



مدلسازی عددی آب‌شیرین‌کن جذب سطحی و بررسی تاثیر طول لوله اواپراتور بر میزان تولید آب شیرین

مهدي مهدوي خواه^۱، حميد نيازمند^{۲*}

^۱ دانشجو دکتری، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

^۲ استاد، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۸/۱۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۱۲/۰۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۲۵

چکیده

سیستم آب‌شیرین‌کن جذب سطحی از گرمای درحال هدر رفتن با سطح دمای پایین که در منابع انرژی تجدیدپذیر وجود دارد استفاده می‌کند. یک مدل عددی سه بعدی وابسته به زمان برای مدلسازی انتقال حرارت و جرم در بستر ماده جاذب جفت سیلیکاژل-آب توسعه داده شده و با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده است. یکی از اجزای اصلی آب‌شیرین‌کن جذب سطحی اواپراتور است و در این مطالعه تاثیر ابعاد لوله اواپراتور که یک مبدل پوسته-لوله است بر نرخ کارایی و آب تولیدی روزانه مخصوص (SDWP) به صورت عددی بررسی شده است. با توجه به نتایج بدست آمده از مدلسازی مشاهده شد نرخ کارایی با افزایش زمان سیکل افزایش می‌یابد و به مقدار ۰/۶۶ میل می‌کند و نرخ این افزایش در طول لوله بزرگتر، کمتر است. مقدار SDWP برای هر ابعاد اواپراتور دارای یک مقدار بهینه نسبت به زمان سیکل است که این مقدار ماکزیمم، با افزایش ابعاد اواپراتور افزایش می‌یابد. تاثیر افزایش طول لوله اواپراتور با افزایش طول لوله کاهش می‌یابد و مقدار بهینه با توجه به هزینه و فضای در دسترس انتخاب می‌شود. در نمونه مورد بررسی، مقدار SDWP با افزایش طول لوله اواپراتور از ۲ متر به ۴ متر ۱۱٪ افزایش می‌یابد در حالی که افزایش از ۴ متر به ۸ متر تنها ۶٪ در مقدار آب تولیدی تاثیر دارد.

کلمات کلیدی: اواپراتور؛ آب شیرین‌کن جذب سطحی؛ بهینه‌سازی؛ مدلسازی عددی

Numerical modeling of adsorption desalination and investigation evaporator pipe length effect on desalinated water

Mahdi Mahdavihah¹, Hamid Niazmand^{2,*}

¹ Ph.D. Student, Mech. Eng., Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

² Prof., Mech. Eng., Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

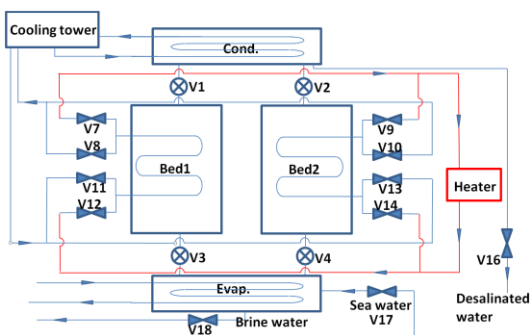
Abstract

Adsorption desalination system employs low temperature waste heat, which is available in renewable energy sources. A three-dimensional transient model has been developed for modeling heat and mass transfer in adsorbent bed silicagel/water pair and validated by the experimental results. Evaporator is one of the main adsorption desalination parts and in this study, the effects of shell and tube evaporator pipe length on the performance ratio (PR) and specific daily water production (SDWP) are numerically investigated. According to modeling results, it was found that the performance ratio increases by increasing the evaporator pipe length, while approaching 0.66. SDWP has an optimum cycle time for each evaporator pipe length, which increases with increasing the evaporator size. However, it was also found that the SDWP remains almost constant for evaporator pipe length larger than 4m. Specific daily water production increases by 11% for the pipe length increase from 2m to 4m, while it only increases by 6% when the pipe length increases from 4m to 8m.

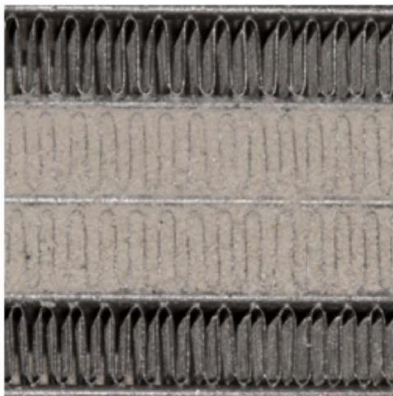
Keywords: Evaporator; Adsorption desalination; Optimization; Numerical modeling.

۱- مقدمه

وارد کندانسور شده و در آنجا چگالیده می‌شود. آب چگالیده شده در کندانسور، آب شیرین شده بوده و پس جمع آوری قابل مصرف است. سطح آب اواپراتور به دلیل تبخیر کاهش می‌یابد و باید توسط آب دریا تامین شود. در مرحله سوم شیرها بسته شده و آب خنک کننده به بستر راست هدایت شده و سیال گرم کننده به بستر چپ هدایت می‌شود بنابراین عکس مرحله اول اتفاق می‌افتد. در مرحله چهارم که عکس مرحله دوم است شیرهای ۱ و ۴ باز می‌شوند و این مراحل پشت سر هم انجام می‌شوند.



شکل ۱ - آب شیرین کن جذب سطحی با دو بستر جاذب



شکل ۲ - نمونه بستر ماده جاذب [۳]

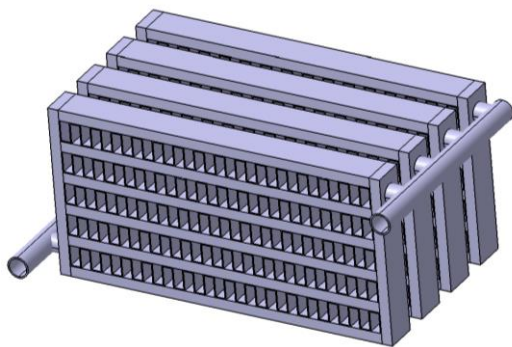
استفاده از منبع گرمایی با ارزش حرارتی پایین و تولید همزمان سرمایش و آب شیرین از مهمترین مزایای این روش است. همچنین به دلیل مستقل بودن کیفیت آب تولید شده در این روش از شوری آب ورودی [۴]، می‌توان برای آب‌های با شوری بالا به راحتی مورد استفاده قرار گیرد. معمولاً از دو ماده جاذب

روش‌های زیادی برای نمک زدایی آب شور وجود دارد و با توجه به این مطلب که فرآیند نمک زدایی جزو فرآیندهای با مصرف انرژی بالا هستند استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر یا حرارت در حال هدر رفتن بسیار اهمیت دارد. بر اساس دسته بندی که التاویل و همکارانش [۱] از فرآیندهای نمک‌زدایی با انرژی‌های تجدیدپذیر ارائه کرده‌اند روشهای موجود را می‌توان به بادی، خورشیدی و زمین گرمایی تقسیم کرد. یکی از روشهایی که از انرژی گرمایی در حال هدر رفتن برای تولید آب شیرین استفاده می‌کند سیستم‌های جذب سطحی است. سیستم جذب سطحی شامل سه بخش اصلی کندانسور، اواپراتور و بستری جاذب است [۲]. تعداد بستر در این سیستم‌ها یک، دو یا بیشتر است اما سیستم‌هایی با دو بستر رایج‌تر هستند و در اینجا به تشریح کارکرد سیستم با دو بستر مشابه شکل ۱ پرداخته می‌شود. داخل هر کدام از محفظه‌های چپ و راست یک مبدل حرارتی وجود دارد که در یک سمت آن سیال حرارتی و در سمت دیگر ذرات جاذب مانند سیلیکاژل قرار دارد. خاصیت مهم این ذرات جاذب این است که با کاهش دما آب را جذب و با افزایش دما آنرا احیا می‌کنند و این فرآیند به دفعات انجام می‌شود. در مبدل حرارتی که به عنوان بستر ماده جاذب استفاده می‌شود معمولاً سیال حرارتی داخل لوله یا کانال جریان دارد و ذرات جاذب روی سطح خارجی آن قرار دارند (شکل ۲). این محفظه‌های جاذب توسط شیرهایی به کندانسور و اواپراتور متصل شده‌اند. سیکل از ۴ مرحله تشکیل شده که به ترتیب انجام می‌شود. در مرحله اول سیال خنک کننده به بستر سمت چپ و سیال گرم به بستر سمت راست هدایت می‌شود. شیرهای اتصال به کندانسور و اواپراتور در هر دو محفظه بسته است بنابراین دمای ذرات جاذب در بستر چپ کاهش یافته و بخار آب را از محفظه جذب می‌کند، بنابراین فشار محفظه سمت چپ کاهش می‌یابد و فشار محفظه سمت راست به دلیل افزایش دما و احیای سیال عامل، افزایش می‌یابد. این مرحله تا زمانی که فشار محفظه چپ و راست به ترتیب به فشار اواپراتور و کندانسور برسد ادامه می‌یابد. در مرحله دوم خنک کردن بستر چپ و گرم کردن بستر راست ادامه می‌یابد و شیر شماره ۲ و ۳ باز شده و سیال عامل در اواپراتور تبخیر شده و در مواد جاذب بستر سمت چپ جذب می‌شود. همچنین سیال عامل احیا شده در بستر سمت راست

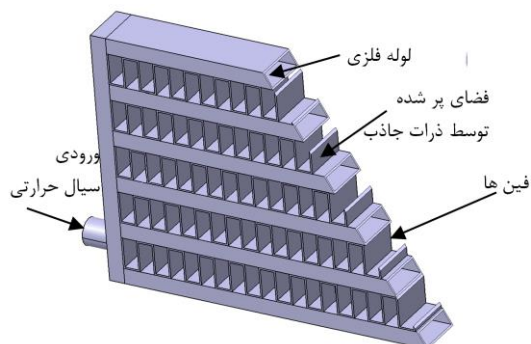
مطالعه با مدلسازی سه بعدی بستر که مقدار دبی ورودی از اوپراتور را به صورت وابسته به زمان و با دقت بالا محاسبه می کند، به تاثیر ابعاد اوپراتور بر عملکرد سیستم پرداخته شده است. همچنین در این مطالعه توزیع فشار و توزیع دما در بستر در نظر گرفته شده تا بتوان مقدار فشار اجزای مختلف را به درستی محاسبه کرد.

۲- شبیه سازی عددی

سیستم آب شیرین کن جذب سطحی شامل بسترهای ماده جاذب (از سیال حرارتی، لوله فلزی، فین ها، ذرات جاذب و محفظه اطراف ذرات تشکیل شده)، کندانسور و اوپراتور است که به صورت عددی مدلسازی شده اند. فرضیات استفاده شده در مرجع [۱۷] ارائه شده است. برای بستر از مبدل صفحه-تخت استفاده شده و فضای بین فین ها با مواد متخلخل سیلیکاژل پر شده است.



شکل ۳- مبدل حرارتی مورد استفاده برای بستر ماده جاذب



شکل ۴- اجزای مبدل حرارتی

سیلیکاژل و ژئولیت در سیستم آب شیرین کن جذب سطحی استفاده می شود. الدادا و همکارانش [۵] مقایسه ای بین استفاده از ژئولیت AQSOA-Z02 و سیلیکاژل برای یک سیستم نمک زدایی جذب سطحی با چهار بستر انجام داده اند. نتایج این مطالعه عددی نشان می دهد برای مواردی که دمای اوپراتور بیشتر از ۲۰ درجه سانتیگراد باشد استفاده از سیلیکاژل عملکرد بهتری دارد. پیتر یوسف و همکارانش [۶] با مطالعه تجربی سیستم نمک زدایی جذب سطحی با یک بستر، تاثیر دمای اوپراتور را در دماهای مختلف کندانسور مطالعه کردند. مشاهده شد افزایش دمای اوپراتور و کاهش دمای کندانسور باعث افزایش عملکرد و آب تولید شده می شود. صادق و همکارانش [۷] چهار ترکیب مختلف از استفاده دو ماده جاذب سیلیکاژل و ژئولیت در یک چیلر جذب سطحی با چهار بستر را به روش عددی مورد بررسی قرار داده اند و تاثیر دمای آب خنک کننده ورودی را در دماهای مختلف آب گرم مطالعه کرده اند. همچنین یک آنالیز حساسیت انجام شده و اهمیت هریک از پارامترها بر عملکرد چیلر بدست آمده است. صدری و همکارانش [۸] همراه با مدلسازی پارامتر یکنواخت سیستم نمک زدایی جذب سطحی یک تحلیل اقتصادی و اگزرژی از سیستم ارائه کرده اند و هزینه تمام شده برای هر متر مکعب آب را محاسبه کردند. در روش مدلسازی پارامتر یکنواخت، از گرا دیان دما و مقاومت انتقال جرم در بستر صرف نظر می شود. در این مدل از معادلات انتقال حرارت کلی و معادلات نیرومحرکه و جذب تعادلی استفاده می کنند [۵، ۸-۱۱]. دقت این روش نسبت به روش مدلسازی ترمودینامیکی بالاتر است [۱۲]. در روش دیگر که دقت بالاتری نسبت به این دو روش دارد، توزیع دما و توزیع فشار در بستر ماده جاذب در نظر گرفته می شود [۱۳]. البته در برخی مقالات تنها به توزیع دما پرداخته شده و از توزیع فشار در بستر صرف نظر شده است [۱۴، ۱۵]. داشتن ابعاد بزرگ یکی از مهمترین محدودیت های سیستم آب شیرین کن جذب سطحی است. مطالعات زیادی به بررسی تاثیر ابعاد بستر به عنوان اصلی ترین بخش سیستم های جذب سطحی پرداخته اند [۱۶، ۱۷]. با توجه به اینکه تبخیر آب دریا در اوپراتور انجام می شود، ابعاد این بخش تاثیر زیادی در عملکرد سیستم آب شیرین کن جذب سطحی دارد. در مطالعات گذشته، یا اوپراتور ایده آل فرض شده یا بستر ماده جاذب به صورت کامل مدلسازی نشده است. در این

حرارتی استفاده شده است [۱۸، ۱۹]. با توجه به سرعت سیال حرارتی و نسبت انتقال حرارت جابجایی به انتقال حرارت هدایت می‌توان از جمله هدایت در مقابل جمله جابجایی در امتداد محور لوله صرف نظر کرد [۲۰-۲۲]. معادله زیر برای سیال حرارتی حل شده است:

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

در این رابطه $Q_{fluid-tube}$ مقدار حرارت منتقل شده از سیال حرارتی به لوله فلزی است و برای محاسبه آن از ضریب انتقال حرارت جابجایی و قطر هیدرولیک استفاده شده است [۲۳].

$$T_f|_{face=3} = T_{in-cooling/heating} \quad (2)$$

۲-۲- لوله فلزی

برای لوله فلزی معادله هدایت سه بعدی وابسته به زمان حل شده است.

$$\int_{cv} \rho_{tube} C_{p,tube} \frac{\partial T_{tube}}{\partial t} dV = \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{tube} \vec{\nabla} T_{tube}) dV + S_{tube} \quad (3)$$

جمله چشمه در معادله بالا مقدار گرمای منتقل شده از لوله فلزی به فین‌ها و بستر است.

$$\lambda_{tube} \frac{\partial T_{tube}}{\partial n} \Big|_{face=6} = -h_f (T_f - T_{interface}) \quad (4)$$

$$\lambda_{tube} A \frac{\partial T_{tube}}{\partial n} \Big|_{face=5} = -Q_{tube-bed} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T_{tube}}{\partial \theta} \Big|_{face=1,2,3,4} = 0 \quad (6)$$

۲-۳- فین‌ها

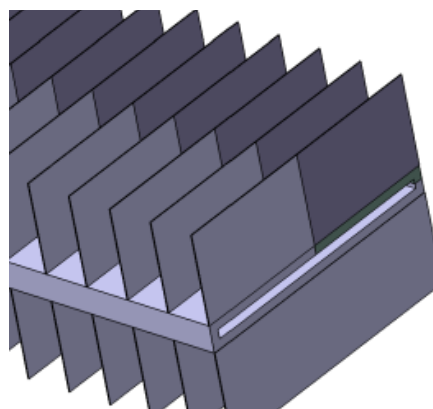
با توجه به ضخامت کم فین‌ها، می‌توان آنها را به صورت دوبعدی در نظر گرفت [۲۲]. بنابراین معادله زیر در دو بعد حل شده و مقدار حرارت منتقل شده از فین‌ها به بستر در جمله چشمه منظور خواهد شد.

$$\int_{cv} \rho_{fin} C_{p,fin} \frac{\partial T_{fin}}{\partial t} dV = \int_{cv} \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{fin} \vec{\nabla} T_{fin}) dV + S_{fin} \quad (7)$$

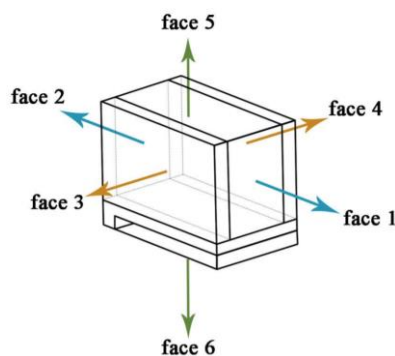
$$\lambda_{fin} A \frac{\partial T_{fin}}{\partial n} \Big|_{face=6} = -Q_{tube-fin} \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_{fin}}{\partial n} \Big|_{face=1,2,5} = 0 \quad (9)$$

شبهه سازی تمام مبدل نشان داده شده در شکل ۳ نیازمند حجم بالایی از محاسبات است و با امکانات موجود قابل انجام نیست بنابراین تنها یکی از مبدل‌ها (شکل ۴) شبهه سازی شده و اطلاعات به همه مبدل‌ها تعمیم داده شده است. اطراف هر کدام از لوله‌ها مشابه هم هستند و تنها اطراف یکی از لوله‌ها حل شده است. همچنین به توجه به تقارن، یک چهارم از اطراف هر لوله به عنوان حوزه حل در نظر گرفته شده است (شکل ۵).



شکل ۵- حوزه حل شامل سیال، لوله فلزی، فین‌ها و محیط متخلخل برای بستر ماده جاذب



شکل ۶- تعریف سطوح برای استفاده در تعریف شرایط مرزی

۲-۱- سیال حرارتی

سیال حرارتی شامل سیالی است که داخل لوله مبدل حرارتی بستر جریان دارد و وظیفه خنک کردن و گرم کردن بستر را به عهده دارد که روش‌های زیادی برای مدل‌سازی سیال

که در آن μ لزجت بخار آب و K_{app} نفوذپذیری ظاهری بستر جاذب است.

همچنین از رابطه گاز کامل برای محاسبه مقدار چگالی بخار آب در فاز احیا شده استفاده شده است. با ترکیب دو معادله دارسی و موازنه جرم رابطه زیر بدست می آید که به وسیله آن می توان مقدار فشار داخل بستر را محاسبه کرد.

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{cv} \vec{v} \cdot \left(\rho_g \frac{K_{app}}{\mu} \vec{\nabla} P \right) dV - \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (17)$$

$$\lambda_b A \frac{\partial T_{bed}}{\partial n} \Big|_{face=6} = -Q_{tube-bed} \quad (18)$$

$$\frac{\partial T_{bed}}{\partial n} \Big|_{face=1,2,5} = 0 \quad (19)$$

$$\lambda_b A \frac{\partial T_{bed}}{\partial n} \Big|_{face=3,4} = -Q_{fin-bed} \quad (20)$$

$$P|_{face=2} = P_{cham} \quad (21)$$

$$\frac{\partial P}{\partial n} \Big|_{face=1,3,4,5,6} = 0 \quad (22)$$

۲-۵- محفظه

مدلسازی محفظه شامل فضای خالی داخل هر کدام از محفظه ها است که اطراف مبدل حرارتی وجود دارد و آب احیا شده از بستر وارد محفظه شده و سپس به کندانسور منتقل می شود. برای مدلسازی محفظه فرض شده دما و فشار نسبت به مکان ثابت است و برای محاسبه پارامترها نسبت به زمان، معادله بقای جرم و انرژی برای هر کدام از محفظه ها استفاده شده است.

۲-۴- مواد جاذب

مدلسازی ماده جاذب شامل مواد متخلخل و حرکت بخار در این محیط متخلخل است. برای شبیه سازی باید چهار معادله اصلی پیوستگی، مومنتوم، انتقال حرارت و گاز کامل به صورت همزمان حل شوند. معادله انرژی شامل دو بخش ذرات جاذب و گاز بین ذرات می شود اما مرجع [۲۴] نشان داد می توان از تعادل حرارتی محلی (LTE) برای جفت جاذب و جذب شونده استفاده کرد و بنابراین معادله انرژی بستر به صورت زیر در نظر گرفته می شود:

$$\int_{cv} \rho C_p \frac{\partial T_b}{\partial t} dV + \int_{cv} \vec{v} \cdot (\rho_g C_{pg} \vec{u} T_b) dV = \int_{cv} \vec{v} \cdot (\lambda_b \vec{\nabla} T_b) dV + \int_{cv} \rho_b \Delta H \frac{\partial w}{\partial t} dV \quad (10)$$

که در آن

$$\rho C_p = \varepsilon_t (\rho_g C_{pg}) + \rho_b (C_{pb} + w C_{pa}) \quad (11)$$

معادله نیرو محرکه خطی (LDF) برای در نظر گرفتن مقاومت انتقال جرم درون ذره ای به صورت زیر است:

$$\frac{dw}{dt} = F_0 D_{so} \exp\left(-\frac{E_a}{R_u T_b}\right) / R_p^2 \cdot (w^* - w) \quad (12)$$

F_0 یک پارامتر هندسی است که به شکل ذرات جاذب بستگی دارد و برای ذرات جاذب کروی برابر ۱۵ است [۲۵].

برای محاسبه جذب تعادلی (w^*) در دمای T_b و فشار P از رابطه ارائه شده توسط ساها و همکارانش [۲۶] برای سیلیکاژل نوع SWS-1L و RD استفاده شده است.

$$w^* = \frac{w_\infty K_0 \exp\left(\frac{\Delta H}{R_g T_b}\right) \cdot P}{\left[1 + \left(K_0 \exp\left(\frac{\Delta H}{R_g T_b}\right) \cdot P\right)^{t1}\right]^{1/t1}} \quad (13)$$

برای معادله مومنتوم از رابطه دارسی استفاده شده است بنابراین روابط بقای جرم و دارسی به صورت زیر حل شده اند:

$$\int_{cv} \varepsilon_t \frac{\partial \rho_g}{\partial t} dV + \int_{cv} \vec{v} \cdot (\rho_g \vec{u}_g) dV + \int_{cv} \rho_b \frac{\partial w}{\partial t} dV = 0 \quad (14)$$

$$\vec{u}_g = -\frac{K_{app}}{\mu} \vec{\nabla} P \quad (15)$$

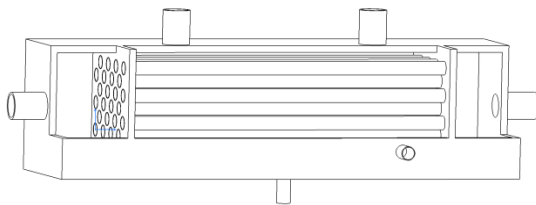
$$K_{app} = \frac{\varepsilon_b^3 d_p^2}{150(1 - \varepsilon_b)^2} \quad (16)$$

$$T_{o,cond} = T_{cond} + (T_{i,cond} - T_{cond}) * \exp\left(\frac{-(UA)_{cond}}{\dot{m}_{cond} * Cp_w(@T_{cond})}\right) \quad (27)$$

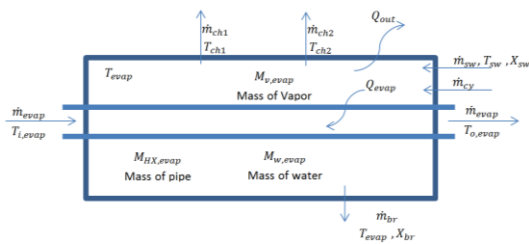
با توجه به شرایط اشباع در کندانسور، مقدار فشار با استفاده از دمای کندانسور در شرایط اشباع محاسبه می‌شود و به دلیل پایین بودن سطح فشار، از رابطه گاز ایده‌آل برای محاسبه چگالی بخار استفاده شده است.

۲-۷- اواپراتور

اواپراتور استفاده شده در این مطالعه از نوع پوسته-لوله است [۳۲] که سیال عامل در فضای بین پوسته و لوله قرار دارد. برای مدل‌سازی اواپراتور مشابه کندانسور از اختلاف دمای میانگین لگاریتمی استفاده شده است. در شکل زیر شماتیک جریان‌های ورودی و خروجی اواپراتور نشان داده شده است:

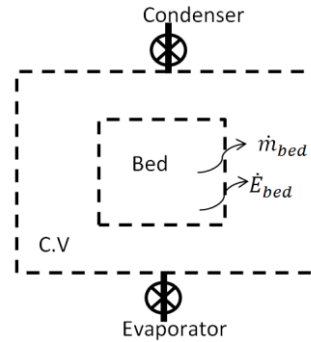


شکل ۸- شماتیک اواپراتور



شکل ۹- جریان ورودی و خروجی و تبادل حرارت اواپراتور

در این شکل \dot{m}_{sw} و \dot{m}_{br} به ترتیب دبی ورودی آب دریا به اواپراتور و دبی شورآب خروجی از اواپراتور است. در اواپراتور هنگامی که غلظت نمک از حد مجاز بیشتر شود شیر تخلیه شورآب باز می‌شود و هنگامی که سطح آب از حد مجاز پایین آید شیر آب ورودی دریا به اواپراتور باز می‌شود



شکل ۷- حجم کنترل محفظه جاذب

$$\frac{d\dot{m}_{cham}}{dt} = \dot{m}_{out-bed} - V1 * \dot{m}_{bed-cond} + V3 * \dot{m}_{cham-bed} \quad (23)$$

$$\frac{dE_{cham}}{dt} = \dot{E}_{out-bed} - V1 * \dot{E}_{bed-cond} + V3 * \dot{E}_{cham-bed} \quad (24)$$

دبی جرمی و شار انرژی منتقل شده از بستر به محفظه از انتگرال‌گیری روی سطح بستر که سطح مشترک محفظه و بستر است بدست می‌آید. $V1$ و $V3$ دارای مقدار صفر یا یک هستند که نشان دهنده باز یا بسته بودن شیرها هستند و با توجه به مرحله‌ی سیکل تعیین می‌شود. همچنین با توجه به فشار پایین در محفظه، رابطه گاز کامل برای محاسبه فشار محفظه استفاده شده است.

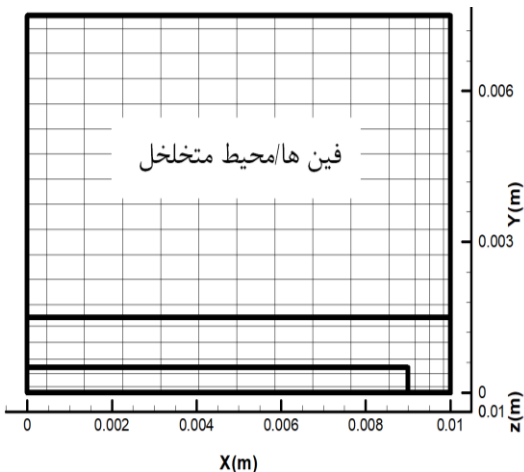
۲-۶- کندانسور

تعداد زیادی از مطالعات برای مدل‌سازی کندانسور، دما و فشار را یکنواخت در نظر گرفته‌اند و برای محاسبه دمای خروجی سیال خنک کننده از اختلاف دمای میانگین لگاریتمی و ضریب انتقال حرارت کلی استفاده کرده‌اند [۲۷-۳۰]. همچنین فرض شده سطح آب داخل کندانسور ثابت است بنابراین معادلات بقای جرم و انرژی به صورت زیر در نظر گرفته شده است [۳۱].

$$\frac{d(M_{w,cond} + M_{g,cond})}{dt} = \frac{d(M_{g,cond})}{dt} = V1 * \dot{m}_{cham1} + V2 * \dot{m}_{cham2} - \dot{m}_d \quad (25)$$

$$\frac{dE_{cond}}{dt} = V1 * \dot{E}_{cham1} + V2 * \dot{E}_{cham2} - \dot{E}_d - \dot{m}_{cond} * Cp_w * (T_{o,cond} - T_{i,cond}) \quad (26)$$

معادلات ارائه شده در بخش قبل برای هر کدام از حوزه‌های سیال، لوله فلزی، فین و ماده متخلخل پس از تبدیل انتگرال حجم به انتگرال سطح، گسسته شده و تبدیل به معادلات جبری شده‌اند. برای حل معادلات از تکرار به روش ADI توسط برنامه فرترن استفاده شده است. پارامترها با استفاده از شرایط اولیه مقداردهی شده و حل معادلات از حوزه سیال آغاز می‌شود. با محاسبه حرارت منتقل شده به سطوح حجم کنترل لوله فلزی که با سیال در ارتباط است، مقدار دما در حوزه لوله فلزی محاسبه و سپس معادلات مربوط به فین‌ها حل می‌شود. معادلات مربوط به محیط متخلخل حل شده و مقدار انرژی و جرم وارد شده به فضای محفظه محاسبه می‌شود. سپس معادلات حاکم بر محفظه حل شده و با محاسبه مقدار فشار و دمای محفظه و با لحاظ کردن افت فشار شیر ارتباطی، مقدار دبی و شار انرژی بین محفظه و کندانسور و اواپراتور محاسبه می‌شود. در نهایت با حل معادلات کندانسور و اواپراتور مقدار آب شیرین تولیدی و سایر پارامترها بدست می‌آید. این مراحل تا رسیدن به همگرایی در هر گام زمانی تکرار می‌شود. پارامترهای استفاده شده در شبیه سازی در جدول ۱ ارائه شده است. در شکل ۱۰ و شکل ۱۱ شبکه استفاده شده برای حوزه های مختلف بستر نشان داده شده است. به دلیل تقارن تنها یک چهارم از اطراف یک لوله حل شده و نتایج به کل بستر و مبدل حرارتی بسط داده شده است.



شکل ۱۰- شبکه استفاده شده برای فین ها، محیط متخلخل، لوله فلزی و سیال (صفحه XY)

بنابراین سطح آب اواپراتور مانند کندانسور ثابت نیست و باید در هر لحظه محاسبه شود.

$$\frac{d(M_{w,evap} + M_{g,evap})}{dt} = -V3 * \dot{m}_{cham1} - V4 * \dot{m}_{cham2} + V17 * \dot{m}_{sw} + V15 * \dot{m}_d - V18 * \dot{m}_{br} \quad (28)$$

$$\frac{dE_{evap}}{dt} = -V3 * \dot{E}_{cham1} - V4 * \dot{E}_{cham2} + V17 * \dot{E}_{sw} + V15 * \dot{E}_d - V18 * \dot{E}_{br} - Q_{evap} \quad (29)$$

دبی جرمی شورآب خروجی اواپراتور و ورودی آب دریا به ترتیب \dot{m}_{sw} و \dot{m}_{br} ثابت است و شیر مرتبط با هر کدام توسط حداکثر غلظت مجاز نمک و سطح آب، باز و بسته می‌شود. همچنین رابطه موازنه غلظت به صورت زیر فرض شده است:

$$M_{w,evap} \frac{dX_{w,evap}}{dt} = V17 * \dot{m}_{sw} * X_{sw} - V18 * \dot{m}_{br} * X_{br} \quad (30)$$

در این رابطه X_{sw} و X_{br} به ترتیب غلظت آب ورودی دریا و غلظت شورآب خروجی است. $X_{w,evap}$ مقدار غلظت آب داخل اواپراتور است که برابر غلظت شورآب خروجی می‌باشد. مقدار ضریب انتقال حرارت کلی اواپراتور توسط رابطه زیر بدست آمده است:

$$\frac{1}{(UA)_{evap}} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o * A_o} \quad (31)$$

اواپراتورهای رایج در چیلرهای جذب سطحی دو نوع استخری^۱ یا لایه سیال ریزان^۲ است. فشار آب در اواپراتور در بازه 0.5-5 kPa است و توان سرمایشی تولیدی در اواپراتور استخری وابسته به ارتفاع ستون آب در اواپراتور است [۳۳]. با توجه به این مطلب معمولاً در سیستم های جذب سطحی از نوع لایه سیال ریزان استفاده می‌شود. یائو تو و همکارانش [۳۲] رابطه زیر برای محاسبه مقدار ضریب انتقال حرارت تبخیر در اواپراتور سیستم سرمایش جذب سطحی استفاده کرده‌اند. هان و همکارانش [۳۴] این رابطه را برای لوله افقی که فیلم سیال اطراف آن در حال تبخیر است ارائه داده‌اند.

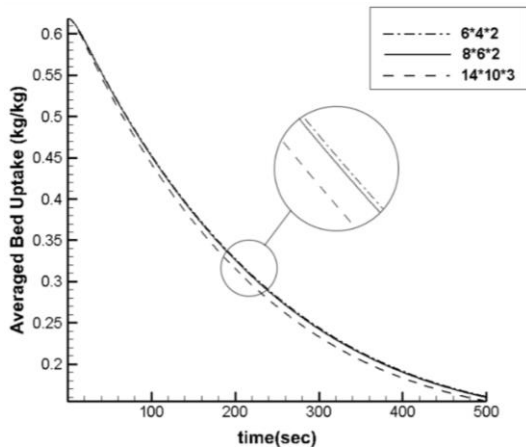
$$h = 0.0007 Re^{0.2} Pr^{0.65} (q'')^{0.4} \left(\frac{v^2}{gk^3}\right)^{-\frac{1}{3}}$$

در این رابطه k ضریب انتقال حرارت هدایت لایه سیال است.

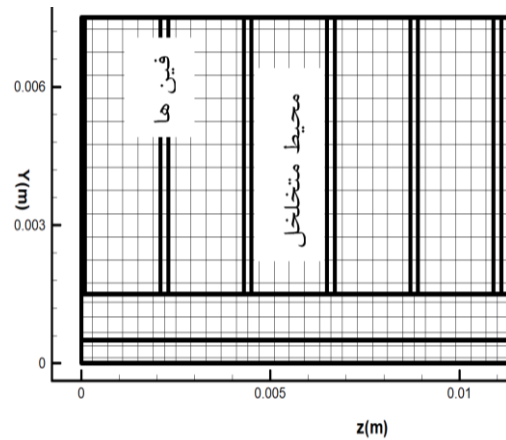
۳- نتایج

² falling film

¹ flooded evaporator

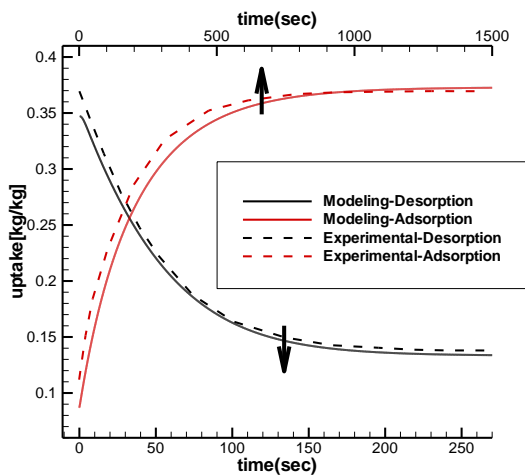


شکل ۱۲ - مقایسه مقدار جذب بستر در تعداد شبکه مختلف



شکل ۱۱ - شبکه استفاده شده برای فین ها، محیط متخلخل، لوله فلزی و سیال (صفحه ZY)

مقدار آب جذب شده در بستر ماده جاذب مهم‌ترین پارامتر در مطالعه سیکل آب شیرین کن جذب سطحی است و به صورت مستقیم بر میزان آب تولیدی تأثیر دارد. همانطور که در معادله ۱۳ نشان داده شده، مقدار جذب وابسته به دما و فشار بستر است بنابراین برای اعتبار سنجی مدل‌سازی ارائه شده در این مقاله از مقایسه نتایج عددی مقدار جذب با نتایج تجربی استفاده شده است.



شکل ۱۳ - مقایسه نتایج عددی فرآیندهای جذب و احیا با نتایج تجربی [۱۶]

در بررسی عملکرد سیستم نمک زدایی جذب سطحی پارامترهای زیر مطالعه می‌شوند:

جدول ۱ - مقادیر پارامترهای مدل‌سازی

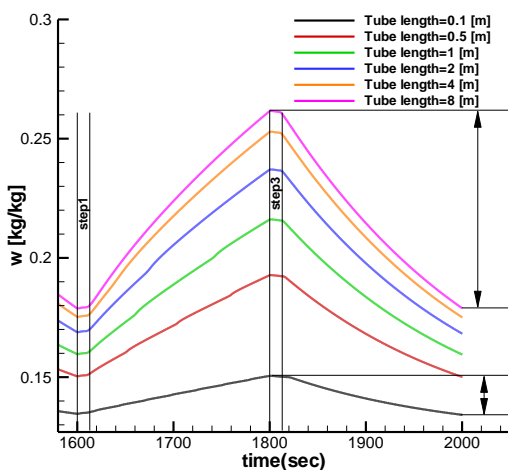
مقدار	واحد	پارامتر
۹۰	C	دمای خروجی هیتر
۱۲	C	دمای برگشت اواپراتور
۳۵	C	دمای آب دریا
۳۵	C	دمای خروجی برج خنک کن
۲	mm	فاصله بین فین ها
۰/۲	mm	ضخامت فین ها
۳	mm	ارتفاع فین ها
۱۴	mm	قطر داخلی لوله اواپراتور
۱۶	mm	قطر خارجی لوله اواپراتور
۱۰	-	تعداد لوله های اواپراتور
۱۰۰۰۰	ppm	حدکثر غلظت اواپراتور
۳۵۰۰۰	ppm	غلظت آب دریا
۰/۱۳	kg/s	دبی آب ورودی دریا به اواپراتور
۰/۳	mm	قطر ذرات
۰/۸	kg/kg	w_{∞}
۱/۱	-	t_1

پیش از ارائه نتایج عددی باید استقلال نتایج از تعداد شبکه بررسی شود و برای این منظور از مقایسه مقدار جذب بستر استفاده شده است. در شکل ۱۲ مقدار جذب بستر در تعداد شبکه مختلف نشان داده شده و مشاهده می‌شود افزایش تعداد شبکه بین دو فین بیشتر از ۸*۶*۲ تأثیر ناچیزی در نتایج دارد.

هنگامی که سطح آب اوپراتور از حد مجاز کمتر شود، شیر ورودی آب دریا به اوپراتور باز می‌شود تا کمبود آب جبران شود بنابراین در این بازه زمانی همانطور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود به دلیل بالاتر بودن دمای آب دریا از دمای اوپراتور، موقتا دما و فشار اوپراتور افزایش می‌یابد.

در صورتی که از اوپراتور ایده‌آل (سطح انتقال حرارت بی‌نهایت) استفاده شود، دما و فشار اوپراتور ثابت می‌ماند. هرچه ابعاد لوله بیشتر شود، فشار اوپراتور به این مقدار ثابت میل می‌کند (شکل ۱۴) اما هزینه و فضای بیشتری نیاز دارد.

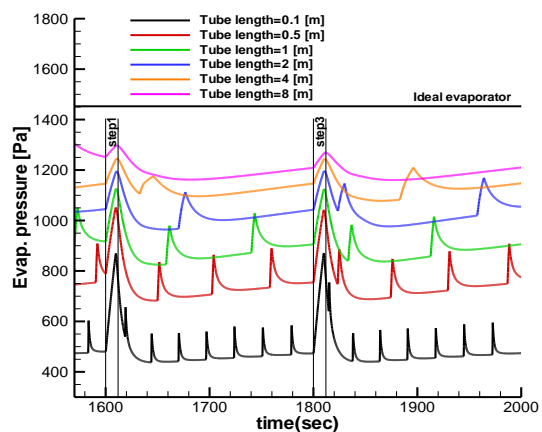
افزایش سطح فشار اوپراتور باعث افزایش فشار بستر هنگامی که شیر بین اوپراتور و بستر باز است می‌شود و با توجه به معادله ۱۳، مقدار جذب تعادلی وابسته به فشار بستر است. در **Error! Reference source not found.** مقدار بخار موجود در ذرات سیلیکاژل بستر نشان نسبت به زمان نشان داده شده است. اختلاف حداقل و حداکثر w در **Error! Reference source not found.** همان مقدار آب شیرین تولیدی در یک نیم سیکل به ازای یک کیلوگرم سیلیکاژل است. با افزایش طول لوله اوپراتور، اختلاف حداقل و حداکثر جذب افزایش یافته و بنابراین مقدار آب شیرین تولید شده در یک سیکل افزایش می‌یابد. همانطور که مشاهده می‌شود تاثیر افزایش طول لوله بر آب شیرین تولیدی، همزمان با افزایش طول لوله کاهش می‌یابد.



- آب تولیدی روزانه مخصوص (SDWP^۱): آب تولید شده در این روش به صورت یکنواخت نیست بنابراین از مقدار آب میانگین تولید شده روزانه برای ارزیابی آب تولید شده استفاده می‌شود. در مخرج این پارامتر جرم ماده جاذب وجود دارد و واحد رایج آن $m^3/tonne.day$ است.

- نرخ کارایی (PR^۲): این پارامتر مقدار حرارت کندانسور (که به طور مستقیم با آب شیرین تولید شده ارتباط دارد) را نسبت به انرژی گرمایی مصرفی ارزیابی می‌کند.

به منظور بررسی ابعاد اوپراتور، قطر و تعداد لوله‌ها ثابت نگه داشته شده‌اند و مقدار آب شیرین تولید شده و نرخ کارایی برای طول لوله مختلف بررسی شده است. افزایش طول لوله اوپراتور باعث افزایش سطح انتقال حرارت و در نتیجه افزایش ضریب کلی انتقال حرارت می‌شود. در شکل ۱۴ تغییرات فشار اوپراتور نسبت به زمان در یک سیکل برای طول‌های مختلف لوله اوپراتور نشان داده شده است. در مرحله اول که شیرهای ارتباطی بین اوپراتور و بسترها بسته است، به دلیل انتقال حرارت از سیال داخل لوله به سیال عامل، دمای اوپراتور افزایش می‌یابد. فشار داخل اوپراتور برابر فشار اشباع در دمای اوپراتور است بنابراین فشار اوپراتور نیز افزایش می‌یابد. با شروع مرحله دوم، جذب از اوپراتور به بستر آغاز می‌شود و باعث کاهش دما و فشار اوپراتور می‌شود. با گذشت زمان، نرخ جذب از اوپراتور کاهش می‌یابد و دما و فشار اوپراتور به مرور افزایش می‌یابد تا مرحله بعد آغاز شود.

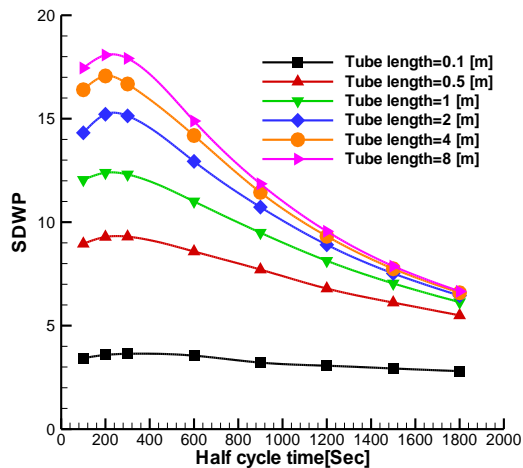


شکل ۱۴- تغییرات فشار اوپراتور نسبت به زمان در یک سیکل برای طول‌های مختلف لوله اوپراتور

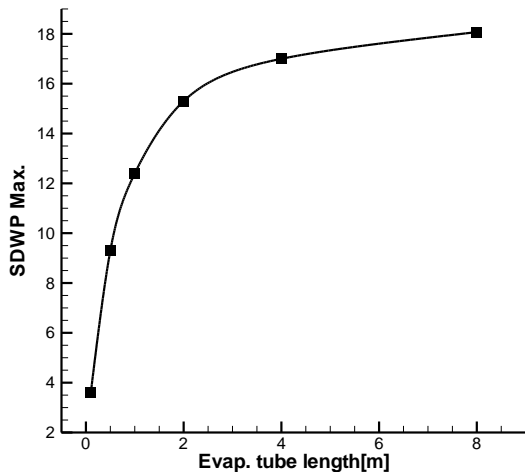
^۲ Performance Ratio

^۱ Specific Daily Water Production

هرچند افزایش زمان سیکل باعث افزایش مقدار آب تولیدی در هر سیکل می‌شود اما از طرفی تعداد سیکل در هر روز کاهش می‌یابد که باعث کاهش مقدار آب شیرین تولیدی در یک روز خواهد شد. بنابراین یک مقدار بهینه برای زمان سیکل وجود دارد که در آن بیشترین مقدار آب شیرین تولید شده در یک روز بدست خواهد آمد (شکل ۱۷).



شکل ۱۷- تغییرات آب تولیدی روزانه مخصوص نسبت به زمان سیکل در طول لوله اواپراتور مختلف

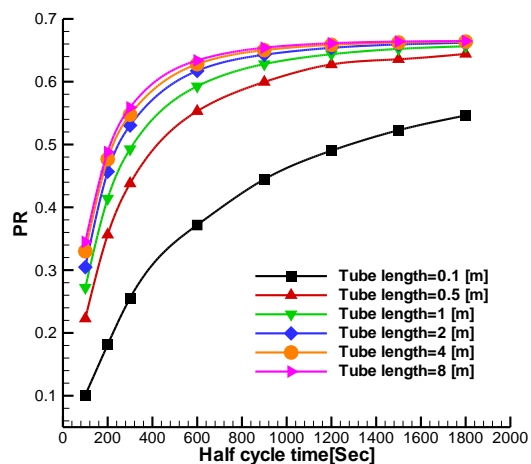


شکل ۱۸- تغییرات مقدار ماکزیمم آب شیرین تولید شده نسبت به طول لوله های اواپراتور

مقدار بهینه آب شیرین تولید شده نسبت به زمان سیکل به طول لوله اواپراتور وابسته است. در شکل ۱۸ مقدار ماکزیمم

شکل ۱۵- تغییرات مقدار بخار جذب شده در بستر نسبت به زمان در یک سیکل برای طول لوله اواپراتور مختلف

عملکرد سیکل بسیار به زمان سیکل وابسته است. با افزایش زمان سیکل، مقدار جذب و احیا در هر سیکل افزایش خواهد یافت زیرا زمان بیشتری برای فرآیند جذب و احیا وجود دارد و بنابراین مقدار آب تولیدی افزایش می‌یابد. همچنین مقداری از حرارت در هر سیکل صرف گرم کردن لوله، فین‌ها و ذرات جاذب خواهد شد که در هر سیکل هدر می‌رود و با افزایش زمان سیکل، نسبت حرارتی که صرف جذب و احیا می‌شود به حرارت اتلافی افزایش می‌یابد که باعث افزایش نرخ کارایی خواهد شد (شکل ۱۶).



شکل ۱۶- تغییرات نرخ کارایی نسبت به زمان سیکل در طول لوله اواپراتور مختلف

همانطور که در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود مقدار نرخ کارایی برای همه ابعاد اواپراتور، با افزایش زمان سیکل به یک مقدار مشخص میل می‌کند. هنگامی که زمان سیکل افزایش یابد، هرچند اواپراتور کوچک باشد، زمان کافی برای جذب بخار آب از اواپراتور وجود دارد بنابراین مقدار نرخ کارایی در زمان‌های سیکل بزرگ مستقل از ابعاد اواپراتور است. مقدار رشد نرخ کارایی نسبت به زمان سیکل در طول لوله اواپراتور بزرگتر بیشتر است و برای دستیابی به نرخ کارایی مشخص، به زمان سیکل کمتری نیاز است.

نفوذپذیری ظاهری بستر جاذب	K_{app}
جرم	M
فشار	P
شار حرارتی	Q
شعاع	R
دما	T
زمان	t
سرعت	u
ضریب کلی انتقال حرارت	U
شیر ارتباطی	V
میانگین جذب	w
ضریب انتقال حرارت جابجایی	H
جذب تعادلی	w*
حداکثر جذب	w _∞
غلظت	X

علائم یونانی

گرمای جذب	ΔH
ضریب هدایت حرارتی	λ
ضریب لزجت دینامیکی	μ
تخلخل	ε
حجم	V
چگالی	ρ

زیر نویس

ماده جذب شده	a
بستر	b
شورآب	Br
محفظه	Cham
کندانسور	cond
اوپراتور	evap
ورودی	i
خروجی	o
آب دریا	Sw

کلی	t
آب	w
مایع	f
ذره	P
گاز	g

آب شیرین تولیدی در هر طول لوله اوپراتور که از شکل ۱۷ استخراج شده، نسبت به طول لوله نشان داده شده است و مشاهده می‌شود مقدار بهینه شده SDWP نسبت به زمان با افزایش طول لوله به سمت یک عدد مشخص میل می‌کند. تاثیر افزایش طول لوله بیشتر از حدود ۴ متر تاثیر کمی دارد به نحوی که مقدار SDWP با افزایش طول لوله اوپراتور از ۲ متر به ۴ متر ۱۱٪ افزایش می‌یابد در حالی که افزایش از ۴ متر به ۸ متر تنها ۶٪ در مقدار آب تولیدی تاثیر دارد. مقدار طول لوله مناسب برای هر مورد خاص با توجه به محدودیت‌های فضا و هزینه انتخاب خواهد شد.

۴- نتیجه گیری

یکی از مهمترین محدودیت‌های سیستم آب شیرین کن جذب سطحی ابعاد بزرگ آن است، بنابراین انتخاب ابعاد بهینه اجزای مختلف از اهمیت زیادی برخوردار است. در این مطالعه به بررسی عددی تاثیر ابعاد اوپراتور پوسته-لوله بر میزان آب تولیدی روزانه مخصوص و نرخ کارایی با مدلسازی سه بعدی بستر صفحه-تخت پرداخته شد. پس از بررسی نتایج مشاهده شد نرخ کارایی با افزایش طول لوله مبدل افزایش می‌یابد اما تاثیر افزایش طول لوله بیشتر از حدود ۴ متر تاثیر ناچیزی بر تغییر کارایی دارد. آب تولیدی روزانه مخصوص دارای یک مقدار ماکزیمم نسبت به زمان سیکل است. مقدار بهینه شده SDWP نسبت به زمان، با افزایش طول لوله افزایش می‌یابد و به سمت یک مقدار مشخص میل می‌کند اما افزایش طول لوله افزایش هزینه و فضا را در پی دارد، بنابراین با توجه به محدودیت هزینه و فضا، باید مقدار مناسب برای طول لوله انتخاب شود.

۵- علائم و نشانه‌ها

A	مساحت
b	بستر ماده جاذب
C _p	ظرفیت گرمایی ویژه
d _p	قطر ذرات جاذب
D _{so}	ثابت در پخشندگی سطحی
E _a	انرژی فعالسازی
\dot{E}	شار انرژی

- 13X/CaCl₂ two-bed adsorption refrigeration system. *Int. J. Therm. Sci.* 80:76-82.
- [12] Wu JW, Biggs MJ, Pendleton P, Badalyan A, Hu EJ (2012) Experimental implementation and validation of thermodynamic cycles of adsorption-based desalination. *Appl. Energy* 98:190-197.
- [13] Leong KC, Liu Y (2004) Numerical study of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle. *Int. J. Heat Mass Transf.* 47(22):4761-4770.
- [14] Chua HT, Ng KC, Wang W, Yap C, Wang XL (2004) Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller. *Int. J. Heat Mass Transf.* 47(4):659-669.
- [15] Riffel DB, Wittstadt U, Schmidt FP, Núñez T, Belo FA, Leite APF, Ziegler F (2010) Transient modeling of an adsorber using finned-tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.* 53(7):1473-1482.
- [16] Mohammadzadeh Kowsari M, Niazmand H, Tokarev MM (2018) Bed configuration effects on the finned flat-tube adsorption heat exchanger performance: Numerical modeling and experimental validation. *Appl. Energy* 213:540-554.
- [17] Mahdavihah M, Niazmand H (2013) Effects of plate finned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance. *Appl. Therm. Eng.* 50(1):939-949.
- [18] Elsheniti MB, Hassab MA, Attia A-E (2019) Examination of effects of operating and geometric parameters on the performance of a two-bed adsorption chiller. *Appl. Therm. Eng.* 146:674-687.
- [19] Niazmand H, Dabzadeh I (2012) Numerical simulation of heat and mass transfer in adsorbent beds with annular fins. *Int J Refrig* 35(3):581-593.
- [20] Zhang LZ, Wang L (1999) Effects of coupled heat and mass transfers in adsorbent on the performance of a waste heat adsorption cooling unit. *Appl. Therm. Eng.* 19(2):195-215.
- [21] Yang P-z (2009) Heat and mass transfer in adsorbent bed with consideration of non-equilibrium adsorption. *Appl. Therm. Eng.* 29(14):3198-3203.
- [22] Zhang LZ (2000) A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system. *Sol Energy* 69(1):27-35.
- [23] Poyelle F, Guilleminot J, Meunier F: Experimental tests and predictive model of an adsorptive air conditioning unit. *Ind Eng Chem Res* , 19, 99, 38(1):298-309
- مراجع
- [1] Eltawil MA, Zhengming Z, Yuan L (2009) A review of renewable energy technologies integrated with desalination systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13(9):2245-2262.
- [2] Zheng H (2017) Chapter 8 - Absorption and Adsorption Solar Desalination System .In: *Solar Energy Desalination Technology*. edn. Edited by Zheng H. Amsterdam: Elsevier: 623-670.
- [3] Tokarev MM, Gordeeva LG, Grekova AD, Aristov YI (2018) Adsorption cycle “heat from cold” for upgrading the ambient heat: The testing a lab-scale prototype with the composite sorbent CaClBr/silica. *Appl. Energy* 211:136-145.
- [4] Kim Y-D, Thu K, Masry ME, Ng KC (2014) Water quality assessment of solar-assisted adsorption desalination cycle. *Desalination* 344:144-151.
- [5] Youssef PG, Mahmoud SM, Al-Dadah RK (2015) Performance analysis of four bed adsorption water desalination/refrigeration system, comparison of AQSOA-Z02 to silica-gel. *Desalination* 375:100-107.
- [6] Youssef PG, Dakkama H, Mahmoud SM, Al-Dadah RK (2017) Experimental investigation of adsorption water desalination/cooling system using CPO-27Ni MOF. *Desalination* 404:192-199.
- [7] Sadeghlu A, Yari M, Beidaghy Dizaji H (2015) Simulation study of a combined adsorption refrigeration system. *Appl. Therm. Eng.* 87:185-199.
- [8] Sadri S, Ameri M ,Haghighi Khoshkhou R (2018) A new approach to thermo-economic modeling of adsorption desalination system. *Desalination* 428:69-75.
- [9] Ng KC, Thu K, Saha BB, Chakraborty A (2012) Study on a waste heat-driven adsorption cooling cum desalination cycle. *Int J Refrig* 35(3):685-693.
- [10] Wang X, Chua HT (2007) Two bed silica gel-water adsorption chillers: An effectual lumped parameter model. *Int J Refrig* 30(8):1417-1426.
- [11] Sadeghlu A, Yari M, Mahmoudi SMS, Dizaji HB (2014) Performance evaluation of Zeolite

- [30] Alsaman AS, Askalany AA, Harby K, Ahmed MS (2017) Performance evaluation of a solar-driven adsorption desalination-cooling system. *Energy* 128:196-207.
- [31] Ng KC, Thu K, Kim Y, Chakraborty A, Amy G (2013) Adsorption desalination: An emerging low-cost thermal desalination method. *Desalination* 308:161-179.
- [32] Thu K, Saha BB, Chua KJ, Ng KC (2016) Performance investigation of a waste heat-driven 3-bed 2-evaporator adsorption cycle for cooling and desalination. *Int. J. Heat Mass Transf.* 101:1111-1122.
- [33] Thimmaiah PC, Sharafian A, Rouhani M, Huttema W, Bahrami M (2017) Evaluation of low-pressure flooded evaporator performance for adsorption chillers. *Energy* 122:144-158.
- [34] Han J, S. Fletcher L (1985) Falling film evaporation and boiling in circumferential and axial grooves on horizontal tubes, vol. 24.
- [24] Mhimid A (1998) Theoretical study of heat and mass transfer in a zeolite bed during water desorption: validity of local thermal equilibrium assumption. *Int. J. Heat Mass Transf.* 41(19):2967-2977.
- [25] El-Sharkawy II (2011) On the linear driving force approximation for adsorption cooling applications. *Int J Refrig* 34(3):667-673.
- [26] Saha B, Chakraborty A, Koyama S, Aristov Y (2009) A new generation cooling device employing CaCl₂-in-silica gel-water system. *Int. J. Heat Mass Transf.* 52(1-2):516-524.
- [27] Miyazaki T, Akisawa A, Saha BB, El-Sharkawy II, Chakraborty A (2009) A new cycle time allocation for enhancing the performance of two-bed adsorption chillers. *Int J Refrig* 32(5):846-853.
- [28] Wang DC, Xia ZZ, Wu JY, Wang RZ, Zhai H, Dou WD (2005) Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction. *Int J Refrig* 28(7):1073-1083.
- [29] Ali ES, Askalany AA, Harby K, Diab MR, Alsaman AS (2018) Adsorption desalination-cooling system employing copper sulfate driven by low grade heat sources. *Appl. Therm. Eng.* 136:169-176.