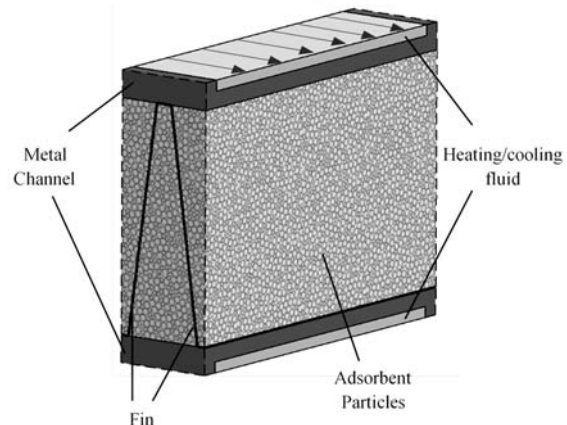


Fig. 3 Schematic of numerical solution domain in trapezoidal beds

شکل 3 شماتیکی از محدوده حل عددی در بسترهای دوزنقه ای

فلزی، فین ها و بستر مواد جاذب به صورت زیر بیان می شوند.

2-2-2-1 سیال ناقل گرما

معادله بقای انرژی سیال ناقل گرما به صورت یک بعدی در جهت عمق کانال و با فرض دمای متمرکز در جهت های دیگر به صورت رابطه (1) حل می شود.

برای وجوه دیگر از شرط گرادیان فشار صفر استفاده شده است. شرایط مذکور با توجه به شکل 4 به صورت روابط (16-20) بیان می‌شوند:

$$\begin{aligned} T|_{\text{all zones at } t=0} &= T_{\text{cooling}} \\ P|_{\text{b at } t=0} &= P_{\text{evap}} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} T_f|_{\text{face}=2} &= T_{\text{inlet}} = T_{\text{heating or cooling}} \\ \frac{\partial T_f}{\partial n}|_{\text{face}=1} &= 0 \end{aligned} \quad (17)$$

$$\frac{\partial T_{\text{chan}}}{\partial n}|_{\text{face}=1,2,3,4,5,6} = 0$$

$$\int_{f-\text{chan}} (k \vec{\nabla} T)_{\text{chan}} \cdot d\vec{A} = S_{f-\text{chan}}$$

$$S_{f-\text{chan}} = - \int_{f-\text{chan}} h_{f-\text{chan}} (T_f - T_{f-\text{chan}}) dA \quad (18)$$

$$\frac{\partial T_{\text{fin}}}{\partial n}|_{\text{face}=1,2,3,4} = 0$$

$$S_{\text{chan-fin}} = - \int_{\text{chan-fin}} (k \vec{\nabla} T)_{\text{chan}} \cdot d\vec{A}$$

$$S_{\text{fin-b}} = - \int_{\text{fin-b}} (k \vec{\nabla} T)_b \cdot d\vec{A} \quad (19)$$

$$\frac{\partial T_b}{\partial n}|_{\text{face}=1,2,3,4} = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P_b}{\partial n}|_{\text{face}=1,2} &= 0 \\ P_b|_{\text{face}=3,4} &= P_{\text{cham}} \end{aligned} \quad (20)$$

4-2- عملکرد سیستم

کندانسور و اواپراتور با استفاده از رابطه‌ی (21) مدل می‌شوند:

$$Q_{\text{evap/cond}} = \int_{\text{isobaric cooling/heating}} \dot{m}_g L_v dt \quad (21)$$

که L_v گرمای نهان تبخیر آب در دمای اواپراتور/کندانسور است [24].

توان سرمایش مخصوص از رابطه‌ی (22) محاسبه می‌شود:

$$SCP = \frac{Q_{\text{evap}}}{m_b \times t_{\text{cycle}}} \quad (22)$$

که m_b جرم مواد جاذب بستر است.

5-2- کنترل چرخه

در هر چرخه‌ی جذب سطحی، مدت زمان فرایندهای جرم ثابت و فشار ثابت با یکدیگر متفاوت است. برای مراحل گرمایش و سرمایش جرم ثابت زمانی که لازم است تا فشار محفظه به ترتیب به فشار کندانسور و اواپراتور برسد به عنوان زمان اتمام فرایندها در نظر گرفته می‌شود. زمان مراحل فشار ثابت

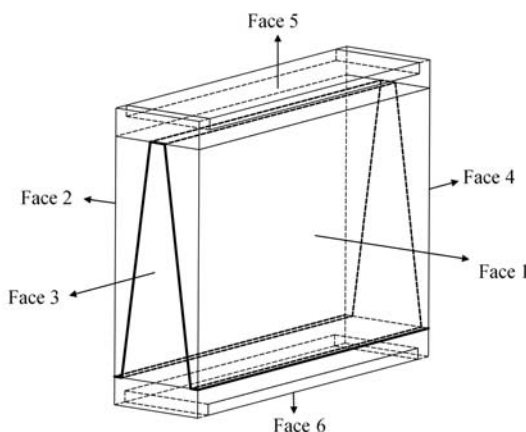


Fig. 4 Boundary surfaces of solution domain

شکل 4 وجوه مرزی حوزه حل

$$K_d = \frac{\varepsilon_b^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon_b)^2} \quad (10)$$

که K_d نفوذپذیری بستر جاذب است [23].

با ترکیب معادلات (8) و (9)، معادله (11) برای محاسبه فشار بستر به دست می‌آید:

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV = \int_{cs} \left(\rho_g \frac{K_d}{\mu_g} \vec{\nabla} P \right) \cdot d\vec{A} - \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (11)$$

با حل معادله (11) یا به عبارت دیگر با فرض عدم یکنواختی فشار بستر، در واقع مقاومت برون‌ذره‌ای در نظر گرفته خواهد شد.

مقدار چگالی بخار سیال عامل در فاز احیا شده به کمک معادله‌ی حالت گاز کامل و فشار به دست آمده از معادله (11)، با رابطه (12) محاسبه می‌شود.

$$\rho_g = \frac{P}{R_g T_b} \quad (12)$$

2-2-5- محفظه

همان‌طور که پیشتر اشاره شد، مبدل گرمایی شامل سیال ناقل گرما، کانال فلزی، فین‌ها و بستر مواد جاذب در یک محفظه قرار می‌گیرد. بخار مبرد احیا شده از بستر برای ورود به کندانسور و همچنین بخار مبرد خارج شده از اواپراتور برای جذب در بستر در این محفظه جمع می‌گردد. فشار محفظه در فرایندهای احیا و جذب فشار ثابت به ترتیب برابر با فشار کندانسور و اواپراتور در نظر گرفته می‌شود. برای فرایندهای جرم ثابت، نیاز است که مقدار جرم کل ورودی یا خروجی از سطح مشترک بستر به محفظه در هر گام زمانی محاسبه شده و به کمک آن چگالی محفظه محاسبه می‌شود. دمای محفظه نیز برابر با میانگین دما روی سطح مشترک بستر با محفظه فرض می‌شود. در نهایت فشار محفظه از معادله‌ی حالت گاز کامل به صوت روابط (13-15) محاسبه خواهد شد.

$$\dot{m}_g = \int_{\text{Interface}} (\rho \vec{u})_g \cdot d\vec{A} \quad (13)$$

$$\dot{m}_g = V_{\text{cham}} \frac{\partial \rho_{\text{cham}}}{\partial t} \quad (14)$$

$$P_{\text{cham}} = \rho_{\text{cham}} R_g T_{\text{cham}} \quad (15)$$

2-3- شرایط اولیه و مرزی

به دلیل ناپایا بودن معادلات حاکم، شروع حل برنامه عددی نیازمند شرایط اولیه برای تمامی حوزه‌های مورد مطالعه می‌باشد. برای مقادیر دمایی، از دمای سیال ناقل گرما در حالت سرمایش و برای مقادیر فشار، از فشار اواپراتور استفاده شده است. همچنین میزان مبرد جذب شده‌ی اولیه برابر با جذب تعادلی در فشار و دمای اولیه در نظر گرفته شده است. کمیت‌های مورد نیاز دیگر بر اساس دما و فشار کاری مذکور مقداردهی اولیه شده‌اند.

برای حل معادلات حاکم دیفرانسیلی علاوه بر شرایط اولیه، با توجه به مرتبه‌ی معادلات و تعداد متغیرهای مستقل هر معادله به تعداد مشخصی از شرایط مرزی نیاز است. بدین منظور شرط مرزی معادله انرژی سیال ناقل گرما در ورودی، دمای گرمایش یا سرمایش سیال متناسب با فرایندهای احیا یا جذب در نظر گرفته شده است. برای شرایط مرزی معادلات انرژی حوزه‌های دیگر چنانچه حوزه‌ها در تماس با یکدیگر باشند، از فرض برابری دما و شار گرمایی کل در سطح مشترک بین حوزه‌ها استفاده شده و در غیر اینصورت، شرط گرادیان دمای صفر در نظر گرفته شده است. در مورد شرایط مرزی معادله فشار بستر، برای وجوه در تماس با محفظه از فشار محفظه و

کامل به پایان رسد. معیارهای همگرایی در نظر گرفته شده به صورت روابط (25) می‌باشند:

$$\begin{aligned} \max |T_{\text{chan}}^{m+1} - T_{\text{chan}}^m| &< 0.005 \\ \max |T_{\text{fin}}^{m+1} - T_{\text{fin}}^m| &< 0.005 \\ \max |T_b^{m+1} - T_b^m| &< 0.005 \\ \max |P_b^{m+1} - P_b^m| &< 0.005 \end{aligned} \quad (25)$$

که m بیانگر تکرار در هر گام زمانی است.

با توجه به شکل 5 که استقلال نتایج عددی از تعداد شبکه‌بندی حوزه حل را نشان می‌دهد، به منظور کاهش هزینه محاسبات عددی تعداد 11 شبکه در فاصله‌ی بین فین‌ها، تعداد 16 شبکه در جهت ارتفاع فین و تعداد 21 شبکه در جهت طول بستر به عنوان شبکه پایه انتخاب شد. شایان ذکر است که شبکه‌بندی انتخاب شده برای یک بستر جاذب مستطیلی با ارتفاع فین 8mm و فاصله‌ی بین فین 3mm در نظر گرفته شده است. از این رو برای هماهنگی نتایج مربوط به تأثیر ابعاد هندسی بستر، شبکه‌بندی پایه متناسب با تغییر ابعاد هندسی بسترها تغییر خواهد نمود.

4- اعتبارسنجی

از آنجا که نتایج تجربی برای چیلر جذب سطحی سیلیکاژل SWS-1L-آب با مبدل صفحه-تخت و فین‌های مستطیلی/دوزنقه‌ای موجود نیست، جهت اعتبارسنجی مدل عددی ارائه‌شده در این مقاله، از نتایج تجربی رستوکیا و همکاران [26] استفاده شده است. آن‌ها در پژوهش خود از مبدل گرمایی با فین‌های حلقوی و جفت سیلیکاژل SWS-1L-آب استفاده کردند. بدین منظور، شبکه‌بندی مبدل جذب سطحی از مدل صفحه-تخت به مدل حلقوی تغییر داده شده و با حفظ معادلات حاکم و روش عددی استفاده شده در این مقاله، نتایج به دست‌آمده با نتایج تجربی رستوکیا و همکاران [26] تحت شرایط آزمایشگاهی بیان‌شده در پژوهش آن‌ها مقایسه شده است. در شکل 6 تغییرات زمانی میانگین دما و فشار بستر نمونه‌ی آزمایشگاهی در مقایسه با نتایج مربوط به نمونه‌ی شبیه‌سازی شده نشان داده شده است. شایان ذکر است که اگرچه مبدل صفحه-تخت هندسی به مراتب پیچیده‌تری از مبدل حلقوی دارد ولی مطابقت قابل قبول مشاهده‌شده بین نتایج عددی و تجربی درج‌شده در شکل 6، نشان‌دهنده‌ی مدل ریاضی و دقت روش عددی مناسب استفاده شده در این پژوهش است.

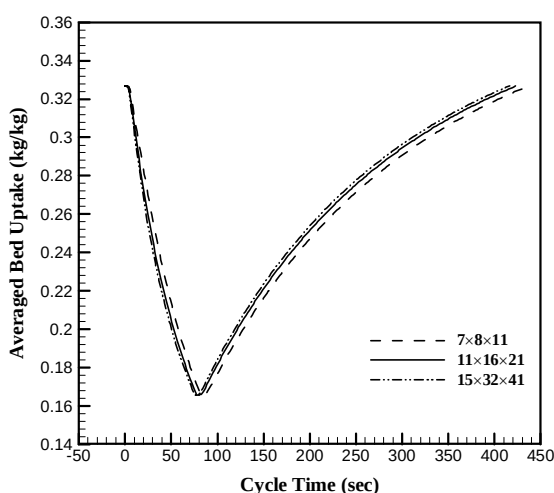


Fig. 5 Results mesh independency

شکل 5 استقلال نتایج از شبکه‌بندی

براساس رسیدن به درصد معینی از جذب نهایی است که با استفاده از روابط (24,23) به ترتیب برای مراحل احیا و جذب فشار ثابت محاسبه می‌شود [13,11,9]:

$$w_{\min} = w_{\min}^* + 0.2(w_{\max}^* - w_{\min}^*) \quad (23)$$

$$w_{\max} = w_{\max}^* - 0.2(w_{\max}^* - w_{\min}^*) \quad (24)$$

که $w_{\min}^*$ میزان جذب تعادلی کمینه در فشار کندانسور و دمای گرمایش سیال ناقل گرما و $w_{\max}^*$ میزان جذب تعادلی بیشینه در فشار اواپراتور و دمای سرمایش سیال ناقل گرما می‌باشد.

3- روش حل عددی و الگوریتم حل

معادلات حاکم برای سیال ناقل گرما و فین به ترتیب به صورت یک‌بعدی و دوبعدی در دستگاه مختصات کارتزین و برای کانال فلزی و بستر جاذب به صورت سه‌بعدی در دستگاه مختصات عمومی¹ حل می‌شوند. برای حل معادلات حاکم از روش حجم محدود² با در نظر گرفتن طرح تفاضل پیشرو برای جمله‌های زمانی و طرح تفاضل مرکزی برای جمله‌های پخش و همرفت استفاده شده است. معادلات منفصل‌شده در زبان برنامه‌نویسی فرترن³ با استفاده از روش تکرار ADI⁴ و الگوریتم حل ماتریس سه قطری⁵ به صورت همزمان حل می‌شوند. به جزئیات کامل گسسته‌سازی معادلات و روش حل در مرجع [25] اشاره شده است.

الگوریتم حل مسئله بدین ترتیب است که ابتدا مشخصات هندسی به برنامه داده می‌شود. سپس با استفاده از این مقادیر، شبکه‌ی حل عددی تولید می‌شود. حل چرخه تبرید جذب سطحی از مرحله گرمایش جرم ثابت آغاز شده و با توجه به این نکته شرایط اولیه دما و فشار در حوزه‌های مختلف حل تعیین می‌شود. حل معادلات حاکم با تشخیص اینکه در هر زمان، سیستم تبرید در کدام یک از مراحل چرخه قرار دارد آغاز می‌شود، چرا که اعمال شرایط مرزی و نحوه محاسبه فشار محفظه در مراحل مختلف باهم متفاوت است. سپس، شرط پایان هر مرحله از چرخه بررسی می‌شود و در صورتی که شرط مربوطه ارضا شود، سیستم وارد مرحله بعد می‌شود. پس از اینکه مرحله چرخه مشخص و شرط پایان مرحله بررسی شد، حل معادلات آغاز می‌شود. حل معادلات از معادله انرژی سیال ناقل گرما (معادله 1) که درون کانال فلزی جریان دارد، آغاز شده و پس از آن به ترتیب معادلات انرژی کانال (معادله 2) و فین (معادله 3) حل می‌شوند. با توجه به اینکه جمله نرخ تغییرات جذب در معادله انرژی بستر وجود دارد، قبل از حل معادله انرژی بستر، نرخ تغییرات جذب (معادله 7) محاسبه می‌شود. سپس به ترتیب معادله انرژی بستر (معادله 4) و معادله حالت بخار مبرد (معادله 12) به همراه معادلات فشار (معادله 11) و مومنتم (معادله 9) بستر حل می‌شوند. در ادامه میزان دبی بخار مبرد ورودی یا خروجی به بستر جاذب (معادله 13) محاسبه شده و اگر چرخه در مراحل جرم ثابت باشد، فشار محفظه محاسبه می‌شود. سپس بررسی می‌شود که آیا معیار همگرایی در نظر گرفته شده برای حل معادلات ارضا شده است یا خیر که در صورت همگرا نشدن، پس از تصحیح دماهای مرزهای مشترک بین حوزه‌های مختلف مبدل، مجدداً مراحل حل معادلات از حل معادله انرژی سیال ناقل گرما شروع می‌شود و این حلقه ادامه دارد تا اینکه شرط همگرایی ارضا شود. پس از همگرایی، سیستم یک گام زمانی به جلو پیش می‌رود و الگوریتم بیان‌شده ادامه می‌یابد تا یک چرخه‌ی

¹ General coordinate system

² Finite volume method

³ FORTRAN

⁴ Alternating direction implicit method; (ADI method)

⁵ The tri-diagonal solver algorithm

جدول 1 مشخصات هندسی، خواص ترمودینامیکی و شرایط عملکردی

Table 1 The geometrical specifications, thermodynamic properties, and operation conditions

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
قطر هیدرولیکی داخلی کانال	D_h	2.42	mm
طول بستر	BL	20	mm
ضخامت فین	FT	0.5	mm
زاویه حاده در بسترهای دوزنقه‌ای شکل	$Angle$	82	degree
دبی جرمی سیال حامل انرژی	$\dot{m}_f$	0.01	kg/s
قطر ذرات جاذب	d_p	0.3	mm
تخلخل ذرات	ε_p	0.52	-
تخلخل بستر	ε_b	0.36	-
ضریب انتقال گرمای هدایت معادل بستر	k_b	0.2	W/m.K
چگالی توده‌ای بستر جاذب	ρ_b	664	kg/m ³
دمای اواپراتور	T_{evap}	10	C°
دمای کندانسور	T_{cond}	30	C°
دمای سیال گرم ورودی	$T_{heating}$	90	C°
دمای سیال سرد ورودی	$T_{cooling}$	30	C°

ذرات جاذب، فشار در نقاط داخلی بستر بیشتر از فشار محفظه می‌شود و از این رو، فشار میانگین بستر نیز بیشتر از فشار محفظه خواهد بود (شکل 7). با گذشت زمان، نرخ احیای سیال عامل به تدریج کاهش یافته و در نتیجه فشار میانگین بستر به فشار کندانسور میل می‌کند. با کاهش مقدار مبرد جذب‌شده و رسیدن به حد معینی از آن، شیر ارتباطی بستر با کندانسور مجدداً بسته شده و با سرد کردن ذرات جاذب، فرایند جذب مبرد به صورت جزئی در جرم ثابت بستر شروع می‌شود (مرحله سوم). این عمل باعث می‌شود، فشار محفظه تا فشار اواپراتور سریعاً کاهش یابد. پس از رسیدن فشار بستر به فشار اواپراتور در حالیکه شیر بین بستر و کندانسور بسته است، شیر بین بستر و اواپراتور باز شده و سرمایش بستر ادامه می‌یابد. در نتیجه‌ی اتصال محفظه به اواپراتور، فشار محفظه ثابت مانده و در حین کاهش دمای مواد جاذب، فرایند جذب در بستر تسریع می‌شود (مرحله چهارم). مجدداً مشاهده می‌شود که در این مرحله فشار میانگین بستر تا حدی کمتر از فشار محفظه است. همین اختلاف

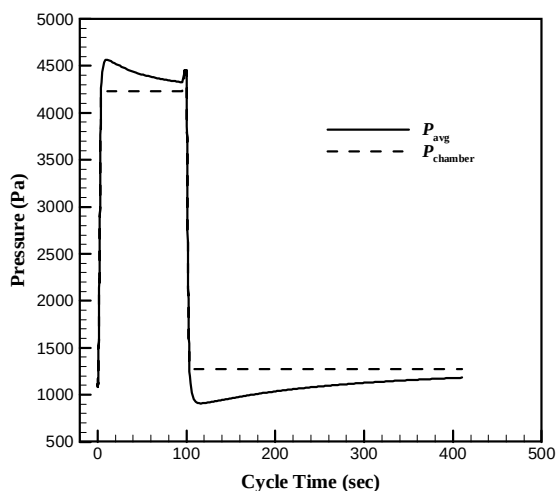


Fig. 7 Cycle time variations of the mean bed and chamber pressure in the sample trapezoidal bed with FH=14mm and averaged FS=3mm

شکل 7 تغییرات فشار میانگین بستر جاذب و فشار محفظه بر حسب زمان چرخه برای بستر نمونه دوزنقه‌ای با ارتفاع فین 14mm و متوسط فاصله بین فین 3mm

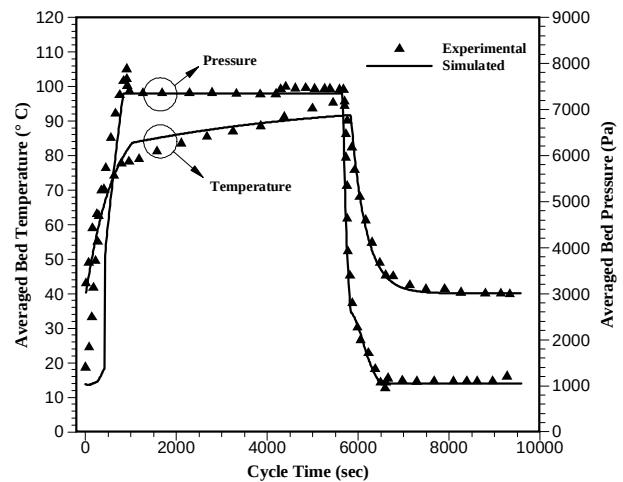


Fig. 6 Comparison between numerical and experimental time variations of the mean bed temperatures and pressures in annular heat exchanger

شکل 6 مقایسه تغییرات زمانی دما و فشار میانگین بستر به روش عددی و تجربی در مبدل حلقوی

5- نتایج

در این بخش به منظور شناخت بهتر چرخه‌ی ترمودینامیکی بستر یک چیلر جذبی سطحی، در ابتدا تغییرات برخی از پارامترهای مهم سیستم از جمله میانگین فشار، دما و جذب لحظه‌ای بستر بر حسب زمان چرخه برای یک بستر جاذب نمونه با فین‌های دوزنقه‌ای بررسی می‌شود. در ادامه یک مطالعه‌ی مقایسه‌ای جامع با مشخصه‌ی جرمی و طولی یکسان، بین دو آرایش هندسی متفاوت از بسترهای جاذب با فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای انجام می‌گیرد. بدین منظور بسترهای جاذب با فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای که دارای ارتفاع فین 14mm و متوسط فاصله‌ی بین فین 3mm هستند به عنوان بسترهای نمونه انتخاب شده و توزیع دما، جذب لحظه‌ای و فشار درون بستر به همراه الگوهای جریان بخار مبرد در زمان اتمام فرایندهای گرمایشی چرخه برای آن‌ها بررسی می‌شود. در نهایت، تأثیر ارتفاع و فاصله‌ی بین فین‌ها بر عملکرد سیستم‌های با بستر مستطیلی و دوزنقه‌ای به طور جامع ارزیابی می‌شود.

در جدول 1 مشخصات هندسی، خواص ترمودینامیکی و شرایط عملکردی استفاده شده در شبیه‌سازی حاضر ارائه شده است.

5-1- چرخه ترمودینامیکی بستر جذبی سطحی: فشار، دما و جذب میانگین

در شکل 7 تغییرات فشار میانگین بستر جاذب بعلاوه‌ی فشار محفظه و در شکل 8 تغییرات دمای میانگین بستر به همراه مقدار میانگین سیال جذب‌شده در فاز جامد بر حسب زمان چرخه برای یک بستر جاذب نمونه با فین‌های دوزنقه‌ای نشان داده شده است. در مرحله گرمایش جرم ثابت (مرحله اول) که شیرهای ارتباطی بستر با کندانسور و اواپراتور بسته‌اند، افزایش دمای بستر باعث احیای جزئی سیال عامل و کاهش مقدار جذب شده و فشار بستر و محفظه افزایش می‌یابد. هنگامی که فشار داخل محفظه به فشار کندانسور برسد، شیر ارتباطی بستر با کندانسور باز شده و با تداوم گرمایش بستر، احیای سیال عامل در فشار ثابت محفظه به صورت گسترده آغاز خواهد شد. بخارهای مبرد در این مرحله وارد کندانسور شده و پس از عبور از شیر خفانش وارد اواپراتور می‌شوند (مرحله دوم). هنگامیکه فشار محفظه به فشار کندانسور رسیده است، به دلیل مقاومت انتقال جرم در بین

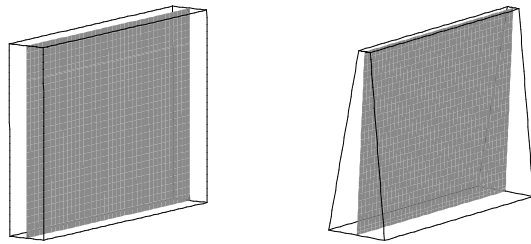


Fig. 9 Middle plains of the adsorbent beds

شکل 9 صفحات میانی از بسترهای جاذب

نمونه مستطیلی در لحظه‌ی اتمام فرایندهای گرمایشی سیستم نشان داده شده است. به دلیل تقارن موجود در هندسه مستطیلی و شرایط مرزی آن، بدیهی است که تمامی کانتورها نسبت به خطوط مرکزی عمودی و افقی گذرنده از صفحه نشان‌داده شده در شکل 9 دارای تقارن باشند. با توجه به کانتورهای توزیع دما، مناطقی از بستر که در تماس با سطوح گرم‌شده (لوله و فین) می‌باشند، از دمای بالاتری نسبت به نواحی میانی بستر برخوردارند. دمای بیشتر منجر به افزایش نرخ احیای سیال جاذب‌شده می‌شود، بطوریکه در مناطق گرم‌تر بستر نسبت به مناطق سردتر، مقدار سیال عامل جذب‌شده باید کمتر باشد (شکل 11-b)، ولی با توجه به شکل 10 کانتورهای توزیع جذب و دمای بستر در لحظه‌ی پایان مرحله‌ی اول چرخه دارای تفاوت محسوسی با یکدیگر هستند. علت تفاوت مشاهده‌شده را اینگونه می‌توان توضیح داد که مناطق میانی بستر بیشترین فاصله را از سطوح انتقال گرما دارند و طبیعی است که اثر انتقال گرما دیرتر از مناطق در تماس با سطوح انتقال گرما، به این مناطق برسد. بنابراین مناطق میانی بستر در مرحله‌ی جذب فشار ثابت از چرخه‌ی قبل، به دلیل انتقال گرمای کمتر نسبت به مناطق در تماس با سطوح سرد، سیال عامل کمتری را جذب کرده و در مرحله‌ی گرمایش جرم ثابت از چرخه‌ی جدید، ظرفیت جذب مقدار بیشتری از سیال عامل را دارند. بعلاوه با اتمام فرایند گرمایش جرم ثابت، از آنجا که مدت زمان این فرایند بسیار کوتاه است، هنوز اثر گرما از سطوح گرم به نواحی میانی بستر منتقل نشده است. در نتیجه فرایند احیا در این نواحی شروع نشده و در واقع فرایند جذب مبرد در این مناطق ادامه دارد. با توجه به شکل 10-c و توضیحات بیان‌شده، نواحی میانی بستر نواحی کم فشار و مناطق گرم‌تر بستر نواحی پرفشار خواهند بود. در این مرحله از چرخه، توزیع بخارهای مبرد پس از احیا از نواحی پرفشار بدین گونه است که بخشی از آن‌ها سبب افزایش فشار بستر و محفظه شده و بخش دیگر جذب نواحی کم‌فشار بستر می‌شوند. چنانچه در شکل 11-c مشاهده می‌شود، در پایان مرحله دوم چرخه، مناطق میانی بستر نسبت به مناطق در تماس با محفظه از فشار بالاتری برخوردار هستند. دلیل این امر، شرایط تحمیلی موجود در مساله شامل تقارن هندسی و مرزی مرتبط با مکان‌های خروج بخارهای مبرد از بستر بعلاوه‌ی توضیحات بیان‌شده در خصوص مقاومت انتقال جرم برون‌ذره‌ای بستر (بخش 5-1) می‌باشد.

برخلاف بسترهای مستطیلی، بسترهای دوزنقه‌ای نسبت به خط مرکزی افقی گذرنده از صفحه‌ی میانی درج‌شده در شکل 9، تقارن هندسی ندارند و در نتیجه کانتورهای بسترهای دوزنقه‌ای فاقد تقارن نسبت به خط مرکزی افقی هستند (شکل‌های 12 و 13). با توجه به کانتورهای دما، مناطقی از بستر که در تماس با سطوح گرم‌شده می‌باشند، از دمای بالاتری نسبت به نواحی دیگر بستر برخوردارند. بعلاوه، از آنجا که جرم جاذب کمتری در مناطقی از بستر با حجم هندسی کوچکتر وجود دارد، لذا گرمایش این مناطق

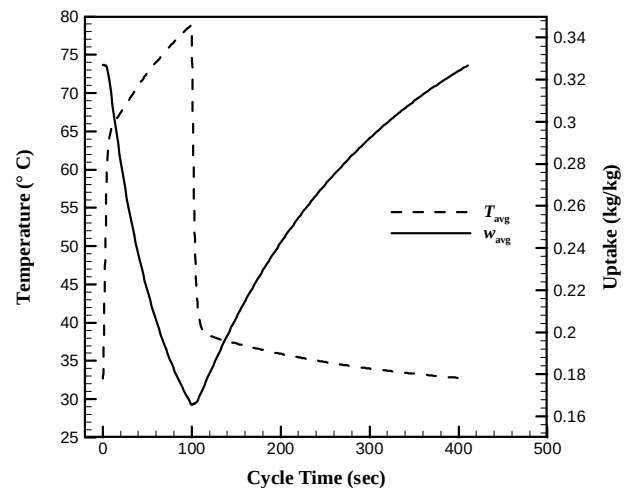


Fig. 8 Cycle time variations of the mean bed temperature and uptake in the sample trapezoidal bed with FH=14mm and averaged FS=3mm

شکل 8 تغییرات میانگین دمای بستر و سیال جاذب شده بر حسب زمان چرخه برای بستر نمونه دوزنقه‌ای با ارتفاع فین 14mm و متوسط فاصله بین فین 3mm

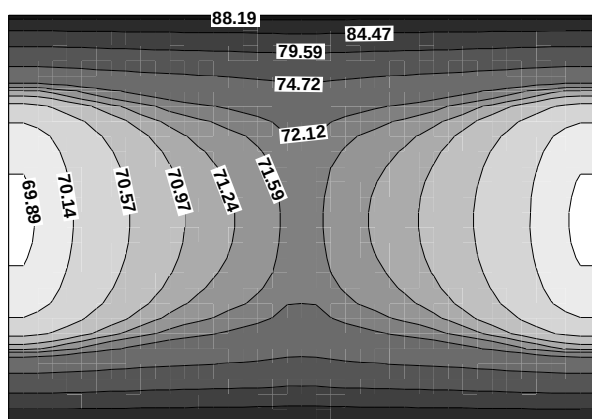
فشار باعث راندن بخارهای موجود در محفظه به لایه‌های میانی بستر شده تا در آنجا جذب مواد جاذب شوند. خلاء ناشی از جذب سیال عامل توسط مواد جاذب منجر به مکش سیال عامل تبخیرشده در اواپراتور می‌شود. در این مرحله، تبخیر مبرد در اواپراتور منجر به تولید سرمایش در سیستم جذب سطحی می‌شود. شایان ذکر است، دلیل زیاد شدن فشار در شروع فرایند سوم به دلیل آن است که بستر تحت تأثیر مرحله‌ی احیای فشار ثابت، همچنان گرم بوده و به دلیل معیار خروج استفاده شده برای این مرحله (معادله 23) همچنان ظرفیت احیای سیال عامل وجود دارد. با این وجود تأثیر سرمای سیال حامل انرژی در زمان بسیار کوتاهی به تمامی نواحی بستر رسیده و منجر به کاهش سریع فشار می‌شود.

با توجه به شکل 8 مشاهده می‌شود، شیب دمای میانگین بستر در مراحل جرم ثابت بیشتر از مراحل فشار ثابت است، این درحالی است که شیب مقدار جذب میانگین در مراحل فشار ثابت بیشتر از مراحل جرم ثابت می‌باشد. در مراحل جرم ثابت به دلیل بسته بودن شیرهای اتصالی بین بستر با کندانسور و اواپراتور، مقدار جذب مبرد تقریباً ثابت می‌ماند، ولی از آنجا که بستر در مراحل فشار ثابت در اتصال با کندانسور و اواپراتور است، نرخ جذب و احیا سریع‌تر می‌باشد. در مورد شیب دمای میانگین بستر می‌توان گفت که در مراحل جرم ثابت، مقدار جذب در داخل بستر تقریباً ثابت است و تمامی گرمای داده/گرفته شده به/از بستر صرف افزایش/کاهش دمای بستر می‌شود، ولی در مراحل فشار ثابت مقدار جذب یا احیای مبرد در حال تغییر است و مقداری از حرارت داده/گرفته شده به/از بستر صرف تأمین گرمای جذب می‌شود، بنابراین افزایش یا کاهش دما با شیب کمتری نسبت به مراحل جرم ثابت اتفاق می‌افتد.

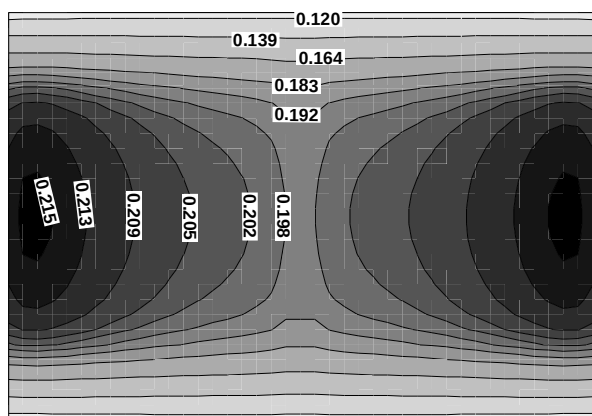
2-5- توزیع پارامترهای بستر: دما، جذب و فشار

در شکل 9 صفحات میانی از بسترهای جاذب نمونه با فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای جهت بررسی توزیع پارامترهای بستر که در ادامه بیان می‌شوند، به تصویر کشیده شده است.

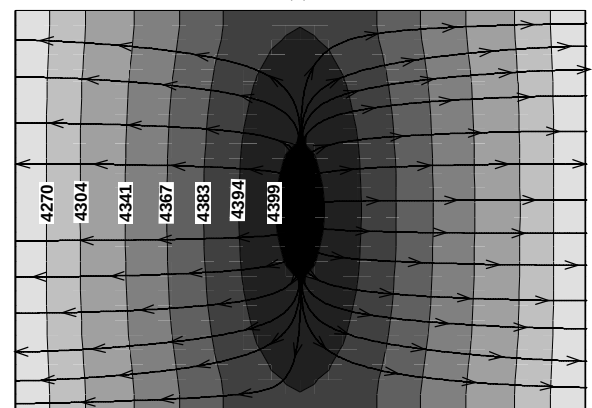
در شکل‌های 10 و 11 کانتورهای دما، مقدار جذب مبرد و فشار بستر به همراه الگوهای توزیع جریان بخار مبرد در صفحه‌ی میانی از بستر جاذب



(a)



(b)

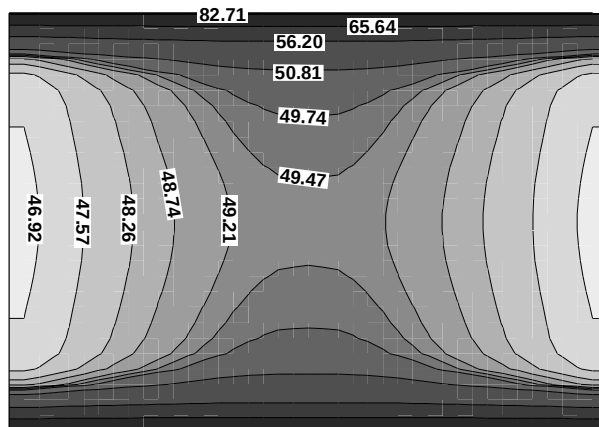


(c)

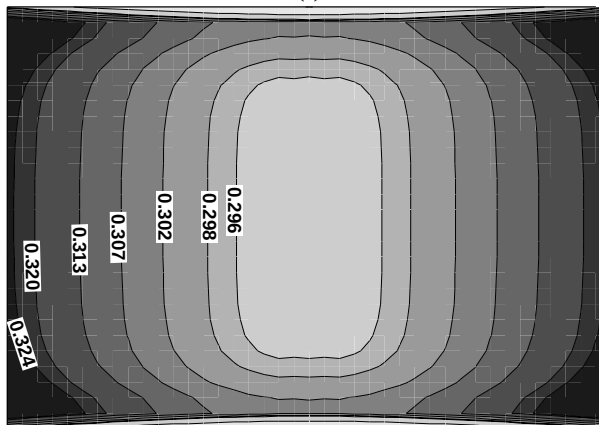
Fig. 11 Bed temperature, uptake and pressure distributions at the end of isobaric heating process in the sample rectangular bed: Top: temperature, middle: uptake, bottom: pressure and vapor flow pattern
شکل 11 توزیع دما، مقدار جذب میرد و فشار بستر در لحظه اتمام فرایند گرمایش فشار ثابت در بستر نمونه مستطیلی: (a) دما، (b) جذب میرد، (c) فشار و الگوهای جریان بخار

جذب شده می شود و از طرف دیگر جرم جاذب بیشتر منجر به حجم بخار تولیدی بیشتر میرد خواهد شد. این دو عامل در بسترهای دوزنقه ای و در لحظه ای اتمام مراحل فشار ثابت در جهت تضعیف یکدیگر می باشند، بطوری که مناطق با جرم جاذب کمتر دارای دمای بیشتر و نرخ احیای بالاتری نسبت به مناطق با جرم جاذب بیشتر می باشند، درحالی که مناطق با جرم جاذب بیشتر با وجود اینکه دارای دمای کمتر و طبیعتاً نرخ احیای پایین تری نسبت به نواحی کم جرم بستر هستند ولی در نهایت از حجم بخارهای

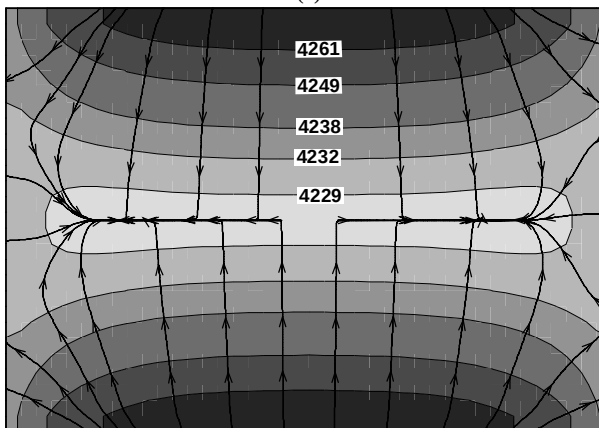
سریع تر و در نتیجه دمای این نواحی بالاتر از مناطقی از بستر با حجم هندسی بزرگتر و جرم جاذب بیشتر است. تحلیل کانتورهای مقدار جذب در زمان پایان مراحل گرمایشی (شکل های 12-b و 13-b) و همچنین میدان فشار و جریان میرد در لحظه ای اتمام مرحله اول (شکل 12-c) مشابه با توضیحات بیان شده در خصوص بسترهای مستطیلی می باشد، هرچند تحلیل میدان فشار در شکل 13-c نسبتاً پیچیده تر از شکل 11-c است. همان طور که پیشتر اشاره شد، دمای بیشتر منجر به افزایش نرخ احیای سیال



(a)



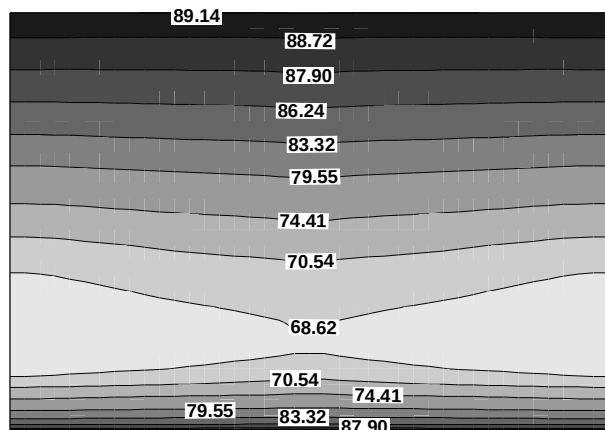
(b)



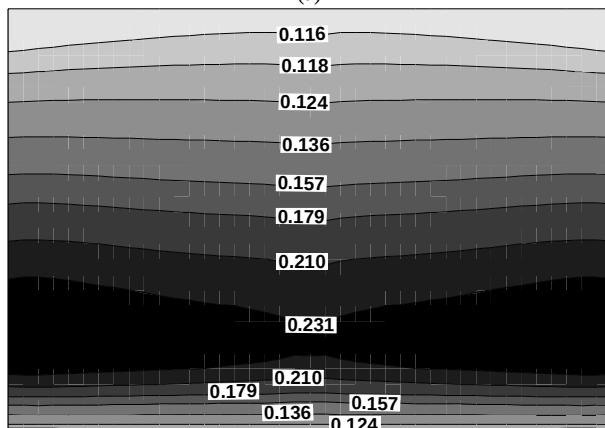
(c)

Fig. 10 Bed temperature, uptake and pressure distributions at the end of isosteric heating process in the sample rectangular bed: Top: temperature, middle: uptake, bottom: pressure and vapor flow pattern

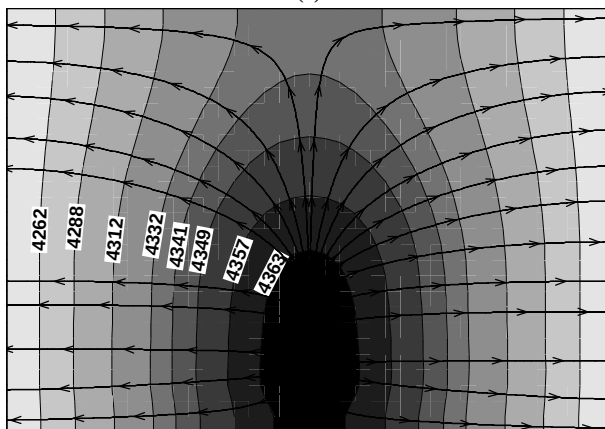
شکل 10 توزیع دما، مقدار جذب میرد و فشار بستر در لحظه اتمام فرایند گرمایش جرم ثابت در بستر نمونه مستطیلی: (a) دما، (b) جذب میرد، (c) فشار و الگوهای جریان بخار



(a)



(b)



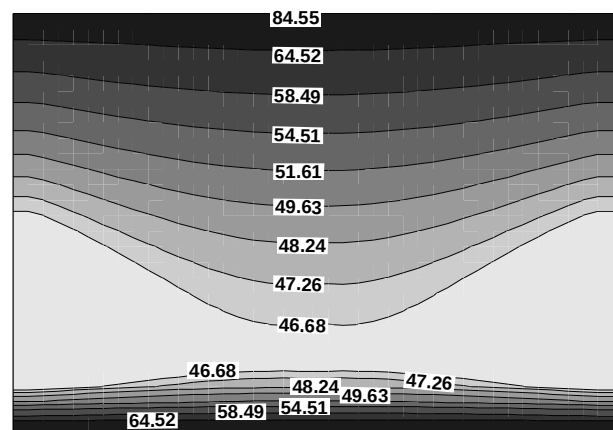
(c)

Fig. 13 Bed temperature, uptake and pressure distributions at the end of isobaric heating process in the sample trapezoidal bed: Top: temperature, middle: uptake, bottom: pressure and vapor flow pattern

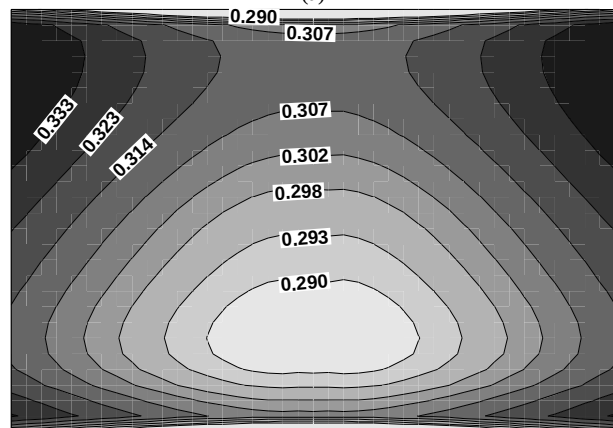
شکل 13 توزیع دما، مقدار جذب مبرد و فشار بستر در لحظه اتمام فرایند گرمایش فشار ثابت در بستر نمونه دوزنقه‌ای: (a) دما، (b) جذب مبرد، (c) فشار و الگوهای جریان بخار

3-5- تأثیر ارتفاع و فاصله بین فین‌ها بر عملکرد سیستم

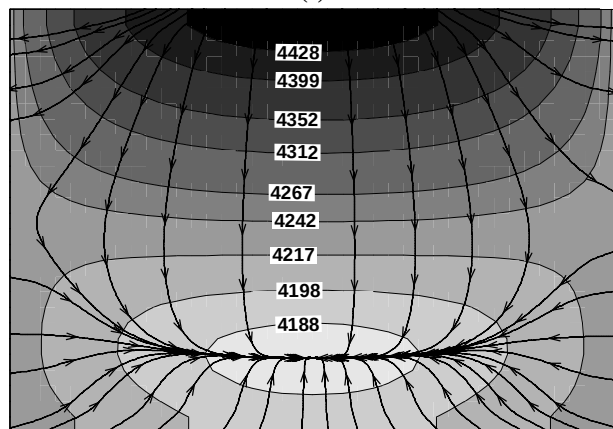
در شکل 14 تأثیر ارتفاع و فاصله بین فین‌ها بر زمان چرخه بسترهای جاذب مستطیلی و دوزنقه‌ای با مشخصه جرمی و طولی یکسان نشان داده شده است. صرف نظر از نوع هندسه فین، با افزایش ارتفاع و فاصله بین فین‌ها بدیهی است که جرم مواد جاذب موجود در بستر افزایش می‌یابد. ضریب رسانش گرمایی پایین ذرات جاذب بستر به عنوان عاملی در جهت تقویت تأثیر افزایش فاصله بین سطوح انتقال گرما منجر به انتقال گرمای



(a)



(b)



(c)

Fig. 12 Bed temperature, uptake and pressure distributions at the end of isosteric heating process in the sample trapezoidal bed: Top: temperature, middle: uptake, bottom: pressure and vapor flow pattern

شکل 12 توزیع دما، مقدار جذب مبرد و فشار بستر در لحظه اتمام فرایند گرمایش جرم ثابت در بستر نمونه دوزنقه‌ای: (a) دما، (b) جذب مبرد، (c) فشار و الگوهای جریان بخار

مبرد تولیدی بیشتری برخوردارند. با توجه به میدان فشار در لحظه اتمام مرحله دوم (شکل 13-c) حجم بخار تولیدی بیشتر بر نرخ احیای کمتر غلبه کرده و مناطق با جرم جاذب بیشتر دارای بالاترین فشار در مرکز بستر هستند. حال این سوال مطرح می‌شود که با وجود تفاوت‌های مشاهده شده در خصوص توزیع پارامترهای بستر، عملکرد کدام یک از بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای تحت ابعاد متفاوت بستر بهتر می‌باشد؟

است (شکل 9). چنانچه پیشتر اشاره شد، در بستر دوزنقه‌ای، جرم بیشتر منجر به انتقال گرمای آرام‌تر و نیز جرم کمتر باعث انتقال گرمای سریع‌تر می‌شود. هرچند در فاصله متوسط بین فین 3mm و ارتفاع‌های فین 14 و 20mm، تأثیر جرم بیشتر بر جرم کمتر غلبه کرده و این امر به صورت مستقیم بر روی زمان چرخه (شکل 14) و در نتیجه SCP سیستم تأثیر می‌گذارد. شایان ذکر است، با کاهش و افزایش سطح مقطع در قسمت‌های با حجم هندسی کوچکتر و بزرگتر در بستر دوزنقه‌ای یا به عبارت دیگر با توزیع غیر یکنواخت‌تر جرم ذرات جاذب درون بسترهای دوزنقه‌ای نسبت به توزیع یکنواخت جرم در بسترهای مستطیلی، اختلاف SCP دو بستر مستطیلی و دوزنقه‌ای افزایش می‌یابد (ارتفاع فین 20mm نسبت به ارتفاع فین 14mm در متوسط فاصله‌ی بین فینی 3mm). این در حالی است که با توزیع یکنواخت‌تر جرم در بستر دوزنقه‌ای، انتقال گرمای سریع‌تر در قسمت با جرم نسبتاً کمتر، ضعف انتقال گرمای کندتر در قسمت با جرم نسبتاً بیشتر بستر را پوشش داده و در نتیجه SCP بسترهای دوزنقه‌ای مشابه با بسترهای مستطیلی می‌شود.

6- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش با استفاده از مدل پارامترهای توزیع‌شده، برای نخستین بار بستر جاذب یک چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت دارای فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای با جفت‌کاری سیلیکاژل SWS-1L-آب به صورت سه‌بعدی و به روش حجم محدود شبیه‌سازی شد. به منظور شناخت بهتر رفتار دینامیکی بستر، در ابتدا تأثیر برخی از پارامترهای مهم بر عملکرد سیستم از جمله تغییرات میانگین فشار، دما و جذب لحظه‌ای بستر بر حسب زمان چرخه بررسی شد. در ادامه، یک مطالعه‌ی مقایسه‌ای جامع با مشخصه‌ی جرمی و طولی یکسان، بین دو آرایش هندسی متفاوت از بسترهای جاذب با فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای انجام گرفت. بدین منظور توزیع دما، جذب لحظه‌ای و فشار درون بستر به همراه الگوهای جریان بخار مبرد در زمان اتمام فرایندهای گرمایشی چرخه بعلاوه‌ی تأثیر ارتفاع و فاصله‌ی بین فین‌های مستطیلی و دوزنقه‌ای بر عملکرد سیستم ارزیابی شد. در این بررسی در طول بستر ثابت 20mm، محدوده‌ی تغییرات ارتفاع فین 8-20mm و فاصله‌ی بین فین‌ها 3-12mm در نظر گرفته شد. نتایج نشان داد که عملکرد بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای به استثنای شرایطی که متوسط فاصله‌ی بین فین‌ها 3mm و ارتفاع فین‌ها 14 و 20mm است، مشابه یکدیگر می‌باشند و در مشخصات هندسی اشاره‌شده، توان سرمایش مخصوص بسترهای مستطیلی تقریباً 5% و 17% (به ترتیب برای ارتفاع فین 14 و 20mm) بهتر از بسترهای دوزنقه‌ای است. بیشترین و کمترین توان سرمایش مخصوص چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت، به ترتیب 882 و 163W/kg برای کوچکترین و بزرگترین حجم بستر و شرایط در نظر گرفته‌شده در این پژوهش به دست آمد.

7- فهرست علائم

BL	طول بستر جاذب (m)
FS	فاصله‌ی بین فین‌ها (m)
h	ضریب انتقال گرمای همرفت ($W m^{-2} K^{-1}$)
k	ضریب رسانش گرمایی ($W m^{-1} K^{-1}$)
P	فشار (Pa)
T	دما (K) یا ($^{\circ}C$)

آهسته‌تر درون بستر و در نتیجه افزایش مدت زمان چرخه می‌شود. از طرف دیگر با افزایش جرم مواد جاذب، مقدار مبرد جذب و احیا شده یا به عبارت دیگر مقدار مبرد در چرخش در هر چرخه افزایش می‌یابد و این جرم مستقیماً بر انرژی سرمایشی کل تولید شده اثر می‌گذارد. در این بین، افزایش زمان چرخه و جرم ذرات جاذب بر افزایش تبرید کل غلبه کرده و با توجه به شکل 15 توان سرمایش مخصوص سیستم کاهش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل 15 مشاهده می‌شود، در فاصله متوسط بین فین 3mm و ارتفاع‌های فین 14 و 20mm توان سرمایش مخصوص بستر مستطیلی تقریباً 5% و 17% بهتر از بستر دوزنقه‌ای متناظرش می‌باشد و در فاصله و ارتفاع فین‌های دیگر، بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای با جرم جاذب برابر عملکرد تقریباً یکسانی دارند. دلیل اختلاف SCP دو بستر ناشی از جرم کمتر ذرات جاذب موجود در قسمت با حجم هندسی کوچکتر و همچنین جرم نسبتاً بیشتر مواد جاذب در قسمت با حجم هندسی بزرگتر بستر دوزنقه‌ای، نسبت به جرم یکنواخت توزیع شده جاذب در بستر مستطیلی

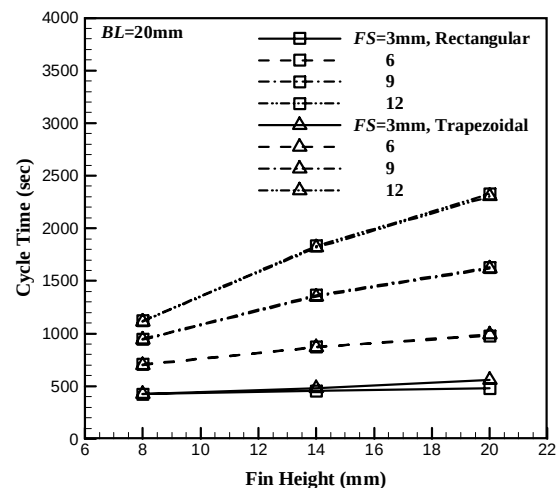


Fig. 14 Variations of cycle time with fin height for different fin spacing in rectangular and trapezoidal beds

شکل 14 تغییرات زمان چرخه بر حسب ارتفاع فین در فاصله‌های متفاوت بین فین‌ها برای بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای

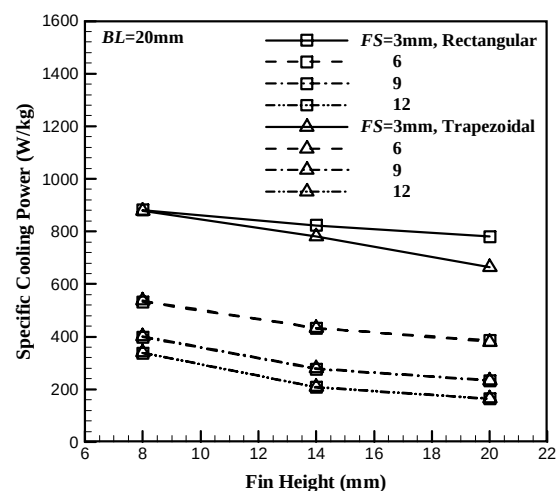


Fig. 15 Variations of specific cooling power with fin height for different fin spacing in rectangular and trapezoidal beds

شکل 15 تغییرات توان سرمایش مخصوص بر حسب ارتفاع فین در فاصله‌های متفاوت بین فین‌ها برای بسترهای مستطیلی و دوزنقه‌ای

- [9] M. Mahdavihah, 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.
- [10] M. Mahdavihah, 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)
- [11] H. Niazmand, H. Talebian, M. Mahdavihah, Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 8, pp. 2261-2274, 2012.
- [12] 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)
- [13] H. Niazmand, H. Talebian, M. Mahdavihah, Effects of particle diameter on performance improvement of adsorption systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 1, pp. 243-252, 2013.
- [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] 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)
- [16] I. Solmuş, C. Yamalı, C. Yıldırım, K. Bilen, Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption process, *Applied Energy*, Vol. 142, pp. 115-124, 2015.
- [17] S. Santamaria, A. Sapienza, A. Frazzica, A. Freni, I. S. Girmik, Y. I. Aristov, Water adsorption dynamics on representative pieces of real adsorbents for adsorptive chillers, *Applied Energy*, Vol. 134, pp. 11-19, 2014.
- [18] L. Gordeeva, A. Frazzica, A. Sapienza, Y. Aristov, A. Freni, Adsorption cooling utilizing the "LiBr/silica-ethanol" working pair: Dynamic optimization of the adsorber/heat exchanger unit, *Energy*, Vol. 75, pp. 390-399, 2014.
- [19] Y. I. Aristov, Adsorptive transformation of heat: principles of construction of adsorbents database, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 42, pp. 18-24, 2012.
- [20] S. Sircar, J. Hufton, Why does the linear driving force model for adsorption kinetics work?, *Adsorption*, Vol. 6, No. 2, pp. 137-147, 2000.
- [21] M. Tokarev, B. Okunev, M. Safonov, L. Kheifets, Y. I. Aristov, Approximation equations for describing the sorption equilibrium between water vapor and a CaCl₂-in-silica gel composite sorbent, *Žurnal fizičeskoj himii*, Vol. 79, No. 9, pp. 1490-1493, 2005.
- [22] D. A. Nield, A. Bejan, *Convection in Porous Media*, Fourth Edition, pp. 5-6, New York: Springer Science & Business Media, 2012.
- [23] R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot, *Transport phenomena*, Second Edition, pp. 797, New York: Wiley, 2002.
- [24] 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] M. Mohammadzadeh Kowsari, *Numerical modeling and structural investigation of adsorbent bed with flat-tube heat exchanger in adsorption chillers*, M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Ferdowci University of Mashhad, 2016. (in Persian فارسی)
- [26] G. Restuccia, A. Freni, S. Vasta, Y. Aristov, Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modelling, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 3, pp. 284-293, 2004.

u	سرعت (ms^{-1})
w	مقدار مبرد جذب شده در واحد جرم جاذب (kg/kg_b)
w^*	مقدار جذب تعادلی (kg/kg_b)
علایم یونانی	
ε	تخلخل
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
زیر نویس ها	
b	بستر جاذب
cham	محفظه
chan	کانال
cs	سطح کنترل
cv	حجم کنترل
f	سیال ناقل گرما
g	فاز گاز

8- مراجع

- [1] B. Choudhury, B. B. Saha, P. K. Chatterjee, J. P. Sarkar, An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling, *Applied Energy*, Vol. 104, pp. 554-567, 2013.
- [2] R. Critoph, Y. Zhong, Review of trends in solid sorption refrigeration and heat pumping technology, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 219, No. 3, pp. 285-300, 2005.
- [3] L. Yong, K. Sumathy, Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, No. 4, pp. 305-338, 2002.
- [4] A. Pesaran, H. Lee, Y. Hwang, R. Rademacher, H.-H. Chun, Review article: Numerical simulation of adsorption heat pumps, *Energy*, Vol. 100, pp. 310-320, 2016.
- [5] Y. I. Aristov, Optimal adsorbent for adsorptive heat transformers: dynamic considerations, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 4, pp. 675-686, 2009.
- [6] K. A. Alam, B. Saha, Y. T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption refrigeration systems, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, Vol. 43, No. 24, pp. 4419-4431, 2000.
- [7] M. Louajari, A. Mimet, A. Ouammi, Study of the effect of finned tube adsorber on the performance of solar driven adsorption cooling machine using activated carbon-ammonia pair, *Applied energy*, Vol. 88, No. 3, pp. 690-698, 2011.
- [8] H. Niazmand, I. Dabzadeh, Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent beds with annular fins, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 3, pp. 581-593, 2012.