



انجمن مهندسی شیمی ایران

بسمه تعالی  
پنجمین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک



پنجمین  
کنفرانس  
ترمودینامیک

دانشگاه فردوسی مشهد

گواهی ارائه مقاله

بدینوسیله گواهی می‌گردد مقاله با عنوان:

" بررسی عددی اثر خواص ترموفیزیکی مبدل گرمایی صفحه- تخت پره دار بر عملکرد چیلر جذب

علمی "

یثم خطیبی، حمید نیازمند

در پنجمین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک که در یک و دو آذرماه ۱۳۹۶ در دانشکده مهندسی

دانشگاه فردوسی مشهد برگزار شد، با موفقیت ارائه گردید.



دانشگاه فردوسی مشهد  
پنجمین  
کنفرانس تخصصی  
ترمودینامیک  
دکتر سید حسین مظلومی  
دبیر اجرایی کنفرانس

دکتر بابک امین شهیدی  
دبیر علمی کنفرانس

## بررسی عددی اثر خواص ترموفیزیکی مبدل گرمایی صفحه-تخت پره دار بر عملکرد چیلر جذب سطحی

میثم خطیبی<sup>۱</sup>، حمید نیازمند<sup>\*۱</sup>

۱- دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

### چکیده

در این پژوهش به بررسی تأثیر خواص ترموفیزیکی مبدل گرمایی همراه با پره بر عملکرد سیستم‌های چیلر جذب سطحی پرداخته شده است. برای این منظور بستر جاذب یک چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت دارای پره‌های مستطیلی به صورت سه‌بعدی و به روش حجم محدود شبیه‌سازی شده است. همچنین از سیلیکاژل SWS-1L-آب به عنوان جفت کاری استفاده شده است. در راستای بررسی اثر خواص ترموفیزیکی مبدل گرمایی دو پارامتر اصلی شامل ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت حرارتی حجمی به صورت مجزا مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج نشان داد، توان سرمایش مخصوص تحت تأثیر ضریب هدایت حرارتی و ضریب عملکرد سیستم تحت تأثیر ظرفیت حرارتی حجمی می‌باشد. کاهش ظرفیت حرارتی حجمی منجر به افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود در حالی که افزایش ضریب هدایت حرارتی سبب افزایش توان تبرید مخصوص می‌شود و این افزایش تا مقداری معین ادامه پیدا می‌کند.

واژه‌های کلیدی: چیلر جذب سطحی، مبدل گرمایی، ضریب هدایت حرارتی، ظرفیت گرمایی حجمی

### ۱-مقدمه

گسترش روزافزون استفاده از سیستم‌های سرمایشی و به تبع آن افزایش مصرف انرژی در این بخش موجب شده است تا محققین درصدد جایگزینی سیستم‌های رایج تبرید با سیستم‌هایی با مصرف انرژی پایین‌تر و همچنین استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر به عنوان جایگزینی مناسب برای سوخت‌های فسیلی برآیند. سیستم‌های تبرید متداول علاوه بر اینکه مصرف انرژی بالایی دارند، اغلب از مبردهایی استفاده می‌کنند که به انتشار گازهای گلخانه‌ای کمک می‌کنند. برخی از این مبردها مانند کلروفلوروکربن‌ها،

\* niazmand@um.ac.ir  
<sup>1</sup> Chlorofluocarbuces (CFCs)

هیدروکلروفلوروکربن ها<sup>۲</sup> و هیدروفلوروکربن ها<sup>۳</sup> علاوه بر اثر تخریبی روی لایه اوزون، عامل گرمایش کره زمین می‌باشند [1]. مصرف بالای انرژی و روبه پایان بودن منابع سوخت فسیلی از یک سو، آلاینده‌گی محیط‌زیست و گرم شدن زمین از سوی دیگر سبب توجه بیشتر به سیستم‌های سرمایشی دوست دار محیط‌زیست شده است. لذا، سیستم‌های تبرید جذبی<sup>۴</sup> به دلیل بهره‌گیری از انرژی‌های هدررفته و انرژی‌های تجدید پذیر نظیر انرژی خورشیدی و انرژی زمین‌گرمایی و همچنین استفاده از مبردهای سازگار با محیط‌زیست، به‌عنوان جایگزینی مناسب برای سیستم‌های تبرید تراکمی رایج در دهه‌های اخیر به‌شدت مورد توجه قرار گرفته‌اند. در مقابل، این سیستم‌ها به علت انتقال حرارت و انتقال جرم ضعیف در بستر جاذب دارای توان سرمایش مخصوص<sup>۵</sup> و ضریب عملکرد<sup>۶</sup> نسبتاً پایینی در مقایسه با سایر سیستم‌های تبرید می‌باشند. [2] لذا در دهه‌های اخیر محققان زیادی در جهت بهبود عملکرد این سیستم‌ها تلاش نموده‌اند.

قسمت اصلی یک سیستم تبرید جذب سطحی، بستر جاذب آن می‌باشد که شامل دو بخش اصلی مواد جاذب و مبدل گرمایی است. در بستر جاذب این سیستم‌ها، مواد جاذب بر روی لوله‌ها و بین پره‌های مبدل گرمایی (در صورت وجود) که وظیفه تأمین حرارت در طی فرایندهای چرخه تبرید را دارند قرار می‌گیرند. از همین رو، بخش عمده تحقیقات انجام شده بر روی سیستم‌های تبرید جذب سطحی با هدف تقویت انتقال حرارت و جرم در بستر جاذب، به مطالعه بر روی این دو بخش اختصاص یافته است. در زمینه بستر مواد جاذب مطالعات زیادی بر روی جنس و ترکیب جفت‌های جاذب<sup>۷</sup> و جذب‌شونده<sup>۸</sup> و همچنین بررسی راه‌کارهایی به منظور افزایش انتقال حرارت بستر صورت گرفته است.

لی و همکارانش [3] به صورت تجربی به مقایسه دو جفت جاذب و جذب شونده کربن اکتیو-متانول و کربن اکتیو-تانول به منظور استفاده در یک سیستم جذب سطحی یخ‌ساز خورشیدی پرداختند. سولماس و همکاران [4] به‌طور تجربی به بررسی ظرفیت جذب آب در جاذب زئولیت طبیعی در شرایط دمایی و فشار مختلف و مقایسه با جفت‌های کربن اکتیو-متانول، سیلیکاژل-آب و زئولیت 13X-آب پرداختند. نیازمند و

Hydrochlorofluorocarbuers (HCFCs) <sup>2</sup>  
Hydrofluocarbuers (HFCs) <sup>3</sup>  
Adsorption cooling systems <sup>4</sup>  
Specific cooling power(SCP) <sup>5</sup>  
Coefficient of performance(COP) <sup>6</sup>  
Adsorbent <sup>7</sup>  
Adsorbate <sup>8</sup>

همکارانش [5] در پژوهش خود تأثیر قطر ذرات جاذب را بر عملکرد یک سیستم جذب سطحی مورد مطالعه قراردادند.

همان طور که گفته شد یکی دیگر از اجزا تأثیرگذار در سیستم‌های تبرید جذب سطحی مبدل گرمایی می‌باشد که باید از ویژگی‌های حرارتی خوبی برخوردار باشد. لذا، مطالعات در این حوزه بر روی راه‌کارهایی جهت افزایش انتقال حرارت از مبدل گرمایی به بستر متمرکز شده است. نحوه قرارگیری ذرات جاذب بر روی مبدل حرارتی و همچنین استفاده از سطوح گسترش‌یافته حرارتی به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت بین مبدل و مواد جاذب و فراهم کردن انتقال حرارت یکنواخت‌تر به بستر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند. نیازمند و داب زاده [6] یک بستر جاذب استوانه‌ای با پره‌های حلقوی را به صورت عددی مدل‌سازی نمودند. آن‌ها اثر ارتفاع بستر، فاصله بین پره‌ها و قطر بهینه ذرات بر روی ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص سیستم‌های جذب سطحی را مورد مطالعه قراردادند. همچنین نیازمند و همکاران [7] در پژوهشی دیگر به بررسی مشخصات هندسی بستر و مقایسه دو نوع پره حلقوی و صفحه‌ای پرداختند. گل پرور و همکارانش [8] به بررسی عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با استفاده از حرارت اتلافی اگزوز پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود از یک بستر لوله با پره‌های طولی به همراه زئولیت 13X به عنوان ماده جاذب استفاده کردند. محمد زاده و همکاران [9] در مطالعه خود یک چیلر جذب سطحی با مبدل گرمایی صفحه-تخت را مدل نمودند و اثر پارامترهای هندسی بستر و دو آرایش هندسی متفاوت بستر شامل پره‌های دوزنقه‌ای و مستطیلی را مورد ارزیابی قراردادند. رزک و همکاران [10] به بررسی اثر کاهش مقاومت تماسی از طریق پوشش سطح تماس لایه اول ماده جاذب با لوله فلزی و یکپارچه‌سازی آن و همچنین افزایش ضریب هدایت حرارتی بستر با افزودن ذرات فلزی به بستر پرداختند. وازکویچ و همکاران [11] یک بستر جاذب با پره‌های حلقوی که به وسیله زئولیت CBV901 پوشش داده شده بود را مورد مطالعه قراردادند.

یکی از مواردی که کمتر مورد مطالعه در این سیستم‌ها قرار گرفته است اثر جنس مبدل گرمایی می‌باشد. هینزه و همکارانش [12] به طور تجربی از یک مبدل گرمایی از جنس پلیمر رسانای گرما<sup>۹</sup> (ترکیب پلیمر و گرافیت) در یک سیستم جذب سطحی استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که با استفاده از این ماده پلیمری می‌توان تا 30% از مصرف انرژی برای گرمایش مبدل و پره‌ها صرفه‌جویی و در نتیجه ضریب عملکرد

سیستم را بالا برد؛ اما آن‌ها اثر پایین بودن ضریب هدایت حرارت این ماده را مورد بررسی قرار ندادند. ورده و همکارانش [13] یک بستر جاذب با مبدل گرمایی صفحه-تخت مورد استفاده در سیستم تهویه مطبوع اتومبیل را به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها در پژوهش خود اثر هندسه بستر و ضریب هدایت حرارتی بستر، مبدل گرمایی و سیال ناقل حرارت را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که بستر جاذب به تغییرات ضریب هدایت بیشتر حساس بوده و کمترین حساسیت مربوط به ضریب هدایت حرارتی سیال حامل انرژی می‌باشد. همچنین آن‌ها برای ضریب هدایت حرارتی مبدل گرمایی حداقل  $140 \text{ W/m.k}$  را مناسب دانسته‌اند؛ اما آن‌ها اثر ظرفیت حرارتی مبدل بر توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید را مطالعه نکردند. عملکرد حرارتی، هزینه ساخت، سایز مبدل و سازگاری در برابر خوردگی از جمله مهم‌ترین ویژگی‌های یک مبدل حرارتی خوب مورد نیاز در سیستم‌های تبرید جذب سطحی می‌باشد. با توجه به وجود و گسترش مواد مختلف با خواص حرارتی متفاوت برای استفاده در مبدل‌های گرمایی نیاز به یک بررسی جامع با در نظر گرفتن هر دو ویژگی ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی در گستره وسیعی از مقادیر این دو پارامتر گرمایی بر عملکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی بسیار احساس می‌شود.

هدف از این مقاله، بررسی تأثیر دو عامل مهم در خواص حرارتی ماده مورد استفاده در مبدل گرمایی شامل ضریب هدایت حرارتی<sup>۱۲</sup> و ظرفیت گرمایی حجمی<sup>۱۳</sup> بر روی عملکرد سیستم می‌باشد. بدین منظور، اثر این دو پارامتر به صورت مجزا بر روی توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش از یک مدل سه بعدی مبدل گرمایی صفحه-تخت با پره‌های مستطیلی به همراه جفت سیلیکاژل SWS-1L-آب استفاده شده است.

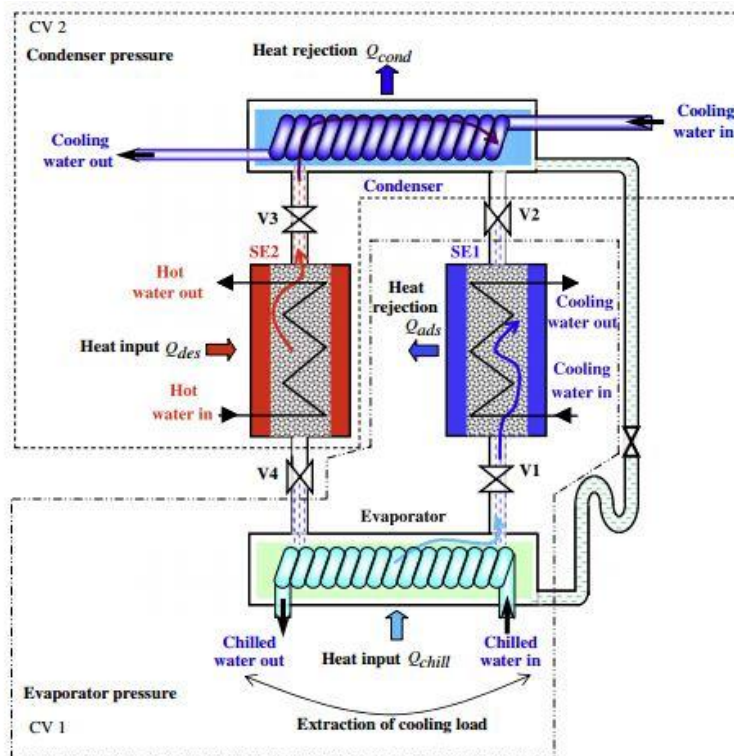
## ۲- سیستم تبرید جذب سطحی

چیلر جذب سطحی مانند چیلر تراکمی از چهار قسمت اصلی تشکیل شده است. کندانسور، اواپراتور، شیرهای کنترلی و اختناقی اجزای اصلی سیستم‌های جذب سطحی می‌باشند. بستر جاذب نوعی مبدل حرارتی است که ذرات جاذب متخلخل موجود در آن می‌توانند با جذب گرما سیال عامل را احیا و با دفع گرما آن را جذب نمایند و این فرایند می‌تواند به صورت تکرارپذیر برای مدت طولانی انجام شود. به این ترتیب

<sup>12</sup> Thermal conductivity coefficient  
<sup>13</sup> Volumetric heat capacity

سیال عامل بدون هیچ‌گونه توان مکانیکی در چرخه به گردش درمی‌آید و بستر جاذب به‌عنوان کمپرسور حرارتی سیستم عمل می‌کند.

در شکل 1 طرح کلی یک چیلر جاذب سطحی با دو بستر جاذب نشان داده شده است. چرخه جاذب سطحی از چهار فرایند تشکیل شده است. در مرحله نخست چهار شیر کنترلی بسته می‌باشند. در این زمان بستر جاذب شماره یک توسط سیال حامل انرژی گرم شده و در مدت زمان اندکی، فشار بستر جاذب شماره یک در اثر احیای سیال عامل به فشار کندانسور می‌رسد. (گرمایش جرم ثابت) در همین زمان آب سرد وارد لوله‌های بستر دو شده و فرایند جاذب سیال عامل در ذرات جاذب شروع می‌شود و فشار محفظه دو در جرم ثابت تا فشار اواپراتور کاهش خواهد یافت. (سرمايش جرم ثابت)



شکل 1- طرح کلی یک چیلر جاذب سطحی با دو محفظه جاذب [14]

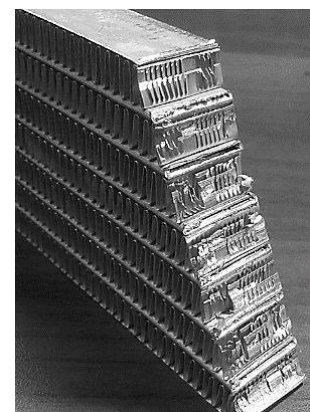
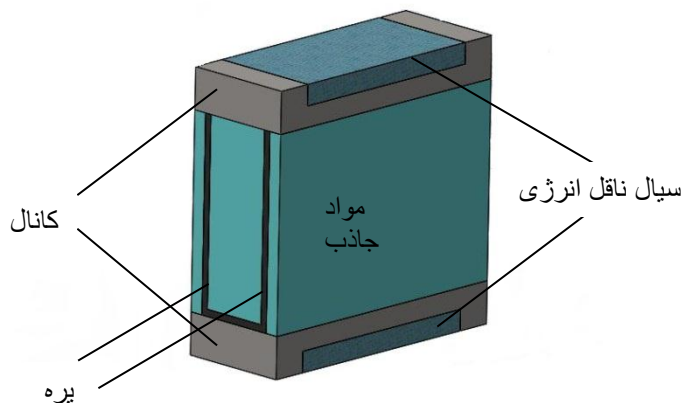
در مرحله دوم شیر بین بستر شماره یک و کندانسور باز شده و سیال عامل احیاء شده وارد کندانسور می‌شود. درحالی‌که همچنان بستر جاذب گرم می‌شود. (گرمایش فشار ثابت) سیال عامل پس از آزاد کردن گرما در کندانسور تغییر فاز داده و پس از عبور از شیر اختناق افت فشار پیدا می‌کند و سپس وارد اواپراتور



می‌شود. در این مرحله شیر اتصال بستر شماره دو و اواپراتور باز است و سیال عامل در اواپراتور پس از دریافت گرما از منبع دما پایین جذب مواد جامد در بستر دو خواهد شد. در این مرحله گرما دادن به بستر یک و خنک کردن بستر دو ادامه دارد تا هر دو به حالت اشباع برسند. در مرحله سوم دوباره همه شیرها بسته شده و عکس مرحله اول اتفاق می‌افتد یعنی بستر یک خنک شده و بستر دو گرم خواهد شد. بدین ترتیب فشار بستر یک تا فشار اواپراتور کاهش یافته و فشار بستر دو تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد. در مرحله چهارم عکس مرحله دوم انجام می‌شود و بستر دو به کندانسور متصل خواهد شد. پس از پایان مرحله آخر چرخه کامل می‌شود.

### ۳- مدل سازی عددی

به منظور بررسی اثر انتقال حرارت در مبدل گرمایی و بستر جاذب یک مدل سه بعدی برای بخش‌های مختلف محفظه جاذب شامل بستر مواد جاذب، پره‌ها، لوله‌ها و حوزه سیال ناقل حرارت در نظر گرفته شده است. در شکل 3 حوزه حل و همچنین نمونه واقعی مبدل صفحه-تخت پره دار نشان داده شده است. برای کاهش هزینه‌های محاسباتی و با توجه به تقارن نسبی هندسه و شرایط مرزی تنها بخشی کوچک از مبدل گرمایی مورد مطالعه قرار گرفته است. معادلات انتقال گرما و انتقال جرم مربوط به چهار حوزه حل که می‌بایست به طور هم زمان حل گردند با استفاده از روش حجم کنترل به وسیله کد به زبان فرترن حل شده‌اند.



شکل 2- حوزه حل و نمونه واقعی یک مبدل صفحه-تخت پره دار

### ۳-۱- معادلات حاکم

با هدف ساده‌سازی مدل‌سازی ضریب هدایت و ظرفیت حرارتی مبدل گرمایی ثابت فرض شده‌اند. همچنین فرض شده است که سیال عامل در فاز جذب‌شده به صورت مایع و در فاز احیاشده به صورت گاز ایده آل و تعادل دمایی بین ذرات جاذب و سیال عامل در دو فاز جذب و احیاشده برقرار باشد. معادلات حاکم بر چهار حوزه محاسباتی سیال ناقل انرژی، لوله، پره و بستر مواد جاذب که می‌بایست به صورت هم‌زمان حل گردند بر اساس فرضیات ذکرشده به شرح زیر می‌باشند:

#### ۳-۱-۱- سیال ناقل انرژی

معادله یک‌بعدی بقای انرژی در جهت جریان سیال ناقل گرما به صورت زیر می‌باشد:

$$\int_{cv} \rho_f C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial t} dV + \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (\rho_f C_{pf} \vec{U} T_f) dV = -Q_{f-CHAN} \quad (1)$$

$$Q_{f-CHAN} = h_f A (T_f - T_{interface}) \quad (2)$$

که در آن  $Q_{f-t}$  انتقال حرارت بین سیال و لوله می‌باشد.

#### ۳-۱-۲- کانال

معادله بقای انرژی برای کانال صفحه-تخت به صورت سه‌بعدی حل می‌گردد.

$$\int_{cv} (\rho C)_{chan} \frac{\partial T_{chan}}{\partial t} dV - \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T)_{chan} dV = 0 \quad (3)$$

#### ۳-۱-۳- پره‌ها

با توجه به ناچیز بودن ضخامت پره در مقایسه با ارتفاع و طول آن معادله بقای انرژی را می‌توان به صورت دوبعدی برای پره‌ها حل نمود.

$$\int_{cv} \rho_{fin} C_{pfin} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} dV - \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (k_{fin} \vec{\nabla} T_{fin}) dV = Q_{chan-fin} \quad (4)$$

#### ۳-۱-۴- بستر مواد جاذب

برای بررسی دینامیک بستر می‌بایست چهار معادله بقای انرژی، ممنتوم، پیوستگی و معادله گاز کامل به‌طور هم‌زمان حل گردند. معادله بقای انرژی بستر در حالت فشار غیریکنواخت یا به عبارت دیگر با در نظر گرفتن مقاومت برون ذره‌ای به صورت معادله (5) می‌باشد.



$$\int_{cv} (\rho C_p) \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (\rho_g C_{pg} \vec{U} T_b) dV = \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (k_b \vec{\nabla} T_b) dV + \int_{cv} \rho_b \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (5)$$

که در آن

$$\rho C_p = \varepsilon_t (\rho_g C_{pg}) + \rho_b (C_{pb} + w C_{pa}) \quad (6)$$

$$\varepsilon_t = \varepsilon_b + (1 - \varepsilon_b) \varepsilon_p \quad (7)$$

همچنین نرخ جذب در بستر می‌باشد که توسط مدل نیرومحرکه خطی<sup>۱۲</sup> محاسبه می‌شود. در واقع این

مدل مقاومت انتقال جرم درون ذره‌ای برای جذب و احیای سیال عامل را در نظر می‌گیرد [15, 16].

$$\frac{dw}{dt} = \left[ 15 D_{so} \text{Exp} \left( -\frac{E_a}{R_u T_b} \right) / R_p^2 \right] (w^* - w) \quad (8)$$

که در آن  $w^*$  جذب تعادلی در فشار و دمای بستر می‌باشد که از رابطه زیر برای جفت کاری سیلیکاژل-SWS

1L-آب محاسبه می‌گردد [17]:

$$w^* = \frac{1.6 \times 10^{-12} w_{\infty} \exp \left( \frac{\Delta H}{R_g \cdot T_{bed}} \right) \cdot P}{\left[ 1 + (2 \times 10^{-12} \exp \left( \frac{\Delta H}{R_g \cdot T_{bed}} \right) \cdot P)^{1.1} \right]^{1/1.1}} \quad (9)$$

معادله پیوستگی برای سیال عامل به صورت زیر می‌باشد:

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho \vec{u})_g \cdot d\vec{A} + \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0 \quad (10)$$

در معادله (10) سرعت بخار مبرد در بستر  $\vec{U}$  نیز به کمک قانون دارسی محاسبه می‌شود [18]:

$$\vec{u}_g = -\frac{K_d}{\mu_g} \vec{\nabla} P \quad (11)$$

که در آن  $\mu_g$  لزجت بخار و  $K_d$  نفوذپذیری بستر جاذب می‌باشد که با استفاده از رابطه (12) محاسبه

می‌گردد [19]:

$$K_d = \frac{\varepsilon_b^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon_b)^2} \quad (12)$$

با جایگذاری معادله دارسی در معادله پیوستگی می‌توان فشار بستر را محاسبه نمود.

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV - \int_{cs} \left( \rho_g \frac{K_d}{\mu_g} \vec{\nabla} P \right) \cdot d\vec{A} + \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0 \quad (13)$$

<sup>12</sup> Linear driving force model(LDF)

با استفاده از فشار به دست آمده از رابطه (13) و به کارگیری معادله‌ی حالت گاز کامل چگالی بخار سیال عامل در فاز احیاشده محاسبه می‌شود:

$$\rho_g = \frac{P}{R_g T_b} \quad (14)$$

### ۳-۲- پارامترهای عملکردی سیستم

دو پارامتر اساسی در ارزیابی عملکرد یک سیستم جذب سطحی توان سرمایه‌ی مخصوص و ضریب عملکرد وی باشند که از روابط (15,16) محاسبه می‌شوند [20]:

$$SCP = L_v \frac{(w_{\max} - w_{\min})}{t_{\text{cycle}}} \quad (15)$$

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{heating}}} \quad (16)$$

$L_v$  گرمای نهان آب در دمای اواپراتور می‌باشد. همچنین  $w_{\max}$  و  $w_{\min}$  به ترتیب بیشترین و کمترین مقدار جذب می‌باشند که با توجه به شرایط کنترلی اعمال شده به بستر محاسبه می‌گردند. در این پژوهش از رابطه ارائه‌شده در مرجع [8] برای کنترل چرخه استفاده شده است.  $Q_{\text{evap}}$  انرژی تبرید تولیدی و  $Q_{\text{heating}}$  انرژی گرمایی ورودی به سیستم می‌باشد که به صورت زیر محاسبه می‌گردند:

$$Q_{\text{evap}} = \int_{ads} \dot{m}_g L_v dt \quad (17)$$

$$Q_{\text{heating}} = \sum_{t=t_1}^{t=t_2} \sum_{\text{node}=1}^{\text{node}=\max} [(mC_p \Delta T)_f + (mC_p \Delta T)_{\text{hex}} + (\rho C_p \forall \Delta T)_b + (m_b \Delta H \frac{dw}{dt} \Delta t)] \quad (18)$$

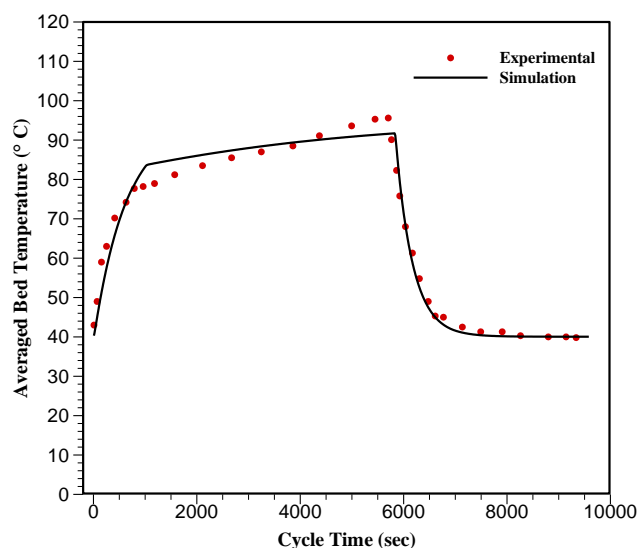
$t_1$  و  $t_2$  به ترتیب زمان‌های شروع فرایند گرمایش جرم ثابت و اتمام فرایند احیای فشار ثابت در طی یک چرخه می‌باشند.

### ۳-۳- شرایط اولیه و مرزی

دما و فشار اولیه برای تمامی اجزاء سیستم به ترتیب، دمای آب‌خنک کننده و فشار اواپراتور در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار اولیه جذب برابر مقدار جذب تعادلی در فشار و دمای اولیه بستر فرض شده است. شرط مرزی دمایی برای سطوح مشترک بین بستر با لوله فلزی و پرها و همچنین بین پرها و لوله فلزی به صورت تعادل حرارتی و بقیه مرزها آدیاباتیکی در نظر گرفته شده است. شرط مرزی سیال ناقل حرارت متناسب با دمای آب گرم یا سرد در هر مرحله تعیین می‌گردد.

#### ۴ - اعتبارسنجی

با توجه به اینکه نتایج تجربی مربوط به چیلر جذب سطحی سیلیکاژل SWS-1L-آب با مبدل صفحه-تخت و پره‌های مستطیلی در دسترس نمی‌باشد جهت اعتبارسنجی مدل عددی ارائه شده در این مقاله، از نتایج تجربی ارائه شده برای مبدل گرمایی با پره‌های حلقوی و جفت سیلیکاژل SWS-1L-آب توسط رستوکیا و همکاران [21] استفاده شده است. در واقع مدل عددی ارائه شده در این مقاله بر روی یک مبدل گرمایی با پره‌های حلقوی مورد ارزیابی قرار گرفته است. شکل 3 مقایسه تغییرات زمانی میانگین دما بستر در دو حالت تجربی و مدل عددی ارائه شده را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد انطباق خوبی بین نتایج برای مبدل گرمایی وجود دارد. با وجود تفاوتی که در ساختار مبدل صفحه-تخت و حلقوی وجود دارد می‌توان به دلیل صحت و دقت بالای مدل آن را به مبدل صفحه-تخت نیز تعمیم دهیم.



شکل 3 مقایسه تغییرات زمانی دما میانگین بستر به روش عددی و تجربی در مبدل حلقوی

#### ۵ - نتایج

در این بخش، یک چرخه تبرید جذب سطحی با بستر جاذب مستطیلی از دیدگاه ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی حجمی مبدل گرمایی مورد بررسی قرار گرفته است. در ارزیابی صورت گرفته مشخصات جفت جاذب و جذب‌شونده و برخی مشخصات هندسی و ترمودینامیکی چرخه ثابت در نظر گرفته شده‌اند. مقادیر پارامترهای مورد استفاده در مدل‌سازی در جدول 1 ذکر شده‌اند. تأثیر ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی حجمی در گستره وسیع و کاربردی از مقادیر این خواص (ضریب هدایت حرارتی در گستره

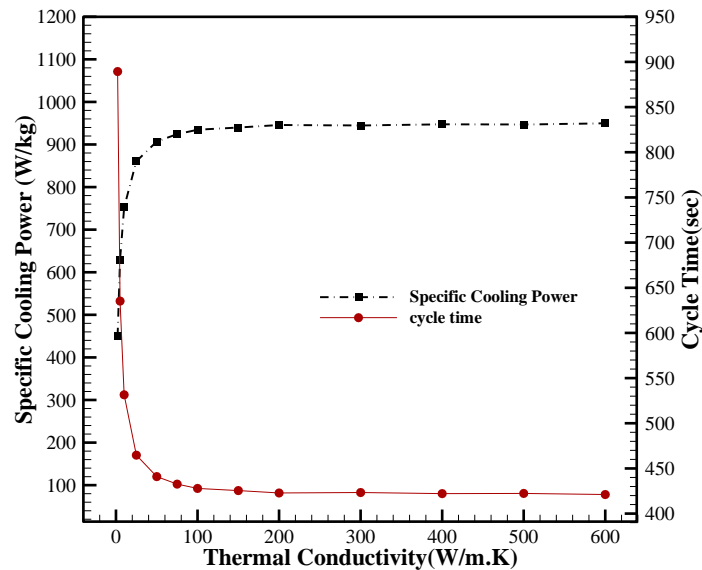
مقادیر  $2-600 \text{ W/m.K}$  و ظرفیت گرمایی حجمی در بازه  $1 \times 10^6 - 5 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$  بر روی توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. برای بررسی اثر هر یک از خواص، خاصیت دیگر ثابت در نظر گرفته شده است. این مقدار ثابت برای ضریب هدایت حرارتی برابر با  $300 \text{ W/m.K}$  و ظرفیت گرمایی حجمی  $1.5 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$  فرض شده است.

جدول 1 پارامترهای هندسی، ترمودینامیکی و عملکردی مورداستفاده در مدل سازی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد	پارامتر	نماد	مقدار	واحد
مساحت سطح مقطع کانال	$A$	23.4	$\text{mm}^2$	ضریب انتقال گرمای هدایت معادل بستر	$k_b$	0.2	$\text{W/m.K}$
ضخامت کانال	$t_t$	2.42	mm	تخلخل بستر	$\varepsilon_b$	0.36	-
طول بستر	$FL$	20	mm	تخلخل ذرات	$\varepsilon_p$	0.5	-
ضخامت پره	$FT$	0.5	mm	ضریب ثابت پخش سطحی	$D_{so}$	$2.54 \times 10^{-4}$	$\text{m}^2/\text{s}$
ارتفاع پره	$FH$	8	mm	گرمای جذب	$\Delta H$	$2.76 \times 10^6$	mm
گام پره ها	$FP$	3	mm	انرژی فعال سازی پخش سطحی	$E_a$	42000	$\text{J/mol}$
دبی سیال حامل انرژی	$\dot{m}_f$	0.01	kg/s	قطر ذرات جاذب	$d_p$	0.3	mm
دمای سیال گرم ورودی	$T_{\text{heating}}$	90	$^{\circ}\text{C}$	دمای سیال سرد ورودی	$T_{\text{cooling}}$	30	$^{\circ}\text{C}$

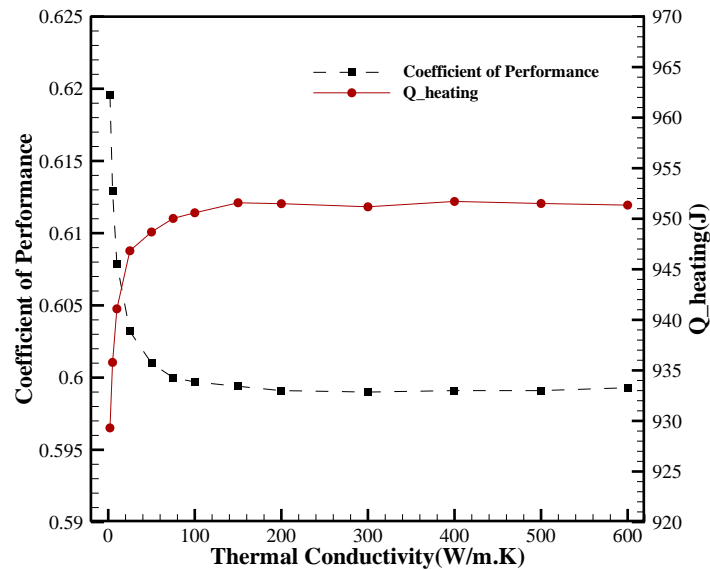
از آنجایی که نرخ انتقال حرارت با ضریب هدایت حرارتی رابطه مستقیم دارد، لذا با افزایش ضریب هدایت حرارتی مبدل گرمایی انتظار می رود که انتقال حرارت از سیال ناقل انرژی به مواد جاذب و بلعکس در مدت زمان کمتری صورت گیرد. شکل 4 که بیانگر تغییرات زمان چرخه برحسب ضریب هدایت حرارتی می باشد این حقیقت را نشان می دهد؛ اما شکل 4 نشان می دهد که افزایش ضریب هدایت حرارتی، پیوسته باعث کاهش زمان چرخه نمی شود. به عبارت دیگر، با افزایش ضریب هدایت از مقداری معین زمان چرخه ثابت باقی می ماند. همچنین مشاهده می شود که مقادیر کوچک ضریب هدایت حرارتی (کمتر از  $50 \text{ W/m.K}$ ) زمان چرخه را به شکل محسوسی افزایش می دهد به طوری که با کاهش ضریب هدایت از  $50 \text{ W/m.K}$  به  $25 \text{ W/m.K}$  و  $10 \text{ W/m.K}$  به ترتیب 6% و 20% زمان چرخه افزایش می یابد. لذا، می توان گفت برای ضریب هدایت حرارتی محدوده ای وجود دارد که به ازای مقادیر بیشتر از آن تأثیر ضریب هدایت بی اثر شده و به ازای مقادیر کمتر از آن زمان چرخه به شدت تحت تأثیر قرار می گیرد. همچنین در شکل 4 تغییرات SCP برحسب ضریب هدایت نشان داده شده است. طبق رابطه (17) SCP با زمان چرخه رابطه عکس دارد، بنابراین

آنچه در رابطه با زمان چرخه گفته شد برای SCP نیز صادق می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد برای مبدل صفحه-تخت با ارتفاع و فاصله بین پره‌های به ترتیب 8mm و 3mm برای رسیدن به حداکثر SCP نیاز به مبدلی با ضریب هدایت حرارتی حداقل 75W/m.K می‌باشد.



شکل 4 تغییرات زمان چرخه و توان تبرید مخصوص برحسب ضریب هدایت حرارتی

شکل 5 اثر ضریب هدایت حرارتی را بر روی انرژی گرمایی ورودی به بستر و ضریب عملکرد سیستم نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود برخلاف تأثیر منفی کاهش ضریب هدایت حرارتی در مقادیر کمتر از 50W/m.K بر روی توان تبرید مخصوص، کاهش ضریب هدایت در این بازه سبب کاهش گرمای مصرفی و به تبع آن افزایش COP شده است. اگرچه این افزایش بسیار کم و در کل بازه تغییرات ضریب هدایت حداکثر معادل 3% می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که COP نیز به مانند SCP از مقدار معینی از ضریب هدایت به بعد مقدار ثابتی به خود می‌گیرد. با توجه به آنچه گفته شد، می‌توان گفت که ضریب هدایت پارامتر مهمی در تعیین SCP می‌باشد و در مقابل اثر ضعیفی نیز بر روی COP خواهد داشت.

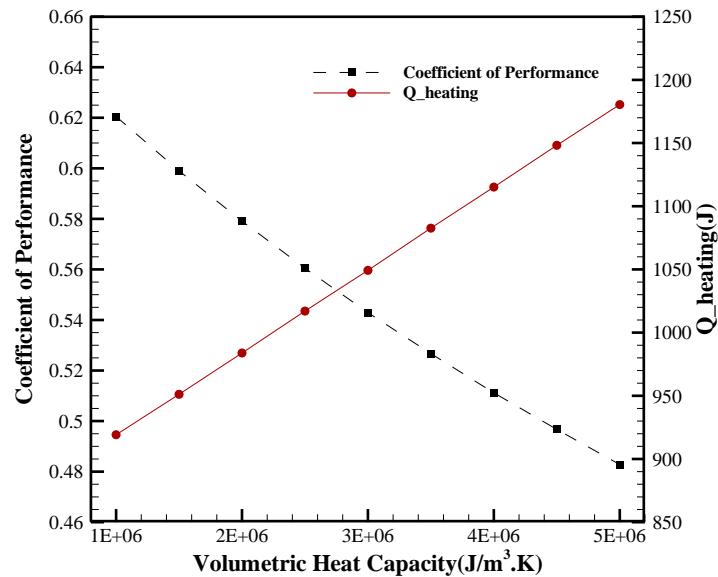


شکل 5 تغییرات ضریب عملکرد و گرمای ورودی چرخه بر حسب ضریب هدایت حرارتی

ضریب عملکرد سیستم تبرید به صورت نسبت انرژی تبرید تولیدی به گرمای ورودی به چرخه تعریف می‌گردد. انرژی گرمایی داده شده به سیستم را می‌توان به دو بخش عمده تقسیم نمود یکی انرژی مصرفی جهت احیا مبرد و دیگری گرمایی که صرف ظرفیت گرمایی اجزاء بستر می‌شود. بخش دوم عاملی مهمی در مصرف انرژی در خلال گرم و سرد شدن بستر می‌باشد. ظرفیت گرمایی سه قسمت بستر جاذب شامل سیال ناقل انرژی، مواد جاذب و مبدل گرمایی مصرف کننده‌های اصلی انرژی گرمایی ورودی به سیستم هستند که در این بین سیال ناقل انرژی از سهم کمتری برخوردار می‌باشد. لذا ظرفیت گرمایی مبدل می‌تواند نقش مهمی در COP سیستم‌های تبرید جاذب سطحی داشته باشد. همان طور که در روابط (3) و (4) ملاحظه می‌گردد اثر ظرفیت گرمایی ویژه به همراه چگالی در معادلات انرژی پره و کانال اعمال شده است از طرفی هم مواد مختلف، چگالی و گرمای ویژه مختلفی دارند لذا به جای بررسی اثر ظرفیت گرمایی ویژه و ثابت در نظر گرفتن چگالی، حاصل ضرب این دو پارامتر یعنی ظرفیت گرمایی حجمی مورد بررسی قرار گرفته است. شکل 6 اثر ظرفیت گرمایی حجمی بر COP و گرمای مصرفی در یک چرخه را نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌گردد گرمایی که صرف ظرفیت حرارتی مبدل گرمایی می‌شود و به تبع آن COP سیستم، شدیداً تحت تأثیر مقدار ظرفیت گرمایی حجمی ماده مبدل گرمایی بوده و تقریباً به صورت خطی با افزایش ظرفیت حرارتی کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی مبدل گرمایی، مقدار گرمای

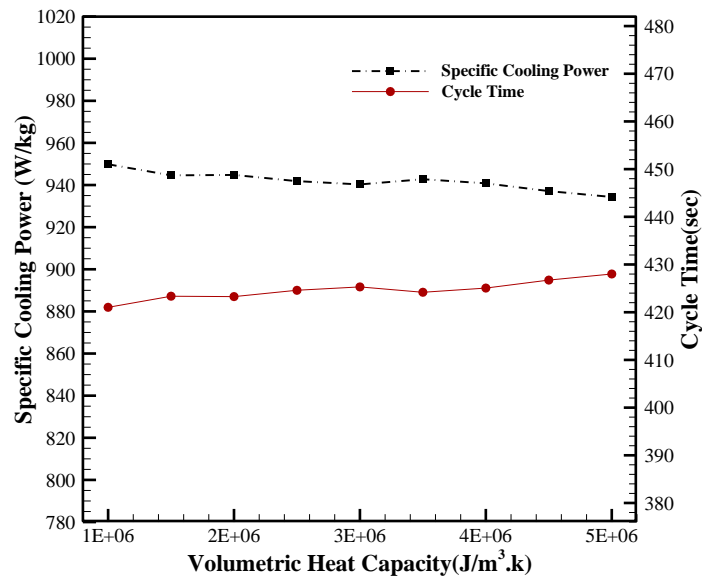


ورودی مورد نیاز به سیستم افزایش می‌یابد در حالی که سرمایه‌ش تولیدی در چرخه تقریباً ثابت باقی می‌ماند. لذا با توجه به رابطه (16)، COP سیستم کاهش می‌یابد. این کاهش COP با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی از  $1 \times 10^6 \text{ (J/m}^3 \cdot \text{K)}$  به  $5 \times 10^6 \text{ (J/m}^3 \cdot \text{K)}$  تقریباً معادل 22% می‌باشد.



شکل 6 تغییرات ضریب عملکرد و گرمای مصرفی چرخه بر حسب ظرفیت گرمایی حجمی

شکل 7 نشان می‌دهد افزایش ظرفیت گرمایی حجمی اثر محسوسی بر روی زمان چرخه و در نتیجه SCP سیستم ندارد. برای مثال به ازای افزایش ظرفیت گرمایی حجمی از  $1.5 \times 10^6 \text{ (J/m}^3 \cdot \text{K)}$  به  $2 \times 10^6 \text{ (J/m}^3 \cdot \text{K)}$ ، COP تقریباً 3.4% کاهش می‌یابد در حالی که SCP کمتر از 0.1% کاهش می‌یابد. لذا می‌توان نتیجه گرفت که می‌توان از اثر ظرفیت گرمایی حجمی بر روی SCP صرف نظر نمود و در مقابل اثر آن را منحصر به COP دانست.



شکل 7 تغییرات ضریب عملکرد و گرمای مصرفی چرخه بر حسب ظرفیت گرمایی حجمی

با توجه به موارد ذکر شده و همچنین با وجود گستره وسیعی از مواد با ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت حرارتی حجمی متفاوت مشاهده می‌شود برای داشتن COP و SCP بالا باید هر دو پارامتر به طور هم زمان مورد توجه قرار گیرند.

#### ۶- نتیجه گیری

در این مقاله، اثر خواص ترموفیزیکی یک مبدل گرمایی همراه با پره شامل ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت حرارتی حجمی بر عملکرد سیستم‌های چیلر جذب سطحی پرداخته شده است. برای این منظور بستر جاذب یک چیلر جذب سطحی با مبدل صفحه-تخت دارای پره‌های مستطیلی با جفت کاری سیلیکاژل SWS-1L-آب به صورت سه‌بعدی و به روش حجم محدود شبیه‌سازی شده است. نتایج نشان داد، ضریب هدایت حرارتی بیشترین اثر را بر روی SCP سیستم دارد و در مبدلی با شرایط هندسی معین، دارای مقداری مشخص می‌باشد که به ازای مقادیر بیشتر از این مقدار اثر هدایت حرارتی بسیار ناچیز و قابل صرف نظر کردن می‌باشد و همچنین برای مقادیر کمتر شدیداً سبب افت مقدار SCP می‌شود. همچنین مشاهده شد ضریب عملکرد شدیداً تحت تأثیر ظرفیت حرارتی حجمی بوده و با افزایش ظرفیت حرارتی کاهش می‌یابد.



## ۷- فهرست علائم

	زیرنویس‌ها		فشار (Pa)	$P$
سیال ناقل انرژی	$f$		دما (K)	$T$
فاز گاز	$g$	مقدار مبرد جذب شده در واحد جرم جاذب ( $kg/kg_b$ )		$w$
پره	$fin$	مقدار جذب تعادلی ( $kg/kg_b$ )		$w^*$
بستر جاذب	$b$	گرمای ویژه ( $J/kg.K$ )		$C_p$
مبدل گرمایی	$hex$	ضریب هدایت حرارتی ( $W/m.K$ )		$k$
سطح کنترل	$cs$	جرم (Kg)		$m$
حجم کنترل	$cv$			علائم یونانی
ذرات جاذب	$p$	لزجت دینامیکی ( $kg\ m^{-1}s^{-1}$ )		$\mu$
کانال	$chan$	چگالی ( $kg\ m^{-3}$ )		$\rho$
		تخلخل		$\varepsilon$

## ۸- مراجع

- [1] Y. Fan, L. Luo, B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 11, No. 8, pp. 1758-1775, (2007) .
- [2] A. Sharafian, M. Bahrami, "Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 30, pp. 440-451, (2014).
- [3] M. Li, H. Huang, R. Wang, L. Wang, W. Cai, W. Yang, "Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker", Renewable Energy, Vol. 29, No. 15, pp. 2235-2244, (2004).
- [4] İ. Solmuş, C. Yamalı, B. Kaftanoğlu, D. Baker, A. Çağlar, "Adsorption properties of a natural zeolite-water pair for use in adsorption cooling cycles", Applied energy, Vol. 87, No. 6, pp. 2062-2067, (2010).
- [5] 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).
- [6] 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).
- [7] 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).

- [8] س. ب. گل پرور، م. محمد زاده کوثری، ح. نیازمند، "بهبودسازی بستر جاذب لوله با فین‌های طولی در سیستم تبرید جذب سطحی با به‌کارگیری حرارت اتلافی اگزوز"، مهندسی مکانیک مدرس، Vol. 16, No. 12, pp. 767-778, (2016).
- [9] م. محمد زاده کوثری، س. ب. گل پرور، ح. نیازمند، "بررسی عددی تأثیر ساختار هندسی مبدل گرمایی صفحه-تخت بر عملکرد چیلر جذب سطحی"، مهندسی مکانیک مدرس، Vol. 16, No. 12, pp. 345-356, (2016).
- [10] A. Rezk, R. Al-Dadah, S. Mahmoud, A. Elsayed, "Effects of contact resistance and metal additives in finned-tube adsorbent beds on the performance of silica gel/water adsorption chiller", Applied Thermal Engineering, Vol. 53, No. 2, pp. 278-284, (2013).
- [11] S. Waszkiewicz, M. Tierney, "Development of coated, annular fins for adsorption chillers", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 11, pp. 2222-2227, (2009).
- [12] M. Hinze, F. Ranft, D. Drummer, W. Schwieger, "Reduction of the heat capacity in low-temperature adsorption chillers using thermally conductive polymers as heat exchangers material", Energy Conversion and Management, Vol. 145, pp. 378-385, (2017).
- [13] M. Verde, K. Harby, J. M. Corberán, "Optimization of thermal design and geometrical parameters of a flat tube-fin adsorbent bed for automobile air-conditioning", Applied Thermal Engineering, Vol. 111, pp. 489-502, (2017).
- [14] T. Miyazaki, A. Akisawa, B. Saha, I. El-Sharkawy, A. Chakraborty, "A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers", International journal of refrigeration, Vol. 32, No. 5, pp. 846-853, (2009).
- [15] S. Sircar, J. Hufton, "Why does the linear driving force model for adsorption kinetics work", Adsorption, Vol. 6, No. 2, pp. 137-147, (2000).
- [16] B. B. Saha, A. Chakraborty, S. Koyama, Y. I. Aristov, "A new generation cooling device employing CaCl<sub>2</sub>-in-silica gel-water system", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, No. 1, pp. 516-524, (2009).
- [17] J. Toth, "State equation of the solid-gas interface layers", Acta Chim. Hung. Vol. 69, pp. 311-328, (1971).
- [18] D. A. Nield, A. Bejan, "Convection in Porous Media", Springer Science & Business Media, (2012).
- [19] R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot, "Transport phenomena". 2nd, New York, (2002).
- [20] Z. Rogala, "Adsorption chiller using flat-tube adsorbents-Performance assessment and optimization", Applied Thermal Engineering, Vol. 121, pp. 431-442, (2017).
- [21] 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).