



Numerical Study of the Thermo-physical Properties Effects of a Finned Flat-tube Heat Exchanger Body Material on the Adsorption Chiller Performance

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Khatibi M.¹ MSc,
 Mohammadzadeh Kowsari M.¹ MSc,
 Niazmand H.*¹ PhD

How to cite this article

Khatibi M, Mohammadzadeh Kowsari M, Niazmand H. Numerical Study of the Thermo-physical Properties Effects of a Finned Flat-tube Heat Exchanger Body Material on the Adsorption Chiller Performance. Modares Mechanical Engineering, 2019;19(3):515-526.

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran. Postal Code: 9177948944
 Phone: +98 (51) 38805103
 Fax: +98 (51) 38806055
 niazmand@um.ac.ir

Article History

Received: March 18, 2018
 Accepted: November 03, 2018
 ePublished: March 01, 2019

ABSTRACT

In this study, the thermo-physical properties effects of the heat exchanger body on the adsorption chillers performance have been investigated. For this purpose, an adsorbent bed with rectangular finned flat-tube heat exchanger is simulated by employing a three-dimensional control volume scheme. Furthermore, silica gel SWS-1L-water has been used as a working pair. In order to investigate the effects of thermo-physical properties of the heat exchanger body material, two main parameters including the thermal conductivity coefficient and the volumetric thermal capacity are examined. Also, the effects of these parameters along with variations of the fin height and fin pitch on the specific cooling power (SCP) and the system coefficient of performance (COP) are investigated. The results indicated that the SCP increases with the increase in thermal conductivity coefficient up to a certain value, which increases and decreases with the increase in fin height and fin pitch, respectively. The results also showed that the effects of the volumetric thermal capacity on the SCP are negligible such that it can be considered independent of the heat exchanger body material volumetric thermal capacity. Unlike the SCP, the COP is strongly influenced by the volumetric thermal capacity. The increase in volumetric thermal capacity results in decreasing the COP. The slope of the decrease in the COP decreases with increasing the fin height and pitch. Also, by increasing the thermal conductivity coefficient, the COP slightly decreases.

Keywords Adsorption Chiller; Heat Exchanger; Numerical Study; Thermal Conductivity Coefficient; Volumetric Heat Capacity

CITATION LINKS

[1] A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. Renewable and ... [2] Adsorptive transformation and storage of renewable heat: Review of current trends in ... [3] Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ... [4] Optimal working pairs for solar ... [5] Effects of porosity on heat and mass transfer in a ... [6] Effects of particle diameter on performance improvement ... [7] Effects of contact resistance and metal additives in finned-tube adsorbent beds on the performance of silica ... [8] Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance [9] Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent ... [10] Bed geometrical specifications effects on the performance of ... [11] Optimization of longitudinal finned-tube adsorber bed in an exhaust waste heat driven ... [12] Adsorption cooling systems for heavy trucks A/C applications driven by ... [13] Optimum fin spacing of finned tube adsorber bed heat exchangers in an exhaust gas-driven ... [14] Numerical investigation on the effect of flat-tube heat exchanger geometrical structure on the ... [15] Reduction of the heat capacity in low-temperature adsorption chillers using thermally conductive polymers as ... [16] Optimization of thermal design and geometrical parameters... [17] Recent research developments in polymer heat ... [18] Why does the linear driving force model for adsorption ... [19] A new generation cooling device employing ... [20] Approximation equations for describing the sorption equilibrium ... [21] Numerical modeling and structural investigation of adsorbent bed with ... [22] Bed configuration effects on the finned flat-tube adsorption heat exchanger performance: Numerical ... [23] Adsorption chiller using flat-tube adsorbers-Performance ... [24] Effect of inter-particle mass transfer resistance on the performance parameters of an adsorption ... [25] Fundamentals of Heat and Mass ... [26] The use of polymers in heat ...

بررسی عددی اثر خواص ترموفیزیکی جنس بدنه مبدل گرمایی صفحه-تخت فین دار بر عملکرد چیلر جذب سطحی

میثم خطیبی MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

میلاذ محمدزاده کوثری MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

حمید نیازمند* PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

چکیده

در این پژوهش، به بررسی تاثیر خواص ترموفیزیکی جنس بدنه مبدل گرمایی فین دار بر عملکرد چیلرهای جذب سطحی پرداخته شده است. برای این منظور، یک بستر جاذب با مبدل صفحه-تخت و فین‌های مستطیلی به صورت سه بعدی و به روش حجم محدود شبیه سازی شده است. همچنین از سیلیکاژل-SWS-1L-آب به عنوان جفت کاری استفاده شده است. به منظور بررسی خواص ترموفیزیکی جنس بدنه مبدل گرمایی دو پارامتر اصلی شامل ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی مورد بررسی قرار گرفته اند. همچنین تاثیر این پارامترها بر توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین بررسی شده است. نتایج نشان داد که توان سرمایش مخصوص با افزایش ضریب هدایت گرمایی تا مقدار معینی افزایش می‌یابد، یا به عبارت دیگر یک حداقل ضریب هدایت گرمایی مناسب وجود دارد که با افزایش ارتفاع و گام فین به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. همچنین نتایج نشان داد که اثر ظرفیت گرمایی حجمی بر توان سرمایش مخصوص بسیار اندک است، به طوری که می‌توان توان سرمایش مخصوص سیستم را مستقل از تغییرات ظرفیت گرمایی حجمی جنس بدنه مبدل گرمایی دانست. برخلاف توان سرمایش مخصوص، ضریب عملکرد سیستم تحت تاثیر ظرفیت گرمایی حجمی بوده و با افزایش مقدار آن، کاهش می‌یابد. شیب کاهش یافتن ضریب عملکرد با افزایش ارتفاع و گام فین کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش ضریب هدایت گرمایی، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد که البته این کاهش قابل توجه نیست.

کلیدواژه‌ها: چیلر جذب سطحی، مبدل گرمایی، مدل سازی عددی، ضریب هدایت گرمایی، ظرفیت گرمایی حجمی

تاریخ دریافت: ۹۶/۱۲/۲۷

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۱۲

* نویسنده مسئول: niazmand@um.ac.ir

۱- مقدمه

سیستم‌های تبرید جذبی به عنوان جایگزینی برای سیستم‌های تبرید تراکمی رایج، در دهه‌های اخیر مورد توجه ویژه‌ای قرار گرفته‌اند. نیاز روزافزون به انرژی و رو به پایان بودن منابع سوخت فسیلی از یک سو و مشکلات زیست محیطی پدید آمده در رابطه با آلودگی هوا و تغییرات آب و هوایی از سوی دیگر، اهمیت جایگزینی سیستم‌های تبرید رایج را دوچندان کرده است. سیستم‌هایی نظیر سیستم‌های تبرید جذبی به دلیل بهره‌گیری از انرژی‌های هدررفته و تجدیدپذیر نظیر انرژی خورشیدی و زمین گرمایی و همچنین استفاده از مبردهای سازگار با محیط زیست، گزینه مناسبی برای جایگزینی با سیستم‌های تبرید تراکمی رایج هستند. بین سیستم‌های تبرید جذبی، سیستم‌های تبرید جذب سطحی به واسطه امکان کارکردن با منابع گرمایی با گستره دمایی وسیع، عمر بیشتر، قابلیت ساخت آسان تر و امکان استفاده در سیستم‌های دارای ارتعاش نظیر قایق‌ها و خودروها در مقایسه با سیستم‌های تبرید جذب حجمی توجه ویژه‌ای را به خود جلب کرده‌اند^[1]. در مقابل، این سیستم‌ها به علت انتقال گرما و انتقال جرم نسبتاً ضعیف در بستر جاذب، از توان سرمایش مخصوص

(SCP) و ضریب عملکرد (COP) پایین تری نسبت به سیستم‌های تبرید تراکمی و جذب حجمی برخوردار هستند. توان سرمایش مخصوص پایین سبب شده است که برای یک توان تبرید معین، اندازه و حجم سیستم‌های تبرید جذب سطحی در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی بزرگ‌تر باشد^[2]. لذا با توجه به مزایای ذکر شده برای سیستم‌های تبرید جذب سطحی، محققان زیادی در دهه‌های اخیر در راستای بهبود عملکرد این سیستم‌ها تلاش نموده‌اند.

قسمت اصلی یک سیستم تبرید جذب سطحی، بستر جاذب آن بوده که شامل دو بخش اصلی مواد جاذب و مبدل گرمایی است. در بستر جاذب این سیستم‌ها، مواد جاذب روی لوله‌ها و بین فین‌های مبدل گرمایی (در صورت وجود) که وظیفه تامین گرما طی فرآیندهای چرخه تبرید را دارند، قرار می‌گیرند. از همین رو، بخش عمده تحقیقات انجام شده با هدف تقویت انتقال گرما و جرم، به مطالعه روی این دو بخش اختصاص یافته است. از جمله پژوهش‌های انجام شده در بخش بستر ذرات جاذب می‌توان به پژوهش لی و همکاران^[3] اشاره کرد که به صورت تجربی به مقایسه دو جفت کاری کربن فعال-متانول و کربن فعال-اتانول به منظور استفاده در یک سیستم جذب سطحی یخ ساز خورشیدی پرداختند. نتایج آنها نشان داد که در شرایط محیطی و عملکردی یکسان، دو جفت کربن فعال-متانول، سه تا چهار مرتبه بهتر از جفت دیگر است. /لوهی و همکاران^[4] به طور عددی به بررسی ظرفیت جذب و ضریب عملکرد خورشیدی سیستم‌های مختلف با استفاده از هفت نوع جفت جاذب و جذب شونده مختلف پرداختند. نتایج آنها نشان داد که بیشترین ظرفیت جذب، مربوط به جفت‌های فیبر کربن فعال-متانول و کمترین ظرفیت، مربوط به جفت ژئولیت-اتانول است. آنها همچنین نشان دادند که بیشترین ضریب عملکرد خورشیدی بین جفت‌های مورد بررسی وابسته به کاربرد سیستم بوده، به طوری که جفت سیلیکاژل-آب برای سیستم‌های تهویه مطبوع و جفت فیبر کربن فعال-متانول برای دستگاه‌های یخ ساز و سیستم‌های ذخیره سازی در پزشکی و صنایع غذایی مناسب است.

دمیر و همکاران^[5] تاثیر تخلخل یک بستر حلقوی حاوی ذرات سیلیکاژل در فرآیند جذب بخار آب را مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند که افزایش مقدار تخلخل موجب کاهش مقاومت انتقال جرم بستر از یک سو و از سوی دیگر موجب کاهش ضریب رسانش بستر و در نتیجه افزایش مقاومت انتقال گرما می‌شود. مدت زمان جذب نیز با افزایش تخلخل، افزایش می‌یابد که نشان می‌دهد مقاومت انتقال گرما اثر بیشتری نسبت به مقاومت انتقال جرم بر عملکرد بستر داشته است. نیازمند و همکاران^[6] در پژوهش خود تاثیر قطر ذرات جاذب را بر عملکرد یک سیستم جذب سطحی مطالعه کردند و نشان دادند که قطر بهینه ذرات تابعی از پارامترهای مختلف نظیر ارتفاع و گام فین و همچنین دمای سیال گرم و خنک کننده است. همچنین نتایج آنها نشان داد که افزایش ارتفاع و گام فین، قطر بهینه را به ترتیب افزایش و کاهش می‌دهد و افزایش دمای آب گرم و خنک کننده قطر بهینه را افزایش می‌دهد. زرک و همکاران^[7] به بررسی اثر کاهش مقاومت تماسی از طریق پوشش سطح تماس لایه اول ماده جاذب با لوله فلزی و همچنین افزایش ضریب هدایت گرمایی بستر با افزودن ذرات فلزی به بستر پرداختند. نتایج نشان داد که در نتیجه ترکیب این دو روش، ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد سیستم با افزایش نسبت فاصله فین‌ها تا حداکثر ۲۵٪ افزایش می‌یابد.

گرفته، تاکنون مطالعه جامعی روی تاثیر جنس مبدل گرمایی بر عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی صورت نگرفته است. در حقیقت، در بیشتر مطالعات انجام شده از یک مبدل گرمایی با جنس ثابت که غالباً آلومینیوم یا مس بوده، استفاده شده است. تعداد محدودی از مطالعات به بررسی اثر جنس مبدل گرمایی پرداخته‌اند. هینزه و همکاران^[15] به‌طور تجربی از یک مبدل گرمایی از جنس پلیمر رسانای گرما (ترکیب پلیمر و گرافیت) در یک سیستم جذب سطحی استفاده کردند. آنها نشان دادند که با استفاده از این ماده پلیمری می‌توان تا ۳۰٪ مصرف انرژی مورد نیاز برای گرمایش مبدل گرمایی را کاهش و در نتیجه ضریب عملکرد سیستم را افزایش داد. آنها همچنین ادعا کردند که با وجود ضریب هدایت گرمایی پایین پلیمرها، دینامیک جذب یا به عبارت دیگر توان سرمایش مخصوص سیستم کاهش نمی‌یابد. ورده و همکاران^[16] یک بستر جاذب با مبدل گرمایی صفحه- تخت مورد استفاده در سیستم تهویه مطبوع اتومبیل را با استفاده از روش پارامترهای متمرکز به‌صورت عددی بررسی کردند. آنها در پژوهش خود اثر هندسه بستر و ضریب هدایت گرمایی بستر، مبدل گرمایی و سیال ناقل گرما 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 گرمایی سیال حامل انرژی است. همچنین آنها برای ضریب هدایت گرمایی مبدل گرمایی حداقل 140 W/m.K را مناسب دانسته‌اند. شایان ذکر است، آنها در پژوهش خود اثر ظرفیت گرمایی بر پارامترهای عملکردی سیستم شامل ضریب عملکرد و توان سرمایش مخصوص سیستم و همچنین اثر ضریب هدایت گرمایی بر ضریب عملکرد سیستم را مورد مطالعه قرار ندادند. عملکرد گرمایی، هزینه ساخت، ابعاد مبدل و سازگاری در برابر خوردگی مخصوصاً در برخی جفت‌های کاری نظیر کربن فعال- اتانول از جمله مهم‌ترین ویژگی‌های یک مبدل گرمایی مناسب در سیستم‌های تبرید جذب سطحی است. آلومینیوم و مس به‌علت برخورداری از ضریب هدایت گرمایی مناسب و در دسترس بودن، دو فلز رایج در ساخت مبدل‌های گرمایی محسوب می‌شوند. در این بین، آلومینیوم به‌دلیل هزینه و ظرفیت گرمایی کمتر، بیشتر مورد توجه قرار گرفته، اما ظرفیت گرمایی پایین، سبکی، ارزان بودن و در نهایت ویژگی‌های مقاومتی مطلوب در مقابل خوردگی سبب توجه محققان به استفاده از مبدل‌های پلیمری شده است^[17]. البته ضریب هدایت بسیار پایین این مواد، استفاده از آنها را با چالش‌هایی روبه‌رو ساخته است. بررسی مطالعات گذشته نشان می‌دهد که تا به امروز، یک بررسی جامع در مورد اثر ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی ماده‌ای که مبدل گرمایی سیستم‌های تبرید جذب سطحی از آن ساخته می‌شود، انجام نشده است. به‌علاوه، تغییرات این دو پارامتر موثر در عملکرد گرمایی مبدل در کنار خصوصیات هندسی مبدل بر عملکرد سیستم مورد توجه کافی قرار نگرفته است.

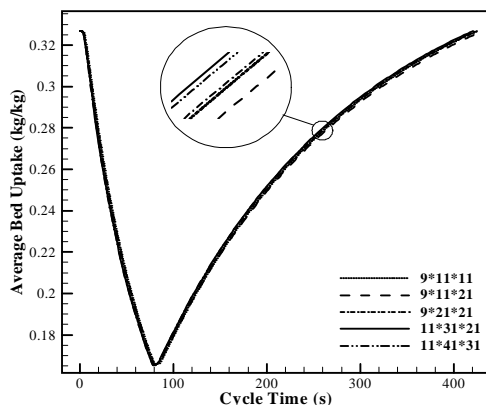
هدف از این پژوهش، بررسی تاثیر دو خاصیت مهم ترموفیزیکی موثر در انتقال گرمای مبدل گرمایی شامل ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی جنس بدنه بر عملکرد سیستم است. بدین منظور، اثر این دو پارامتر بر توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین اثر همزمان پارامترهای هندسی ارتفاع و گام فین‌های مبدل گرمایی در کنار تغییرات ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی بر عملکرد سیستم نیز مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. شایان ذکر است، اثر ظرفیت گرمایی جنس بدنه مبدل گرمایی صفحه- تخت بر پارامترهای

ضریب هدایت گرمایی پایین بستر مواد جاذب و محدودیت در افزایش آن به‌دلیل اثر منفی روی انتقال جرم بستر و همچنین خواص جفت‌های کاری سبب توجه به استفاده و طراحی مبدل‌های گرمایی مناسب در راستای بهبود خواص انتقال بستر شده است. همچنین استفاده از سطوح گسترش‌یافته گرمایی به‌دلیل افزایش سطح انتقال گرما بین مبدل و مواد جاذب و فراهم کردن انتقال گرمای یکنواخت‌تر به بستر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. بخش عمده مطالعات در حوزه مبدل گرمایی به بررسی انواع مبدل‌های گرمایی و مشخصات هندسی آنها اختصاص یافته که در ادامه به برخی از این مطالعات اشاره شده است. رزک و *لاده*^[8] به کمک مدل‌سازی عددی به بررسی تاثیر گام فین‌ها بر عملکرد یک چیلر جذب سطحی پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان داد که با کاهش گام فین‌ها یا به عبارت دیگر با افزایش تعداد فین‌ها، تعداد واحدهای انتقال (NTU) بستر جاذب افزایش پیدا می‌کند و از طرف دیگر نسبت ظرفیت گرمایشی ماده جاذب به فین‌ها نیز کاهش می‌یابد. بنابراین ظرفیت سرمایشی چیلر تا حدود ۳٪ افزایش می‌یابد. *نیازمند* و *دب‌زاده*^[9] یک بستر جاذب استوانه‌ای با فین‌های حلقوی را به‌صورت عددی مدل‌سازی نمودند. آنها اثر ارتفاع بستر و گام فین‌ها بر ضریب عملکرد و توان تبرید مخصوص سیستم‌های جذب سطحی را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که برای یک توان سرمایشی مشخص، استفاده از سطوح گرمایی گسترش‌یافته سبب کوچک شدن ابعاد بستر و در نتیجه کاهش هزینه‌های ساخت می‌شود. آنها همچنین نشان دادند با افزایش تعداد فین، ضریب عملکرد سیستم کاهش پیدا می‌کند، در حالی که ظرفیت سرمایشی کل افزایش می‌یابد. *نیازمند* و همکاران^[10] در پژوهشی دیگر به بررسی مشخصات هندسی بستر و مقایسه دو نوع فین حلقوی و صفحه‌ای پرداختند. *گل‌پرور* و همکاران^[11] به‌صورت عددی به بررسی یک بستر لوله با فین‌های طولی با استفاده از گرمای اتلافی آگروز به‌عنوان منبع گرما پرداختند. آنها نشان دادند که با کاهش ارتفاع فین‌ها، توان تبرید مخصوص سیستم افزایش و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. *گل‌پرور* و *نیازمند*^[12] در ادامه پژوهش خود به بررسی عملکرد سیستم تبرید جذب سطحی با استفاده از گرمای اتلافی آگروز و همچنین سیستم آب رادیاتور با جفت‌های کاری زئولیت X13- آب و سیلیکاژل- آب پرداختند. آنها نشان دادند که استفاده از گرمای اتلافی آگروز عملکرد بهتری نسبت به آب خنک‌کننده رادیاتور در شرایط مختلف کاری خواهد داشت. همچنین آنها اثر تعداد فین را نیز بررسی کردند و نشان دادند مقدار بهینه‌ای برای تعداد فین با توجه به ارتفاع فین وجود دارد. همچنین در پژوهشی دیگر *گل‌پرور* و همکاران^[13] به بررسی بهینه ابعاد فین برای دو نوع مبدل گرمایی لوله با فین‌های حلقوی و طولی پرداختند و نشان دادند که در شرایط بهینه، مبدل گرمایی حلقوی از عملکرد بهتری نسبت به مبدل طولی برخوردار است. *محمدزاده‌کوثری* و همکاران^[14] در مطالعه خود، یک چیلر جذب سطحی با مبدل گرمایی صفحه- تخت را مدل نمودند و اثر پارامترهای هندسی بستر را با در نظر گرفتن دو آرایش هندسی متفاوت بستر شامل فین‌های دوزنقه‌ای و مستطیلی مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که اگر چه ضریب عملکرد هر دو نوع بستر تقریباً مشابه هم است، اما، بستر با فین‌های مستطیلی قادر به تولید توان سرمایش مخصوص بالاتری است.

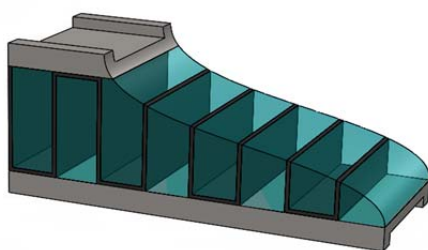
یکی دیگر از پارامترهای موثر در طراحی مبدل‌های گرمایی علاوه بر مشخصات هندسی، جنس ماده سازنده بدنه مبدل گرمایی است. با وجود بررسی‌های زیادی که در زمینه هندسه مبدل گرمایی صورت

۳- مدل سازی عددی

به منظور تحلیل بستر جاذب، حوزه‌های مختلف بستر شامل مواد جاذب، فین‌ها، کانال و حوزه سیال ناقل انرژی شبیه‌سازی شده‌اند. در شکل ۲ برشی از یک مبدل گرمایی صفحه-تخت با فین‌های مستطیلی و در شکل ۳ حوزه حل عددی نشان داده شده است. لازم به ذکر است که در شکل ۳، FP و FH, BL به ترتیب طول بستر، ارتفاع و گام فین هستند. همان طور که در شکل ۳ ملاحظه می‌شود، مواد جاذب بین فین‌های مستطیلی و کانال‌ها قرار گرفته‌اند. در واقع فین‌ها و کانال در تماس با ذرات جاذب، وظیفه تبادل انرژی بین سیال ناقل انرژی و مواد جاذب را طی مراحل مختلف چرخه تبرید بر عهده دارند. برای کاهش هزینه‌های محاسباتی و با توجه به تقارن هندسی و شرایط مرزی، تنها بخشی از مبدل گرمایی که در شکل ۳ نشان داده شده، مورد مطالعه قرار گرفته است. لازم به ذکر است که نیازمند و همکاران [10] در مطالعه خود نشان دادند با در نظر گرفتن بخش محدودی از بستر جاذب، می‌توان عملکرد کل سیستم را به خوبی مدل‌سازی نمود. شکل ۴ شبکه‌بندی در نظر گرفته شده برای مدل‌سازی عددی را نشان می‌دهد. شبکه‌بندی سیال ناقل گرما، فین و بستر جاذب در دستگاه مختصات کارتزین و برای کانال در دستگاه مختصات عمومی در نظر گرفته شده است. با توجه به نمودار ۱ که استقلال نتایج عددی مقدار جذب میانگین بستر از تعداد شبکه‌بندی حوزه حل را برای هندسه نمونه با گام فین ۳mm، ارتفاع فین ۸mm و طول بستر ۲۰mm نشان می‌دهد، به منظور کاهش هزینه محاسبات عددی، شبکه $11 \times 31 \times 21$ که نشان‌دهنده تعداد شبکه به ترتیب در راستای گام فین، ارتفاع فین و طول بستر بوده، انتخاب شده است. از این رو برای هماهنگی نتایج مربوط به تاثیر ابعاد هندسی بستر، شبکه‌بندی پایه متناسب با تغییر ابعاد هندسی بسترها تغییر خواهد نمود. معادلات حاکم بر مساله با استفاده از روش حجم کنترل و به وسیله برنامه نوشته شده به زبان برنامه‌نویسی فرترن حل شده‌اند.



نمودار ۱) استقلال نتایج از شبکه‌بندی



شکل ۲) شماتیکی از بدنه یک مبدل گرمایی صفحه-تخت با فین‌های مستطیلی

عملکردی و همچنین اثر ضریب هدایت گرمایی بر ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی برای نخستین بار در این پژوهش بررسی شده‌اند. همچنین تاثیر استفاده از مبدل‌های پلیمری بر پارامترهای عملکردی سیستم تبرید جذب سطحی نیز برای اولین بار در این پژوهش ارایه شده است. در این پژوهش از مدل پارامترهای توزیع شده (مدل انتقال گرما و انتقال جرم) با استفاده از یک مدل سه‌بعدی برای شبیه‌سازی مبدل گرمایی صفحه-تخت با فین‌های مستطیلی و جفت سیلیکاژل SWS-1L-آب استفاده شده است.

۲- مراحل چرخه جذب سطحی

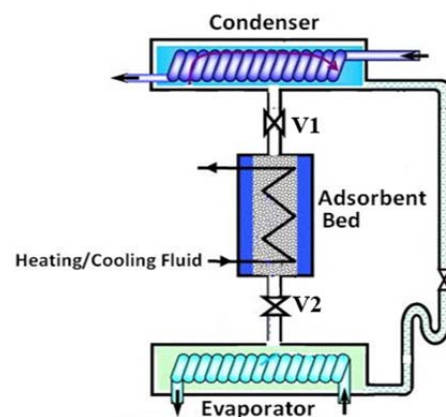
شکل ۱ شماتیکی از یک چیلر جذب سطحی تک‌بستره را نشان می‌دهد. به‌طور کلی عملکرد چیلرهای جذب سطحی شامل چهار مرحله زیر است:

۱- فرآیند گرمایش جرم ثابت: در مرحله اول شیرهای اتصال بستر به کندانسور و اواپراتور ($V1$ و $V2$) بسته شده‌اند. سیال ناقل گرمای گرم وارد لوله‌های فین‌دار بستر می‌شود و فرآیند احیای جزیی سیال عامل موجود در ذرات جاذب آغاز می‌شود و فشار محفظه در جرم ثابت تا فشار کندانسور سریعاً افزایش می‌یابد.

۲- فرآیند گرمایش یا احیای فشار ثابت: در مرحله دوم با رسیدن فشار محفظه به فشار کندانسور در مرحله اول، شیر $V1$ باز می‌شود و ضمن ادامه پیدا کردن فرآیند گرمایش بستر، احیا به صورت گسترده‌ای، آغاز و سیال عامل احیاشده از بستر وارد کندانسور می‌شود. سیال عامل پس از آزاد کردن گرما در کندانسور تغییر فاز می‌دهد و به صورت مایع وارد شیر اختناق می‌شود و با افت فشار، آماده تبخیر در اواپراتور می‌شود. این مرحله تا زمان رسیدن بستر به حالت اشباع یا کمینه مقدار جذب تعیین شده برای بستر ادامه پیدا می‌کند.

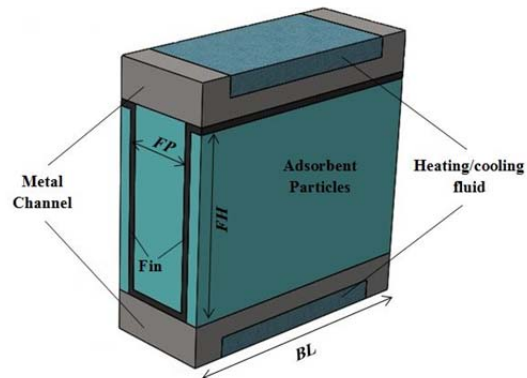
۳- فرآیند سرمایش جرم ثابت: در مرحله سوم، شیرهای $V1$ و $V2$ بسته شده‌اند و این بار سیال ناقل گرمای سرد وارد لوله‌های مبدل گرمایی می‌شود و بستر خنک خواهد شد. بدین ترتیب با کاهش دمای بستر و جذب جزیی سیال عامل، فشار بستر تا فشار اواپراتور کاهش می‌یابد.

۴- فرآیند سرمایش یا جذب فشار ثابت: در مرحله چهارم با رسیدن فشار محفظه به فشار اواپراتور در مرحله سوم، شیر $V2$ باز می‌شود و سیال عامل از اواپراتور وارد محفظه و در نهایت به صورت گسترده جذب بستر می‌شود. این مرحله نیز تا زمان رسیدن بستر به حالت اشباع یا بیشینه مقدار جذب تعیین شده برای بستر ادامه پیدا می‌کند. پس از پایان مرحله چهارم، یک چرخه، کامل می‌شود.

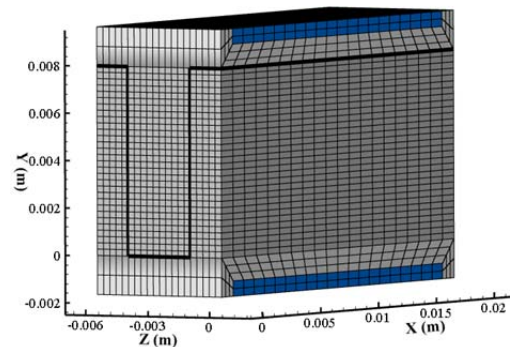


شکل ۱) شماتیکی از یک چرخه تبرید جذب سطحی تک‌بستره

است. dw/dt در رابطه ۴ نرخ جذب در بستر است که توسط مدل نیروی محرکه خطی، رابطه ۵ محاسبه می شود. رابطه ۵ در واقع مقاومت درون ذره ای را مدل می نماید [18, 19]. w^* و w در این رابطه به ترتیب مقادیر جذب تعادلی و جذب لحظه ای هستند. مقادیر w^* و ΔH براساس تئوری جذب پتانسیل پلانی برای جفت کاری سیلیکاژل SWS-1L - آب محاسبه می شوند [20]. با استفاده از فشار به دست آمده از رابطه ۶ و به کارگیری معادله حالت گاز کامل، چگالی بخار سیال عامل در فاز احیاء شده براساس رابطه ۷ محاسبه می شود. محفظه در واقع محل تجمع بخار احیاء شده از بستر قبل از ورود به کندانسور و همچنین بخار ورودی از اوپراتور، قبل از ورود به بستر است. فشار محفظه در مراحل احیا و جذب به ترتیب برابر با فشار کندانسور و اوپراتور فرض شده است. در مراحل جرم ثابت، زمانی که شیرهای اتصالی بین بستر با کندانسور و اوپراتور بسته هستند، با محاسبه نرخ مبرد خروجی یا ورودی از مرز مشترک محفظه و بستر جاذب از رابطه ۸ و سپس محاسبه چگالی بخار موجود در محفظه با استفاده از رابطه ۹، فشار محفظه از رابطه گاز کامل با رابطه ۱۰ به دست می آید. لازم به ذکر است معادلات حاکم برای سیال ناقل گرما و فین به ترتیب به صورت یک بُعدی و دو بُعدی و برای بستر جاذب و کانال به صورت سه بُعدی حل می شوند. معادلات انتگرالی حاکم بر بخش های مختلف سیستم به روش حجم محدود حل شده و برای گسسته سازی جمله های زمانی از طرح تفاضل پیشرو و از طرح تفاضل مرکزی برای جمله های پخش و همرفت استفاده شده است. معادلات گسسته شده با استفاده از روش ADI حل شده اند. جزئیات کامل گسسته سازی معادلات در یک پژوهش [21] و الگوریتم حل به همراه جزئیات بیشتر در خصوص روابط حاکم در پژوهش دیگری [22] ذکر شده اند.



شکل ۳ شماتیکی از محدوده حل عددی در بسترهای مستطیلی



شکل ۴ جزئیات شبکه بندی حوزه های مختلف حل

۱-۳- فرضیات مدل سازی

فرضیاتی که با هدف ساده سازی در مدل سازی عددی مورد استفاده قرار گرفته اند، عبارت از موارد زیر هستند:

- ۱- از تغییرات ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی جنس ماده سازنده مبدل گرمایی با دما صرف نظر شده است.
- ۲- به دلیل این که تغییرات دما در راستای ضخامت فین بسیار ناچیز بوده، انتقال گرمای هدایت در فین ها به صورت دو بُعدی و با فرض دمای متمرکز در راستای ضخامت فین در نظر گرفته شده است.
- ۳- سیال عامل در فاز جذب شده به صورت مایع و در فاز احیاء شده به صورت گاز ایده آل در نظر گرفته شده است.
- ۴- تعادل دمایی بین ذرات جاذب و سیال عامل در دو فاز جذب شده و احیاء شده برقرار است.
- ۵- ذرات جاذب کروی شکل است و به صورت یکنواخت در بستر توزیع شده اند. همچنین خواص ذرات در جهت مختلف یکسان هستند.
- ۶- کندانسور و اوپراتور به صورت ایده آل با فشار ثابت در نظر گرفته شده اند.

۲-۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر چهار حوزه محاسباتی سیال ناقل انرژی، کانال، فین و بستر مواد جاذب که باید به صورت همزمان حل شوند و همچنین محفظه بستر جاذب براساس فرضیات ذکر شده، در جدول ۱ آورده شده است (روابط ۱۰-۱). معادلات ۱-۳ بیانگر معادله بقای انرژی برای سه حوزه سیال ناقل انرژی، کانال و فین ها هستند. رابطه ۴ معادله بقای انرژی بستر در حالت فشار غیریکنواخت یا به عبارت دیگر، با در نظر گرفتن مقاومت برون ذره ای است. شایان ذکر است، به طور کلی برای یک بستر جاذب متخلخل می توان دو مقاومت انتقال جرم در نظر گرفت. یکی مقاومت درون ذره ای که به نوع ماده جاذب و خواص آن وابسته بوده و دیگری، مقاومت برون ذره ای که در فضاهای خالی موجود بین ذرات در بستر حاکم

جدول ۱) معادلات حاکم مورد استفاده در مدل سازی

بخش	رابطه
سیال ناقل انرژی	(۱) $\int_{cv} (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho C_p)_f \vec{u} T_f \cdot \vec{dA} = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_f \cdot \vec{dA} + Q_{f-chan}$
کانال	(۲) $\int_{cv} (\rho C_p)_{chan} \frac{\partial T_{chan}}{\partial t} dV - \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_{chan} \cdot \vec{dA} = 0$
فین	(۳) $\int_{cv} (\rho C_p)_{fin} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} dV - \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_{fin} \cdot \vec{dA} = Q_{chan-fin} + Q_{fin-b}$
بستر	(۴) $\int_{cv} (\rho C_p)_b \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{cs} (\rho_g C_p)_g \vec{u}_g T_b \cdot \vec{dA} = \int_{cs} (k \vec{\nabla} T)_b \cdot \vec{dA} + \int_{cv} \rho_b \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV$
	(۵) $\frac{dw}{dt} = \left[15 D_{so} \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T_b}\right) / R_p^2 \right] (w^* - w)$
	(۶) $\int_{cv} \epsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV - \int_{cs} \left(\rho_g \frac{K_d}{\mu_g} \vec{\nabla} P \right) \cdot \vec{dA} + \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0$
	(۷) $\rho_g = \frac{P}{R_g T_b}$
محفظه	(۸) $\dot{m}_g = \int_{b-cha\text{m interface}} (\rho \vec{u})_g \cdot \vec{dA}$
	(۹) $\dot{m}_g = \nabla_{cha\text{m}} \frac{\partial \rho_{cha\text{m}}}{\partial t}$
	(۱۰) $P_{cha\text{m}} = \rho_{cha\text{m}} R_g T_{cha\text{m}}$

$$W|_b \text{ at } t=0 = W^*|_b \text{ at } T_{\text{cooling}} \text{ and } P_{\text{evap}} \quad (20)$$

همچنین برای حل معادلات حاکم دیفرانسیلی گذرا علاوه بر شرایط اولیه، با توجه به مرتبه معادلات و تعداد متغیرهای مستقل هر معادله، به تعداد مشخصی از شرایط مرزی نیاز است. شرط مرزی معادله انرژی سیال ناقل گرما در ورودی، دمای گرمایش یا سرمایش سیال متناسب با فرآیندهای احیا یا جذب در نظر گرفته شده است. برای شرایط مرزی معادلات انرژی حوزه‌های دیگر، چنان چه حوزه‌ها در تماس با یکدیگر باشند، از فرض برابری دما و شار گرمایی کل در سطح مشترک بین حوزه‌ها استفاده می‌شود و در غیر این صورت، 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 برای وجوه دیگر از شرط گرادیان فشار صفر استفاده شده است. با توجه به شکل ۵، شرایط مرزی حاکم بر مساله به صورت روابط ۲۱-۲۴ است:

$$T_f|_{\text{face}=2} = T_{\text{inlet}} = T_{\text{heating or cooling}} \quad (21)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial n}|_{\text{face}=1} = 0$$

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

$$\int_{f-\text{chan}} (k\vec{\nabla}T)_{\text{chan}} \cdot d\vec{A} = Q_{f-\text{chan}} \quad (22)$$

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

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

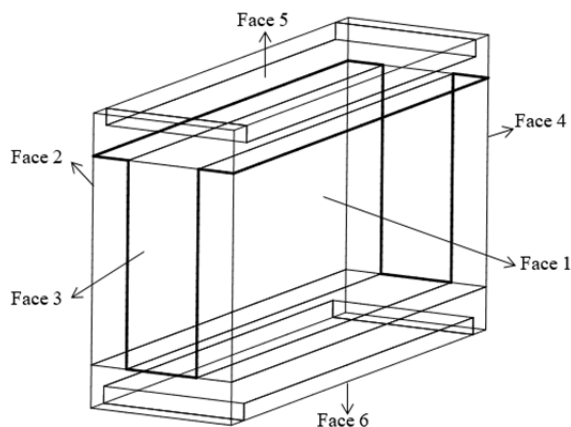
$$Q_{\text{chan-fin}} = - \int_{\text{chan-fin}} (k\vec{\nabla}T)_{\text{chan}} \cdot d\vec{A} \quad (23)$$

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

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

$$\frac{\partial P_b}{\partial n}|_{\text{face}=1,2} = 0 \quad (24)$$

$$P_b|_{\text{face}=3,4} = P_{\text{cham}}$$



شکل ۵) صفحات مرزی حوزه حل

دو پارامتر اساسی در ارزیابی عملکرد یک سیستم جذب سطحی، توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد هستند که از روابط ۱۱ و ۱۲ محاسبه می‌شوند [23]:

$$SCP = L_v \frac{(W_{\text{max}} - W_{\text{min}})}{t_{\text{cycle}}} \quad (11)$$

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{heating}}} \quad (12)$$

L_v گرمای نهان آب در دمای اواپراتور است. W_{min} و W_{max} به ترتیب بیشترین و کمترین مقدار جذب هستند که با توجه به شرایط کنترلی اعمال شده به بستر محاسبه می‌شوند. در این پژوهش از رابطه ارائه شده در یک پژوهش [14] برای کنترل چرخه استفاده شده که در آن Q_{evap} انرژی تبرید تولیدی سیستم است:

$$Q_{\text{evap}} = \int_{\text{isobaric ads}} \dot{m}_g L_v dt \quad (13)$$

Q_{heating} انرژی گرمایی ورودی به سیستم بوده که به دو بخش عمده قابل تقسیم است. بخش بزرگی از این انرژی صرف تامین گرمای مورد نیاز برای احیای مبرد و بخش دیگر صرف گرمایش بخش‌های مختلف بستر نظیر سیال ناقل انرژی، مبدل گرمایی و بستر جاذب می‌شود.

$$Q_{\text{heating}} = Q_{\text{Des}} + Q_{\text{heating,components}} \quad (14)$$

$$Q_{\text{heating,components}} = Q_f + Q_b + Q_{\text{HEX}} \quad (15)$$

انرژی گرمایی مصرفی برای احیا و گرمایش بخش‌های مختلف به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$Q_{\text{heating}} = \int_{t_1}^{t_3} \left[\frac{(mC_p \Delta T)_f + (mC_p \Delta T)_{\text{HEX}} + (\rho C_p \nabla \Delta T)_b + (m_b \Delta H \frac{d\omega}{dt} \Delta t)}{t_3 - t_1} \right] dt \quad (16)$$

در رابطه ۱۶، t_1 و t_3 به ترتیب زمان شروع فرآیند گرمایش جرم ثابت و پایان فرآیند گرمایش (احیای) فشار ثابت هستند. شایان ذکر است که گرمای مصرفی مبدل گرمایی در واقع مجموع گرمای مصرفی برای ظرفیت‌های گرمایی فین‌ها و کانال فلزی بوده که به صورت زیر است:

$$Q_{\text{HEX}} = \int_{t_1}^{t_3} \left[\left(mC_p \frac{dT}{dt} \right)_{\text{fin}} + \left(mC_p \frac{dT}{dt} \right)_{\text{chan}} \right] dt \quad (17)$$

۳-۴- شرایط اولیه و شرایط مرزی

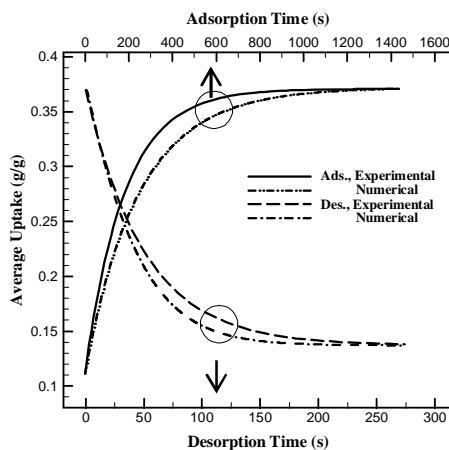
برای حل معادلات و شروع برنامه عددی در تمام حوزه‌های حل نیاز به شرایط اولیه است. فشار، دما و میزان جذب برای شروع چرخه به نحوی در نظر گرفته می‌شود که سیستم در ابتدای مرحله اول چرخه (گرمایش جرم ثابت) یا به عبارت دیگر، در انتهای مرحله چهارم چرخه (جذب فشار ثابت) باشد. بنابراین دما، فشار و مقدار جذب اولیه حوزه حل به صورت زیر است:

$$T|_{\text{all domains at } t=0} = T_{\text{cooling}} \quad (18)$$

$$P|_b \text{ at } t=0 = P_{\text{evap}} \quad (19)$$

جدول ۳) ویژگی گرمایی برخی از مواد فلزی و غیرفلزی

ماده	ضریب هدایت گرمایی (W/m.K)	چگالی (kg/m ³)	گرمای ویژه (J/kg.K)	ظرفیت گرمایی حجمی (kJ/m ³ .K)	منبع
آلومینیوم	۲۳۷	۲۷۰۲	۹۰۳	۲۴۳۴	[25]
آلومینیوم ۳۰۰۳	۱۶۹	۲۷۱۰	۹۲۱	۲۴۹۶	[17]
مس	۴۰۱	۸۹۳۳	۳۸۵	۳۴۳۹	[25]
مس ۹۹/۹	۳۹۱	۸۸۹۰	۳۸۵	۳۴۲۳	[17]
مس-نیکل ۹۰/۱۰	۵۰	۸۹۰۰	۳۷۷	۳۳۵۵	[17]
مس-نیکل ۷۰/۳۰	۲۹	۸۹۵۰	۳۷۷	۳۳۷۴	[17]
فولاد ضدزنگ ۳۰۴	۱۴/۹	۷۹۰۰	۴۷۷	۳۷۶۸	[25]
فولاد ضدزنگ ۴۴۶	۵۷	۷۴۷۰	۵۰۲	۳۷۵۰	[17]
تیتانیوم	۱۷	۴۵۱۰	۵۸۲	۲۶۲۵	[17]
پلیمر-گرافیت تقویت شده	۶/۹	۱۷۰۰	۱۰۰۰	۱۷۰۰	[15]
پلیمر پلی تترافلورواتیلن (PTFE)	۰/۲۵	۲۱۷۰	۱۰۵۰	۲۲۷۸	[26]
پلیمر پلی استایرن (PS)	۰/۱۵	۱۴۳۰	۱۳۵۰	۱۹۳۰	[26]



نمودار ۲) مقایسه تغییرات زمانی میانگین جذب بستر در فرآیندهای جذب و احیای فشار ثابت با کار تجربی [22]

۱-۴- تاثیر ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی مبدل گرمایی بر توان سرمایه‌گذاری مخصوص سیستم

همان طور که در جدول ۳ ملاحظه می‌شود، ضریب هدایت گرمایی از مقادیر کمتر از ۱ W/m.K برای مواد پلیمری تا بیشتر از ۴۰۰ W/m.K برای مواد فلزی متغیر است. لذا در این پژوهش، ضریب هدایت گرمایی در گستره مقادیر ۲-۶۰۰ W/m.K مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین با توجه به جدول ۳، محدوده مورد بررسی ظرفیت گرمایی حجمی $1 \times 10^4 - 5 \times 10^4 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ در نظر گرفته شده است. برای بررسی اثر هر یک از خواص ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی، خاصیت دیگر ثابت در نظر گرفته شده است. این مقدار ثابت و مرجع، برای ضریب هدایت گرمایی ۳۰۰ W/m.K و ظرفیت گرمایی حجمی $3 \times 10^4 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ فرض شده است.

در ابتدا اثر تغییرات ضریب هدایت گرمایی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی را بر زمان چرخه بررسی می‌کنیم. زیرا زمان چرخه طبق

۴- نتایج

در این بخش، به بررسی اثر خواص ترموفیزیکی جنس بدنه یک مبدل گرمایی صفحه-تخت با فین‌های مستطیلی روی توان سرمایه‌گذاری مخصوص و ضریب عملکرد یک چیلر جذب سطحی تک‌بستره پرداخته شده است. دو خاصیت اصلی موثر در انتقال گرمای مبدل گرمایی، ضریب هدایت گرمایی و گرمای ویژه ماده سازنده مبدل گرمایی هستند. همان طور که در روابط ۲ و ۳ ملاحظه می‌شود، اثر گرمای ویژه به همراه چگالی در معادلات انرژی فین و کانال اعمال شده است. از طرف دیگر مواد مختلف، چگالی و گرمای ویژه مختلفی دارند، لذا به جای بررسی اثر تغییرات گرمای ویژه در چگالی ثابت و بالعکس، حاصلضرب این دو پارامتر یعنی ظرفیت گرمایی حجمی، به عنوان پارامتری که می‌تواند منعکس‌کننده تغییرات هر دو پارامتر اشاره شده به طور همزمان باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. به علاوه، اثر تغییرات ضریب هدایت گرمایی ماده مبدل گرمایی و ظرفیت گرمایی آن بر پارامترهای عملکردی سیستم همزمان با تغییرات ارتفاع و گام فین‌های مبدل مورد بررسی قرار گرفته است. تمام مطالعات برای مبدلی با طول ثابت ۲۰ mm انجام شده که بر مبنای نتایج یک پژوهش [24] انتخاب شده است. مشخصات هندسی، خواص ترمودینامیک و شرایط عملکردی چرخه مورد استفاده در این مدل‌سازی در جدول ۲ ذکر شده است [7, 22, 23]. همچنین مقادیر پارامترهای گرمایی شامل ضریب هدایت گرمایی، چگالی و گرمای ویژه برخی از متداول‌ترین مواد مورد استفاده در مبدل‌های گرمایی در جدول ۳ ذکر شده‌اند [15, 17, 25, 26]. در نمودار ۲، تغییرات زمانی میانگین جذب بستر در دو فرآیند احیا و جذب شبیه‌سازی عددی در مقایسه با نمونه آزمایشگاهی با توجه به رابطه ۵ نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود، نتایج حاصل از حل عددی از مطابقت قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی برخوردار بوده، به طوری که بیشترین خطا برای فرآیندهای احیا و جذب کمتر از ۹٪ است. جزئیات اعتبارسنجی مدل عددی به تفصیل در یک پژوهش [22] بیان شده است.

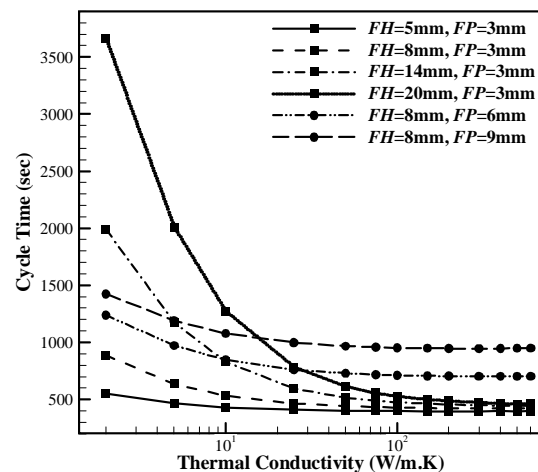
جدول ۲) مشخصات هندسی، خواص ترمودینامیک و شرایط عملکردی مورد استفاده در مدل‌سازی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد	منبع
مساحت سطح مقطع کانال	A_{chan}	۲۳/۴	mm ²	[22]
ضخامت کانال	t_{chan}	۱	mm	[22]
طول بستر	BL	۲۰	mm	[22]
ضخامت فین	FT	۰/۵	mm	[22]
دبی جرمی سیال حامل انرژی برای یک کانال	\dot{m}_f	۰/۱	kg/s	[22]
قطر ذرات جاذب	d_p	۰/۳	mm	[7]
تخلخل ذرات	ϵ_p	۰/۵	-	[22]
تخلخل بستر	ϵ_b	۰/۳۶	-	[22]
انرژی فعال‌سازی پخش سطحی	E_a	۴۲۰۰۰	J/mol	[23]
ضریب ثابت پخش سطحی	D_{so}	$2/54 \times 10^{-6}$	m ² /s	[23]
ضریب انتقال گرمای هدایت معادل بستر	k_b	۰/۲	W/m.K	[23]
فشار اواپراتور	P_{evap}	۱۲۸۰	Pa	[22]
فشار کندانسور	P_{cond}	۴۲۳۰	Pa	[22]
دمای سیال گرم ورودی	$T_{heating}$	۹۰	°C	[23]
دمای سیال سرد ورودی	$T_{cooling}$	۳۰	°C	[23]

آنچه در رابطه با زمان چرخه گفته شد، به صورت معکوس برای SCP نیز صادق است. نتایج نشان می‌دهد، افزایش ارتفاع فین در ضریب هدایت‌های بسیار پایین، مقدار SCP را به شدت کاهش می‌دهد، به طوری که مقدار SCP به ازای تغییر ضریب هدایت گرمایی از 50 به 10 W/m.K در گام فین ثابت 3 mm و ارتفاع فین 5 mm تقریباً 14% کاهش پیدا می‌کند، در حالی که این تغییر در ارتفاع فین 20 mm موجب کاهش SCP به میزان 70% می‌شود. همچنین مقدار حداقل ضریب هدایت گرمایی مناسب برای رسیدن به بیشترین توان سرمایش مخصوص سیستم با افزایش ارتفاع فین به سمت مقادیر بزرگ‌تر متمایل می‌شود. این مقدار برای فاصله بین فین‌های ثابت 3 mm با ارتفاع فین 5 mm تقریباً 50 W/m.K و در ارتفاع فین 20 mm تقریباً برابر با 250 W/m.K است. اما نکته قابل تامل در خصوص اثر ضریب هدایت در گام‌های متفاوت فین این است که بر خلاف ارتفاع فین که با افزایش آن حداقل مقدار مناسب به سمت مقادیر بالاتر متمایل می‌شود، با افزایش گام فین حداقل مقدار مناسب به سمت مقادیر کمتر متمایل پیدا می‌کند. این مقدار برای ارتفاع فین ثابت 8 mm با گام فین 3 mm تقریباً 60 W/m.K و در گام فین 9 mm تقریباً برابر با 30 W/m.K است. همان طور که گفته شد، کاهش گام فین سبب افزایش SCP و کاهش ضریب هدایت گرمایی به ازای مقادیر کوچک‌تر از حداقل مقدار مناسب باعث کاهش SCP می‌شود. لذا در صورت استفاده از موادی با ضریب هدایت گرمایی پایین، باید از گام فین‌های کوچک برای به دست آوردن بیشترین SCP استفاده نمود. شایان ذکر است که با توجه به نمودار ۴، انتخاب تبدلی با ارتفاع فین کمتر، SCP بهتری را به دست می‌دهد و این مطلب در به کارگیری تبدلهایی با ضریب هدایت گرمایی پایین نظیر پلیمرها اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. برای نمونه، اگر تبدل گرمایی با ضریب هدایت گرمایی 300 W/m.K مورد استفاده قرار گیرد، به ازای افزایش ارتفاع فین از 5 به 20 mm در گام فین ثابت 3 mm موجب کاهش 16% در SCP می‌شود، در حالی که اگر تبدلی با ضریب هدایت گرمایی 10 W/m.K استفاده شود، به ازای افزایش ارتفاع فین اشاره شده، SCP 66% کاهش پیدا خواهد کرد. همچنین با توجه به نمودار ۴، در ارتفاع فین‌های کمتر از 14 mm ، انتخاب تبدل گرمایی از جنس مس یا آلومینیوم که دارای ضریب هدایت‌های گرمایی به ترتیب 391 و 169 W/m.K هستند، تاثیری بر SCP سیستم ندارد. لذا

استفاده از آلومینیوم که ارزان‌تر و سبک‌تر است، توصیه می‌شود. با توجه به مطالب عنوان شده در رابطه با اثر ضریب هدایت گرمایی بر SCP سیستم، برای بررسی اثر ظرفیت گرمایی حجمی تبدل گرمایی، ضریب هدایت گرمایی ثابت و برابر با 300 W/m.K در نظر گرفته شده است تا اثر ضریب هدایت روی زمان چرخه و SCP حذف شود. نتایج برای زمان چرخه و SCP به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین به ترتیب در نمودارهای ۵ و ۶ نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود، افزایش ظرفیت گرمایی حجمی تاثیر قابل توجهی روی زمان چرخه و در نتیجه SCP ندارد. هر چند با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی، زمان چرخه به دلیل افزایش گرمای مورد نیاز ورودی، به صورت جزئی افزایش می‌یابد و به تبع آن، SCP به صورت جزئی کاهش خواهد یافت. به علاوه، شیب افزایش زمان چرخه به ازای ارتفاع‌های مختلف فین یکسان بوده و کاهش SCP تقریباً ناچیز است، به طوری که با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی از $1 \times 10^3 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ به $5 \times 10^3 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ SCP تقریباً $1/1\%$ کاهش می‌یابد. از طرفی برای گام‌های مختلف فین، اثر

رابطه ۱۱ بر توان سرمایش مخصوص اثر می‌گذارد. لازم به ذکر است همان طور که قبلاً توضیح داده شد، چرخه تبرید جذب سطحی از چهار مرحله مختلف تشکیل شده است که مجموع زمانی که تمام مراحل طی شوند، زمان چرخه را تشکیل خواهد داد. لازم به ذکر است بین مراحل ذکر شده، دو مرحله گرمایش و سرمایش جرم ثابت از کمترین زمان برخوردار بوده و زمان هر کدام به ترتیب برابر با زمانی است که فشار محفظه به فشار کندانسور و اوپراتور برسد. زمان فرآیندهای احیا و جذب فشار ثابت نیز برابر با زمانی بوده که شرط خروج از دو مرحله که به ترتیب رسیدن به کمینه و بیشینه مقدار جذب در بستر است، ارضا شود. نمودار ۳، تغییرات زمان چرخه را بر حسب ضریب هدایت گرمایی در ارتفاع و گام‌های مختلف فین نشان می‌دهد. با توجه به نمودار ۳، افزایش ارتفاع و گام فین موجب افزایش مواد جاذب در بستر و همچنین افزایش فاصله بین سطوح گرمایی در بستر می‌شود. لذا ارتفاع و گام فین منجر به آهسته‌تر شدن انتقال گرما در بستر و به عبارت دیگر افزایش مقاومت انتقال گرما می‌شود. از آنجایی که نرخ انتقال گرما با ضریب هدایت گرمایی رابطه مستقیم دارد، لذا با افزایش ضریب هدایت گرمایی انتظار می‌رود که انتقال گرما از سیال ناقل انرژی به مواد جاذب و بالعکس در مدت زمان کمتری صورت بگیرد. اما نکته قابل توجه که در نمودار ۳ مشاهده می‌شود، این است که افزایش ضریب هدایت گرمایی، پیوسته باعث کاهش زمان چرخه نمی‌شود. به عبارت دیگر، با افزایش ضریب هدایت گرمایی از مقداری معین به بعد، تغییرات زمان چرخه بسیار نامحسوس می‌شود. همچنین نمودار ۳ نشان می‌دهد که مقادیر کوچک ضریب هدایت گرمایی (کمتر از 25 W/m.K) زمان چرخه را به شکل محسوس افزایش می‌دهند که شیب این افزایش تابعی از ارتفاع فین خواهد بود. لذا می‌توان گفت، برای ضریب هدایت گرمایی، مقداری معین یا به عبارت دیگر یک حداقل ضریب هدایت گرمایی مناسب وجود دارد که به ازای مقادیر بیشتر از آن، اثر ضریب هدایت گرمایی محدود می‌شود و به ازای مقادیر کمتر از آن زمان چرخه به شدت تحت تاثیر قرار می‌گیرد و این حداقل مقدار مناسب تحت تاثیر ابعاد فین (بستر) است.

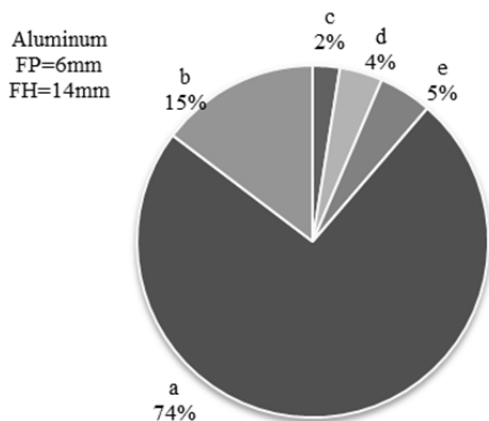


نمودار ۳) تغییرات زمان چرخه بر حسب ضریب هدایت گرمایی جنس ماده بدنه تبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین

در نمودار ۴، تغییرات SCP متناظر با نمودار ۳ بر حسب ضریب هدایت گرمایی در ارتفاع و گام‌های مختلف فین نشان داده شده است. طبق رابطه ۱۱، SCP با زمان چرخه رابطه عکس دارد، بنابراین

۴-۲- تأثیر ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی مبدل گرمایی بر ضریب عملکرد سیستم

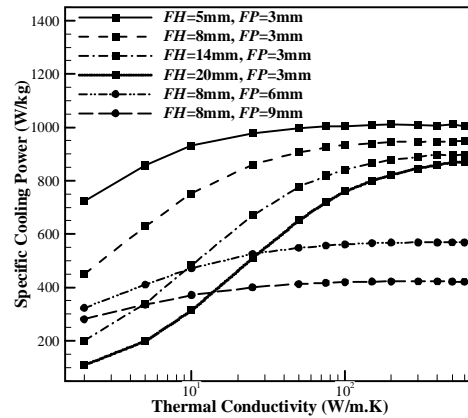
با توجه به رابطه ۱۲، COP یک سیستم تبرید جذب سطحی، تابعی از دو پارامتر انرژی سرمایشی تولیدی و انرژی گرمایی ورودی به سیستم است. انرژی سرمایشی تولیدی در چرخه تابعی از میزان مبردی بوده که در چرخه در حال گردش است. افزایش ارتفاع یا عرض بستر منجر به افزایش جرم جاذب و در نتیجه افزایش مبرد در حال گردش چرخه و در نهایت موجب افزایش انرژی سرمایشی تولیدی در چرخه می‌شود. در مقابل، افزایش ابعاد مبدل گرمایی و جرم جاذب، انرژی مورد نیاز ورودی را نیز به تناسب افزایش خواهد داد. همان طور که در بخش ۳-۳ نشان داده شد، انرژی گرمایی ورودی به سیستم صرف دو بخش عمده می‌شود. بخش اول شامل انرژی مورد نیاز برای احیای مبرد طی مرحله احیا بوده که به طور مستقیم روی سرمایش تولیدی در چرخه تاثیرگذار است. بخش دوم انرژی گرمایی ورودی، صرف گرمایش بخش‌های مختلف بستر جاذب شامل مواد جاذب، سیال ناقل انرژی و مبدل گرمایی می‌شود. به دلیل این که این بخش از انرژی طی فرآیند سرمایش بستر، دوباره به سیال ناقل انرژی بر می‌گردد، بخش اتلافی و غیرمفید انرژی ورودی به سیستم است. لذا کاهش ظرفیت گرمایی بخش‌های فلزی مبدل می‌تواند انرژی ورودی به چرخه را کاهش و به تبع آن موجب افزایش COP شود. شکل ۶ بیانگر مصرف انرژی در بخش‌های مختلف بستر جاذب برای یک مبدل گرمایی آلومینیومی با گام و ارتفاع فین به ترتیب ۶ و ۱۴mm متناسب با خواص ذکر شده در جدول ۳ است. همان طور که مشاهده می‌شود، بیشترین بخش انرژی صرف احیای مبرد می‌شود و ۲۶% انرژی صرف بالا رفتن دمای بخش‌های مختلف بستر می‌شود. بین بخش‌های مصرف کننده گرما به دلیل ظرفیت گرمایی، سیال ناقل انرژی، کمترین انرژی و بستر مواد جاذب بیشترین انرژی را مصرف می‌کنند. در این بین بدنه مبدل گرمایی ۹% انرژی را به خود اختصاص داده است. بدیهی است با تغییر هر یک از ویژگی‌های هندسی و خواص ترموفیزیکی مبدل، این مقادیر تغییر خواهند نمود. از این رو، در این بخش تأثیر ضریب هدایت و ظرفیت گرمایی حجمی ضمن بررسی اثر هندسه، روی COP سیستم بررسی شده است.



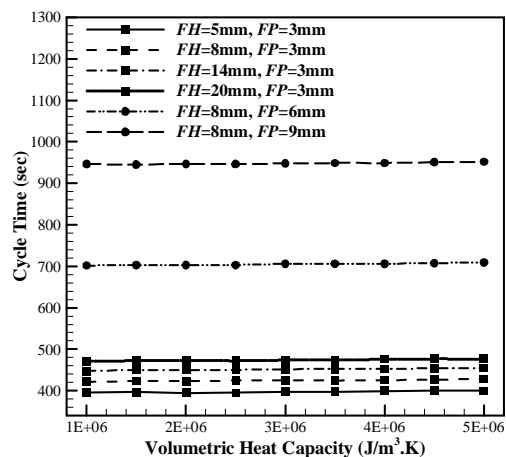
شکل ۶ نحوه توزیع انرژی گرمایی ورودی به سیستم بین بخش‌های مختلف بستر جاذب شامل گرمای احیا، بستر مواد جاذب، سیال ناقل انرژی، کانال و فین: (a) گرمای احیا، (b) بستر مواد جاذب، (c) سیال ناقل انرژی، (d) کانال، (e) فین

در نمودار ۷، اثر تغییرات ضریب هدایت گرمایی بر COP سیستم در

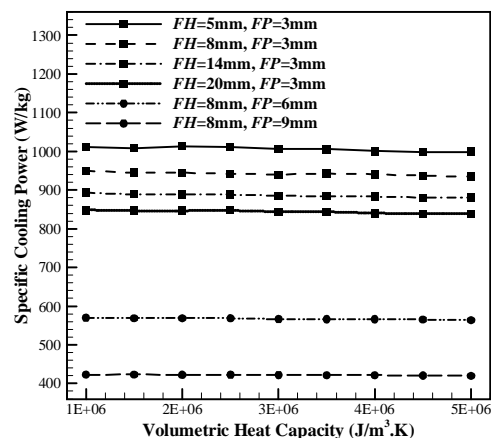
کاهش SCP بسیار ناچیزتر است. لذا می‌توان نتیجه گرفت که ظرفیت گرمایی حجمی، تأثیر ناچیزی بر زمان چرخه و SCP سیستم تبرید جذب سطحی داشته و اثر آن قابل صرف نظر است. در مقابل، می‌توان عامل موثر و تاثیرگذار روی زمان چرخه و SCP را ضریب هدایت گرمایی دانست. به طور کلی می‌توان گفت که استفاده از مبدل‌های پلیمری به مقدار قابل ملاحظه‌ای، SCP سیستم را کاهش می‌دهد که این کاهش به هندسه مبدل گرمایی و همچنین ضریب هدایت گرمایی ماده پلیمری وابسته است.



نمودار ۴ تغییرات توان سرمایش مخصوص بر حسب ضریب هدایت گرمایی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین



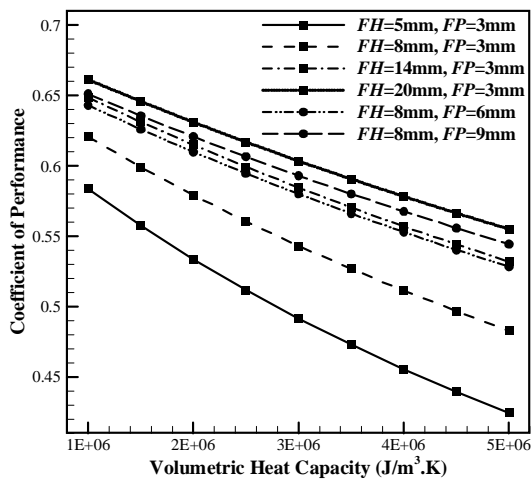
نمودار ۵ تغییرات زمان چرخه بر حسب ظرفیت گرمایی حجمی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین



نمودار ۶ تغییرات توان سرمایش مخصوص بر حسب ظرفیت گرمایی حجمی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین

ارتفاع و گام‌های مختلف فین نشان داده شده است. همان طور که قبلاً نیز ذکر شد، افزایش ارتفاع و گام فین به دلیل افزایش جرم مواد جاذب و در نتیجه مبرد در حال گردش در چرخه، از یک سو موجب افزایش سرمایش تولیدی چرخه و از طرف دیگر موجب افزایش گرمای ورودی جهت گرمایش مواد جاذب، مبدل گرمایی و همچنین گرمای مورد نیاز برای احیا می‌شود. لذا مشاهده می‌شود که افزایش ارتفاع و گام فین همزمان دارای اثر تقویت‌کننده و تضعیف‌کننده روی COP هستند. با توجه به نمودار ۷ مشاهده می‌شود که COP سیستم در نهایت افزایش می‌یابد که در واقع نشان‌دهنده غلبه سرمایش تولیدی در چرخه بر گرمای ورودی است. با توجه به نمودار ۷ مشاهده می‌شود که همانند اثر ضریب هدایت گرمایی روی SCP ، مقداری معین برای ضریب هدایت گرمایی وجود دارد که به ازای مقادیر بیشتر از آن، COP ثابت باقی می‌ماند، ولی با کاهش از آن مقدار، COP با تغییر افزایشی مواجه می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود، افزایش COP چشمگیر نبود و برای مثال به ازای کاهش ضریب هدایت گرمایی از ۵۰ به $5W/m.K$ در ارتفاع فین ۵mm، COP تقریباً ۱٪ و در ارتفاع فین ۲۰mm، ۲/۵٪ افزایش می‌یابد. با کاهش ضریب هدایت گرمایی به سمت مقدار $2W/m.K$ ، COP افزایش می‌یابد و این افزایش با کاهش گام فین بیشتر خواهد شد. لذا مشاهده می‌شود که ضریب هدایت گرمایی اثر زیادی روی COP ندارد.

طبق آنچه در این بخش عنوان شد، استفاده از مبدل‌هایی با ظرفیت گرمایی حجمی پایین می‌تواند به مقدار قابل توجهی، COP سیستم را افزایش دهد و این افزایش با استفاده از گام و ارتفاع فین‌های بزرگ تشدید می‌شود. از طرفی همان طور که مشاهده شد، ضریب هدایت گرمایی، تأثیر اندکی در ضرایب نسبتاً پایین روی COP دارد، لذا به طور کلی پارامتر تأثیرگذاری از منظر COP محسوب نمی‌شود.



نمودار ۸) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب ظرفیت گرمایی حجمی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین

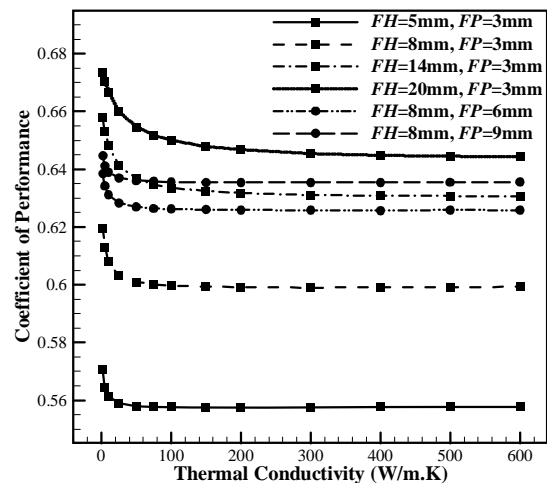
۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این مقاله، بستر جاذب یک چیلر جذب سطحی با مبدل گرمایی صفحه-تخت و فین‌های مستطیلی به منظور بررسی اثر خواص ترموفیزیک جنس ماده سازنده بدنه مبدل گرمایی به صورت سه‌بعدی و به روش حجم کنترل شبیه‌سازی شد. تأثیر ضریب هدایت گرمایی و ظرفیت گرمایی حجمی در گستره وسیع و کاربردی از مقادیر این خواص (ضریب هدایت گرمایی در گستره مقادیر $2-600W/m.K$ و ظرفیت گرمایی حجمی در بازه $5 \times 10^6 - 1 \times 10^7 J/m^3.K$) بر توان سرمایش مخصوص و ضریب عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش برای نخستین بار اثر ظرفیت گرمایی جنس بدنه مبدل گرمایی صفحه-تخت بر پارامترهای عملکردی و همچنین اثر ضریب هدایت گرمایی بر ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی بررسی شده‌اند. به علاوه تأثیر استفاده از مبدل‌های پلیمری نیز در این پژوهش ارائه شده است.

نتایج حاصل به صورت زیر است:

۱- SCP تحت تأثیر ضریب هدایت گرمایی است و ظرفیت گرمایی حجمی تأثیر اندکی روی آن دارد، به طوری که می‌توان SCP را

ارتفاع و گام‌های مختلف فین نشان داده شده است. همان طور که قبلاً نیز ذکر شد، افزایش ارتفاع و گام فین به دلیل افزایش جرم مواد جاذب و در نتیجه مبرد در حال گردش در چرخه، از یک سو موجب افزایش سرمایش تولیدی چرخه و از طرف دیگر موجب افزایش گرمای ورودی جهت گرمایش مواد جاذب، مبدل گرمایی و همچنین گرمای مورد نیاز برای احیا می‌شود. لذا مشاهده می‌شود که افزایش ارتفاع و گام فین همزمان دارای اثر تقویت‌کننده و تضعیف‌کننده روی COP هستند. با توجه به نمودار ۷ مشاهده می‌شود که COP سیستم در نهایت افزایش می‌یابد که در واقع نشان‌دهنده غلبه سرمایش تولیدی در چرخه بر گرمای ورودی است. با توجه به نمودار ۷ مشاهده می‌شود که همانند اثر ضریب هدایت گرمایی روی SCP ، مقداری معین برای ضریب هدایت گرمایی وجود دارد که به ازای مقادیر بیشتر از آن، COP ثابت باقی می‌ماند، ولی با کاهش از آن مقدار، COP با تغییر افزایشی مواجه می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود، افزایش COP چشمگیر نبود و برای مثال به ازای کاهش ضریب هدایت گرمایی از ۵۰ به $5W/m.K$ در ارتفاع فین ۵mm، COP تقریباً ۱٪ و در ارتفاع فین ۲۰mm، ۲/۵٪ افزایش می‌یابد. با کاهش ضریب هدایت گرمایی به سمت مقدار $2W/m.K$ ، COP افزایش می‌یابد و این افزایش با کاهش گام فین بیشتر خواهد شد. لذا مشاهده می‌شود که ضریب هدایت گرمایی اثر زیادی روی COP ندارد.



نمودار ۹) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب ضریب هدایت گرمایی جنس ماده بدنه مبدل گرمایی به ازای ارتفاع و گام‌های مختلف فین

نمودار ۸، اثر تغییرات ظرفیت گرمایی حجمی روی COP را در ارتفاع و گام‌های مختلف فین نشان می‌دهد. با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی جنس بدنه مبدل گرمایی، انرژی مورد نیاز برای گرمایش و بالا بردن دمای مبدل گرمایی، افزایش می‌یابد. در نتیجه با افزایش سهم گرمای مبدل گرمایی، COP سیستم کاهش می‌یابد. با افزایش ارتفاع فین، COP افزایش می‌یابد، ولی این روند افزایشی به تدریج کاهش می‌یابد، به طوری که با توجه به نمودار ۸، در ظرفیت گرمایی حجمی ثابت $2 \times 10^7 J/m^3.K$ با افزایش ارتفاع از ۵ به ۸mm، COP تقریباً ۸٪ و با افزایش ارتفاع از ۱۴ به ۲۰mm، COP تقریباً ۲/۵٪ افزایش می‌یابد. در حقیقت هر چه ارتفاع فین افزایش می‌یابد، نرخ افزایش سرمایش تولیدی در مقابل گرمای ورودی کاهش می‌یابد و در نتیجه نرخ افزایش COP نیز کاهش پیدا می‌کند. به ازای افزایش ظرفیت گرمایی از $1 \times 10^7 J/m^3.K$ به

۶- پی‌نوشت

علامه	
C_p	گرمای ویژه ($J/kg.K$)
k	ضریب هدایت گرمایی ($W/m.K$)
k_d	نفوذپذیری بستر جاذب (m^2)
T	دما (K)
u	سرعت (m/s)
w	مقدار مبرد جذب شده در واحد جرم جاذب (kg/kg_b)
w^*	مقدار جذب تعادلی (kg/kg_b)
m	جرم (Kg)
علامه یونانی	
ε	تخلخل
μ	لزجت دینامیک ($kg/m.s$)
ρ	چگالی (kg/m^3)
زیرنویس‌ها	
b	بستر جاذب
chan	کانال
Cham	محفظه
fin	فین
HEX	مبدل گرمایی
cs	سطح کنترل
cv	حجم کنترل
g	فاز گاز
p	ذرات جاذب
f	سیال ناقل انرژی

منابع

- Demir H, Mobedi M, Ülkü S. A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008;12(9):2381-2403.
- Aristov YI. Adsorptive transformation and storage of renewable heat: Review of current trends in adsorption dynamics. *Renewable Energy*. 2017;110:105-114.
- Li M, Huang HB, Wang RZ, Wang LL, Cai WD, Yang WM. Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Renewable Energy*. 2004;29(15):2235-2244.
- Allouhi A, Kousksou T, Jamil A, El Rhafiki T, Mourad Y, Zeraoui Y. Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications. *Energy*. 2015;79:235-247.
- Demir H, Mobedi M, Ülkü S. Effects of porosity on heat and mass transfer in a granular adsorbent bed. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2009;36(4):372-377.
- Niazmand H, Talebian H, Mahdavihah M. Effects of particle diameter on performance improvement of adsorption systems. *Applied Thermal Engineering*. 2013;59(1-2):243-252.
- Rezk A, Al-Dadah RK, Mahmoud S, Elsayed A. Effects of contact resistance and metal additives in finned-tube adsorbent beds on the performance of silica gel/water adsorption chiller. *Applied Thermal Engineering*. 2013;53(2):278-284.
- Rezk AR, Al-Dadah RK. Physical and operating conditions effects on silica gel/water adsorption chiller performance. *Applied Energy*. 2012;89(1):142-149.
- Niazmand H, Dabzadeh I. Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent beds with annular fins. *International Journal of Refrigeration*. 2012;35(3):581-593.
- Niazmand H, Talebian H, Mahdavihah M. Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers. *International Journal of Refrigeration*. 2012;35(8):2261-2274.

مستقل از تغییرات ظرفیت گرمایی حجمی دانست.

۲- ضریب هدایت گرمایی بسته به ارتفاع و گام فین‌ها دارای یک حداقل مقدار مناسب است که به‌ازای مقادیر بیشتر از آن، SCP سیستم تقریباً ثابت و بیشینه باقی می‌ماند، در حالی که به‌ازای مقادیر کمتر از آن، SCP شدیداً کاهش می‌یابد. با افزایش ارتفاع فین و همچنین کاهش گام فین، حداقل ضریب هدایت گرمایی مناسب به سمت ضرایب بزرگ‌تر هدایت گرمایی متمایل می‌شود.

۳- استفاده از مبدل‌هایی با ارتفاع و گام فین کوچک، SCP بهتری را ایجاد می‌نماید. ولی این موضوع هنگام استفاده از مبدل‌هایی با ضریب هدایت گرمایی پایین نظیر پلیمرها از اهمیت بیشتری برخوردار است، به‌طوری که با انتخاب مبدلی با ارتفاع فین ۵ به‌جای ۲۰mm، در صورتی که ضریب هدایت گرمایی مبدل نزدیک به $10W/m.K$ باشد، می‌توان تا مقدار ۶۶٪، SCP را افزایش داد.

۴- COP سیستم تحت تاثیر ظرفیت گرمایی حجمی است، به‌طوری که با افزایش ظرفیت گرمایی حجمی، COP کاهش چشمگیری می‌یابد. هر چند ضریب هدایت گرمایی به‌ازای مقادیر نسبتاً کوچک روی مقدار COP ، اندکی اثرگذار است.

۵- افزایش ارتفاع و گام فین موجب افزایش COP سیستم می‌شود، لذا هنگام استفاده از مبدل‌هایی با ظرفیت‌های گرمایی حجمی بالا استفاده از ارتفاع و گام‌های فین بزرگ توصیه می‌شود.

۶- با توجه به نتایج ذکرشده در این پژوهش، استفاده از مبدل‌های گرمایی پلیمری به همان اندازه که موجب بهبود COP می‌شوند، باعث کاهش SCP سیستم می‌شوند. لذا به‌منظور بهبود مقدار SCP توصیه می‌شود با توجه به ابعاد هندسی مبدل گرمایی، از مواد و ترکیبات پلیمری با ضریب هدایت گرمایی نزدیک به حداقل مقدار مناسب در ساخت مبدل‌های گرمایی سیستم‌های تبرید جذب سطحی استفاده شود. اگر چه با افزایش ضریب هدایت گرمایی، COP سیستم کمی کاهش می‌یابد، ولی این کاهش در مقابل افزایش SCP کم‌اهمیت است. همچنین لازم به ذکر است با توجه به این که رفتار COP و SCP نسبت به افزایش یا کاهش ارتفاع و گام فین متفاوت است، لذا طراح باید بر مبنای درجه اهمیت هر یک از دو پارامتر عملکردی مذکور به انتخاب ابعاد فین‌ها مبادرت نماید.

تشکر و قدردانی: بخشی از محاسبات این پژوهش در مرکز محاسبات سنگین دانشگاه فردوسی مشهد انجام شد که بدین وسیله تشکر می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است. ضمناً محتویات علمی مقاله حاصل فعالیت علمی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان است.

تعارض منافع: مقاله حاضر هیچ‌گونه تعارض منافی با سازمان‌ها و اشخاص دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: میثم خطیبی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۵۰٪)؛ میلاد محمدزاده کوثری (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۳۰٪)؛ حمید نیازمند (نویسنده سوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۲۰٪)

منابع مالی: این پژوهش توسط دانشگاه فردوسی مشهد (پژوهانه با کد ۴۵۴۷۷۷/۳) حمایت مالی شده است.

2000;6(2):137-147.

19- Saha BB, Chakraborty A, Koyama Sh, Aristov YI. A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel-water system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009;52(1-2):516-524.

20- Tokarev MM, Okunev BN, Safonov MS, Kheifets LI, Aristov YI. Approximation equations for describing the sorption equilibrium between water vapor and a CaCl₂-in-silica gel composite sorbent. *Russian Journal of Physical Chemistry*. 2005;79(9):1490-1493.

21- Mohammadzadeh Kowsari M. Numerical modeling and structural investigation of adsorbent bed with flat-tube heat exchanger in adsorption chillers [Dissertation]. Mashhad: Ferdowsi University of Mashhad; 2016. [Persian]

22- Mohammadzadeh Kowsari M, Niazmand H, Tokarev MM. Bed configuration effects on the finned flat-tube adsorption heat exchanger performance: Numerical modeling and experimental validation. *Applied Energy*. 2018;213:540-554.

23- Rogala Z. Adsorption chiller using flat-tube adsorbers-Performance assessment and optimization. *Applied Thermal Engineering*. 2017;121:431-442.

24- Mohammadzadeh Kowsari M, Golparvar SB, Niazmand H. Effect of inter-particle mass transfer resistance on the performance parameters of an adsorption chiller with finned flat-tube heat exchanger. *Moades Mechanical Engineering*. 2017;17(3):414-424. [Persian]

25- Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th Edition. Hoboken: John Wiley & Sons; 2011.

26- Reay DA. The use of polymers in heat exchangers. *Heat Recovery Systems and CHP*. 1989;9(3):209-216.

11- Golparvar SB, Mohammadzadeh Kowsari M, Niazmand H. Optimization of longitudinal finned-tube adsorber bed in an exhaust waste heat driven adsorption cooling system. *Moades Mechanical Engineering*. 2017;16(12):767-778. [Persian]

12- Golparvar B, Niazmand H. Adsorption cooling systems for heavy trucks A/C applications driven by exhaust and coolant waste heats. *Applied Thermal Engineering*. 2018;135:158-169.

13- Golparvar B, Niazmand H, Sharafian A, Ahmadian Hosseini A. Optimum fin spacing of finned tube adsorber bed heat exchangers in an exhaust gas-driven adsorption cooling system. *Applied Energy*. 2018;232:504-516.

14- Mohammadzadeh Kowsari M, Golparvar SB, Niazmand H. Numerical investigation on the effect of flat-tube heat exchanger geometrical structure on the performance of adsorption chiller. *Moades Mechanical Engineering*. 2017;16(12):345-356. [Persian]

15- Hinze M, Ranft F, Drummer D, Schwieger W. Reduction of the heat capacity in low-temperature adsorption chillers using thermally conductive polymers as heat exchangers material. *Energy Conversion and Management*. 2017;145(C):378-385.

16- Verde M, Harby K, Corberán JM. Optimization of thermal design and geometrical parameters of a flat tube-fin adsorbent bed for automobile air-conditioning. *Applied Thermal Engineering*. 2017;111:489-502.

17- Chen X, Su Y, Reay D, Riffat S. Recent research developments in polymer heat exchangers- A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016;60:1367-1386.

18- Sircar S, Hufton JR. Why does the linear driving force model for adsorption kinetics work?. *Adsorption*.