

تحلیل قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک برای سامانه شیرین‌سازی آب به روش رطوبت زنی و رطوبت‌زدایی بر اساس سیکل بسته هوا - باز آب

طه خادمی‌نژاد، حسن رحیم‌زاده*

تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، دانشکده مهندسی مکانیک

چکیده: روش رطوبت زنی و رطوبت‌زدایی از جمله روش‌های ارزان تولید آب در مقیاس کوچک می‌باشد که در سالیان اخیر با توجه به پیش‌بینی‌های نگران‌کننده در رابطه با منابع رو به پایان سوخت‌های فسیلی، توجه ویژه‌ای را به خود جلب کرده است. در این مقاله روش رطوبت زنی و رطوبت‌زدایی بر اساس سیکل بسته هوا - باز آب به وسیله نرم افزار تجاری EES مورد بررسی ترمودینامیکی (قوانین اول و دوم) قرار گرفت. در ادامه تاثیر پارامترهای حاکم بر مسئله مانند ظریب‌های اثر بخشی محفظه‌های رطوبت زنی (ϵ_{R1}) و رطوبت‌زدایی (ϵ_{d1})، دمای آب ورودی به محفظه رطوبت‌زدایی ($T_{w,2}$) و دمای آب ورودی به محفظه رطوبت‌زدایی ($T_{w,0}$)، نسبت شدت جریان جرمی ($\dot{m}_r = \dot{m}_w / \dot{m}_a$) بر نسبت خروجی سامانه (GOR) و نرخ تولید آنتروپی بی بعد شده (\dot{S}_{gen}/C) بررسی شد. از شبیه‌سازی‌های ترمودینامیکی این نتیجه به دست آمد که بازده محفظه رطوبت‌زدایی به شدت بر بازده کل سامانه اثرگذار بوده و اثر آن به مراتب بیشتر از بازده محفظه رطوبت‌زدایی می‌باشد. افزون بر این، در نسبت شدت جریان‌های پایین، نسبت خروجی به ازای دماهای پایین تر آب ورودی به محفظه رطوبت‌زدایی افزایش پیدا می‌کند. این در حالی است که در نسبت شدت جریان‌های جرمی بالا بر خلاف نسبت شدت جریان‌های جرمی پایین، دماهای بالاتر آب ورودی به محفظه رطوبت‌زدایی منجر به نسبت خروجی بیشتری می‌شوند.

واژه‌های کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی، روش رطوبت‌زدایی و رطوبت‌زدایی، سیکل بسته هوا - باز آب، نمک‌زدایی آب، نرم افزار EES

KEY WORDS: Thermodynamic analysis, Humidification-Dehumidification, Close air-open water cycle, Water desalination, Engineering Equation Solver (EES).

مقدمه

به دمای بالا ندارد به شکل دلخواهی می‌تواند از انرژی خورشیدی استفاده کند [۱].

پژوهش‌های گوناگونی در زمینه بررسی سیکل بسته هوا - باز

روش رطوبت زنی و رطوبت‌زدایی یک روش کاربردی برای تولید آب در مقیاس‌های کوچک با کمک گرفتن از رطوبت هوا می‌باشد و به دلیل اینکه نیاز به انرژی زیاد برای رسیدن

*عهده دار مکاتبات

+E-mail: rahimzad@aut.ac.ir

تقرانی و رحیم زاده [۸] در سال ۱۳۸۵ خورشیدی، یک نمونه آب شیرین کن خورشیدی بر اساس روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی و بر پایه سیکل بسته هوا - باز طراحی کرده و ساختند. شکوری و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۲ میلادی قابلیت ادغام یک سامانه شیرین سازی آب و توربین گازی را در پالایشگاه نفت جزیره لاوان مورد بررسی قرار دادند. آنها از نرم افزار EES برای انجام شبیه سازی استفاده کردند.

در پژوهش حاضر یکی از رایج ترین و پرکاربردترین سیکل های رطوبت زنی و رطوبت زدایی (سیکل بسته هوا - باز آب همراه با سامانه گرمایش آب) از لحاظ ترمودینامیکی و به کمک نرم افزار تجاری EES مورد تحلیل قرار گرفته است. در ادامه تأثیر پارامترهای حاکم بر مسئله مانند شدت جریان آب و هوای ورودی به محفظه رطوبت زنی، ضریب های اثر بخشی محفظه های رطوبت زنی و رطوبت زدایی و دمای آب ورودی به محفظه های رطوبت زنی و رطوبت زدایی بر راندمان سامانه مورد بررسی قرار گرفته است.

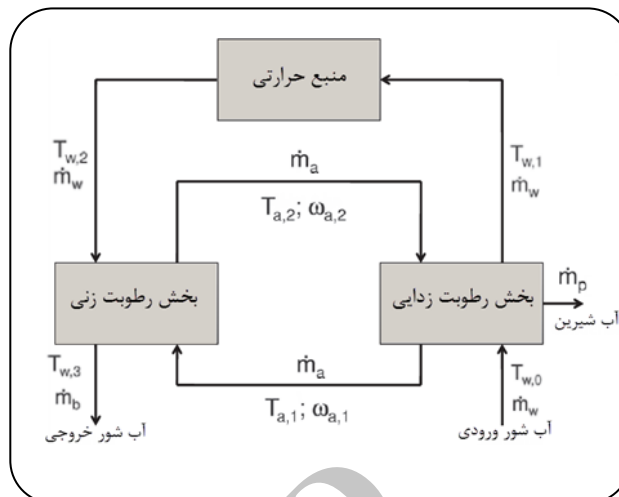
بخش نظری

سیکل بسته هوا-باز آب همراه با سامانه گرمایش آب

در شکل ۱ شمایی از سیکل بسته هوا، باز آب با سامانه گرمایش آب نشان داده شده است. در این سیکل، آب شور با ورود به بخش رطوبت زدایی ابتدا پیش گرم شده و سپس وارد منبع گرمایی می شود. پس از آن با پاشیده شدن بر روی هوا در بخش رطوبت زنی، از سامانه خارج می شود. ولی در این سیکل، هوا دائماً بین دو بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی در چرخش است و هیچ وقت از سامانه خارج نمی شود. در شکل ۱، $T_{a,1}$ دمای هوای ورودی به محفظه رطوبت زنی، $T_{a,2}$ دمای هوای اشباع خروجی از محفظه رطوبت زنی و ورودی به محفظه رطوبت زدایی، $T_{w,0}$ دمای آب شور سرد ورودی به سامانه، $T_{w,1}$ دمای آب پیش گرم شده خروجی از محفظه رطوبت زدایی و ورودی به منبع گرمایی، $T_{w,2}$ دمای آب گرم خروجی از منبع گرمایی و ورودی به محفظه رطوبت زنی و $T_{w,3}$ نیز دمای آب شور خروجی از سامانه می باشد.

معادله های حاکم و روند حل

مدل سازی واقعی رفتار هر یک از بخش های رطوبت زنی و رطوبت زدایی به دلیل تلفات غیر قابل کنترل و تعدد اجزای



شکل ۱- شمای سیکل بسته هوا - باز آب با سیستم گرمایش آب.

آب همراه با سامانه گرمایش آب صورت گرفته است. الحلاج^(۱) و همکاران [۲] در سال ۱۹۹۸ میلادی با ساخت یک دستگاه آب شیرین کن به روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی بر اساس سیکل بسته هوا - باز آب، به این نتیجه رسیدند که میزان شدت جریان آب یک نقطه بهینه دارد که بازده سامانه در آن بیشینه خواهد شد. نارایان^(۲) و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۰ میلادی، عملکرد ترمودینامیکی سیکل های گوناگون رطوبت زنی و رطوبت زدایی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. میستری^(۳) و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۱ میلادی، از روش برنامه نویسی غیرخطی برای بهینه سازی سیکل بسته هوا - باز آب برای به دست آوردن بیشترین نسبت خروجی^(۴) استفاده کردند. سوفاری^(۵) و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۹ میلادی، روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی را مورد بررسی قرار دادند و با استفاده از مدل های ریاضی عملکرد سامانه را بهینه کردند. هاشمی فرد و آذین [۶] در سال ۲۰۰۴ میلادی یک دستگاه آب شیرین کن را در استان بوشهر بنا نهادند و با استفاده از موازنه جرم و انرژی یک مدل ریاضی برای فرایند رطوبت زنی و رطوبت زدایی هوا ارایه کردند. ضامن و همکاران [۷] در سال ۲۰۰۹ میلادی، با اضافه نمودن صفحه های کلکتور خورشیدی به سامانه و با استفاده از مدل سازی ریاضی هزینه ها را بهینه کردند. آنها هدف اصلی این پژوهش را کاهش هزینه آب تولیدی توسط روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی معرفی کردند.

(۴) Gained Output Ratio (GOR)

(۵) Soufari

(۱) Al-Hallaj

(۲) Narayan

(۳) Mistry

محفظه رطوبت زنی

معادله‌های بقای جرم و انرژی مربوط به این محفظه را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$\dot{m}_b = \dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_{a,r} - \omega_{a,i}) \quad (۳)$$

$$\dot{m}_b h_b = \dot{m}_w h_{w,r} - \dot{m}_a (h_{a,r} - h_{a,i}) \quad (۴)$$

در معادله بالا ω نشان دهنده رطوبت مطلق مخلوط هوا و بخار آب می‌باشد.

محفظه رطوبت زدایی

معادله‌های بقای جرم و انرژی مربوط به محفظه رطوبت زدایی نیز با در نظر گرفتن این محفظه به عنوان یک حجم کنترل به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_a (\omega_{a,i,d} - \omega_{a,o,d}) \quad (۵)$$

$$\dot{m}_p h_p + \dot{m}_w (h_{w,o,d} - h_{w,i,d}) = \dot{m}_a (h_{a,i,d} - h_{a,o,d}) \quad (۶)$$

منبع حرارتی

برای شبیه سازی منبع حرارتی، یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که آب از یک سمت آن آب با شدت جریان \dot{m}_w و دمای $T_{w,i}$ وارد شده و پس از حرارت دیدن به مقدار \dot{Q}_{in} در این محفظه، با همان شدت جریان و دمای $T_{w,r}$ از آن خارج شده و وارد محفظه رطوبت‌زنی می‌شود.

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_w (h_{w,i,h} - h_{w,o,d}) \quad (۷)$$

تحلیل قانون دوم ترمودینامیک

برخی از پژوهشگران نظیر نارایان و همکاران [۱۱] معادله‌های قانون دوم ترمودینامیک را برای مبدل گرما و جرم ارایه کرده‌اند. بر اساس پژوهش کرینگتون و سان [۱۲] تولید نرخ آنتروپی حجمی را می‌توان به صورت مجموع سه مولفه انتقال حرارت، انتقال جرم و ترکیب انتقال حرارت و جرم بیان کرد. در این معادله اولین جمله مربوط به انتقال حرارت، جمله دوم مربوط به ترکیب انتقال حرارت و جرم و جمله سوم مربوط به انتقال جرم می‌باشد.

$$\dot{S}_{gen}^m = \frac{k}{T^r} \cdot (\nabla T)^T + \frac{r\rho^r \bar{R}D'}{M_A M_{BC}} (\nabla T) \cdot (\nabla X_A) + \quad (۸)$$

$$\frac{\rho^r \bar{R}D_{AB}}{M_A M_B X_A X_{BC}} \cdot (\nabla X_A)^T$$

به کار رفته در این بخش‌ها به تقریب غیرممکن است. در نتیجه برای شبیه سازی، باید فرض‌هایی برای ساده سازی مسئله به کار گرفته شود که برخی از فرضیه‌های صورت گرفته در این مقاله عبارتند از: (۱) اتلاف گرمایی از تمامی اجزای سامانه ناچیز می‌باشد. (۲) تمامی فرایندها در حالت پایا و مستقل از زمان اتفاق می‌افتند. (۳) هوای خروجی از محفظه رطوبت زنی اشباع فرض می‌شود. (۴) فشار داخل و خارج دستگاه یکسان و برابر فشار اتمسفر در نظر گرفته می‌شود.

هر یک از دو محفظه رطوبت زنی و رطوبت زدایی در نقش یک مبدل گرمایی عمل می‌کنند که می‌توان برای آنها ضریب اثر بخشی (ε) تعریف کرد. محفظه رطوبت زنی به عنوان یک مبدل گرمایی تماس مستقیم و واحد رطوبت زدایی به عنوان یک مبدل گرمایی تماس غیر مستقیم عمل می‌کنند.

$$\varepsilon = \frac{\Delta \dot{H}}{\Delta \dot{H}_{max}} \quad (۱)$$

در معادله بالا $\Delta \dot{H}$ تغییرهای آنتالپی سیال سرد یا گرم و $\Delta \dot{H}_{max}$ نشانگر بیشینه تغییرهای آنتالپی است که سیال می‌تواند به آن دست پیدا کند و تغییر آنتالپی ($\Delta \dot{H}$) واقعی نیز به ازای تغییر دمای واقعی هوا رخ می‌دهد.

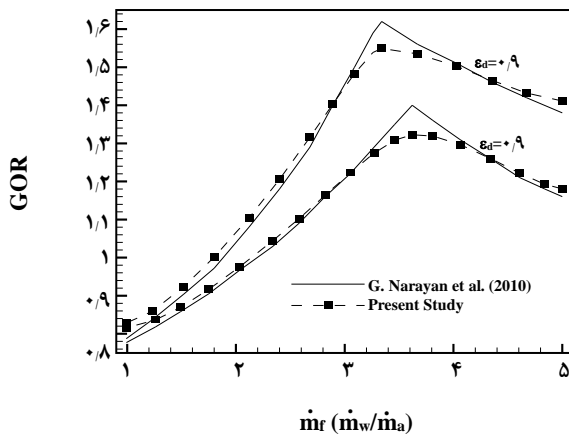
برای تحلیل بازده کل سامانه بر اساس شدت جریان آب تولیدی، از یک عدد بی بعد به نام «نسبت خروجی کسب شده» استفاده شده است. این عدد نسبت گرمای نهان تبخیر آب تولید شده به کل انرژی حرارتی ورودی به سامانه می‌باشد [۱۰].

$$GOR = \frac{\dot{m}_p h_{fg}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۲)$$

در معادله بالا، \dot{m}_p دبی آب شیرین تولیدی سامانه، h_{fg} گرمای نهان تبخیر آب و \dot{Q}_{in} گرمای ورودی به سامانه می‌باشد. این گرما می‌تواند توسط کلکتور خورشیدی و هر نوع منبع گرمایی به آب یا هوا داده شود.

تحلیل قانون اول ترمودینامیک

برای نوشتن معادله‌های ترمودینامیکی مربوط به محفظه رطوبت‌زنی، این محفظه به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است که از یک سمت آن آب و از طرف دیگر مخلوط هوا و بخار آب وارد آن می‌شوند.



شکل ۲- نمودار اعتبار سنجی نتایج عددی مقاله حاضر در شرایط $T_{w,o} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{w,r} = 80^{\circ}\text{C}$

$$\dot{m}_a c_{p,a} \ln \left(\frac{T_{a,r}}{T_{a,i}} \right) + \dot{m}_a \omega_v c_{p,v} \ln \left(\frac{T_{a,r}}{T_{a,i}} \right) + \Delta \dot{S}_{\text{mix,out}} - \Delta \dot{S}_{\text{mix,in}}$$

در معادله بالا، $P_{\text{sat},w,r}$ و $s_{f,g,o}$ به ترتیب فشار اشباع آب و تغییر آنتروپی تبخیر در دمای آب خروجی از محفظه رطوبت زنی (T_b) می‌باشند.

روند حل

برای پیش بینی عملکرد سامانه رطوبت زنی و رطوبت زدایی باید معادله‌های حاکم بر مسئله به صورت همزمان حل شوند. برای این کار از نرم افزار EES استفاده شده [۱۳] که از معادله‌های حالت دقیق برای مدل کردن ویژگی‌های آب و هوای مرطوب استفاده می‌کند [۱۰]. مقاله‌ها و پژوهش‌های بسیاری وجود دارند [۳، ۴، ۹، ۱۴-۱۷] که از نرم افزار EES برای حل معادله‌های خود استفاده کرده‌اند.

اعتبار سنجی

با مقایسه نتیجه‌های عددی پروژه حاضر با داده‌های عددی نارایان و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۰ میلادی، می‌توان به این نتیجه رسید که تطابق خوبی بین نتیجه‌های تحلیل عددی پروژه حاضر و مقاله‌های چاپ شده در مجله‌های معتبر وجود دارد.

محفظه رطوبت زدایی

در این بخش برای تحلیل قانون دوم برای محفظه رطوبت زدایی که به صورت یک مبدل گرمایی عمل می‌کند، این محفظه به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که از یک سوی آن سیال سرد وارد حجم کنترل شده و بعد از انتقال حرارت با سیال گرم (بدون انتقال جرم) از سوی دیگر خارج می‌شود. برای این حجم کنترل، معادله‌های پایستگی جرم و انرژی با شماره‌های (۵) و (۶) آورده شده است و اما قانون دوم ترمودینامیک برای این حجم کنترل به صورت زیر است:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_c (s_{r,c} - s_{i,c}) + \dot{m}_h (s_{i,h} - s_{r,h}) = \quad (9)$$

$$\dot{m}_c c_{p,c} \ln \left(\frac{T_{r,c}}{T_{i,c}} \right) + \dot{m}_h c_{p,h} \ln \left(\frac{T_{i,h}}{T_{r,h}} \right) \geq 0$$

ضریب اثربخشی مبدل حرارتی را می‌توان به صورت نسبت انتقال گرمایی واقعی به انتقال حرارت بیشینه تعریف کرد که در آن انتقال گرمایی بیشینه به ازای بیشترین اختلاف دما به وجود می‌آید.

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{\text{max}} = (\dot{m}c_p)_{\text{min}} (T_{r,h} - T_{i,c}) \quad (11)$$

$$\text{HCR} \equiv \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\dot{m}_h c_{p,h}} \equiv \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h} \quad (12)$$

بنابراین نرخ تولید آنتروپی در مبدل‌های حرارتی تماس غیرمستقیم بدون انتقال جرم (محفظه رطوبت زدایی) فقط تابعی از نسبت ظرفیت گرمایی (HCR)، ضریب اثر بخشی مبدل (ε) و نسبت دمای سیال گرم خروجی و دمای سیال سرد ورودی ($T_{r,h}/T_{i,c}$) می‌باشد.

محفظه رطوبت زنی

برای یک مبدل حرارتی جریان ناهمسو همراه با انتقال جرم (محفظه رطوبت زنی) می‌توان از معادله‌های مربوط به برج‌های خنک کن برای محاسبه نرخ تولید آنتروپی استفاده کرد.

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_w \left[c_{p,w} \ln \left(\frac{T_b}{T_{w,r}} \right) \right] - \quad (13)$$

$$\dot{m}_a (\omega_r - \omega_i) \left[c_{p,v} \ln \left(\frac{T_b}{T_{a,r}} \right) \right] +$$

$$\dot{m}_a (\omega_r - \omega_i) \left[R_w \ln \left(\frac{P_{\text{sat},w,r}}{P_{\text{total}}} \right) + s_{f,g,o} \right] +$$

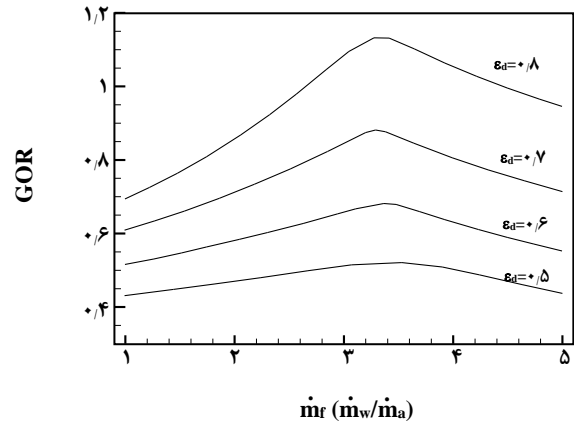
نتیجه‌ها و بحث

در این پژوهش، تحلیل ترمودینامیکی از روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی به همراه سیکل بسته هوا - باز آب به وسیله نرم افزار تجاری EES انجام شده و تاثیر پارامترهایی نظیر ضریب‌های اثربخشی محفظه های رطوبت زنی (ε_h) و رطوبت زدایی (ε_d)، نسبت شدت جریان جرمی ($\dot{m}_r = \dot{m}_w / \dot{m}_a$) و دمای آب ورودی به محفظه رطوبت‌زدایی ($T_{w,o}$) بر نسبت خروجی سامانه (GOR) بررسی شد.

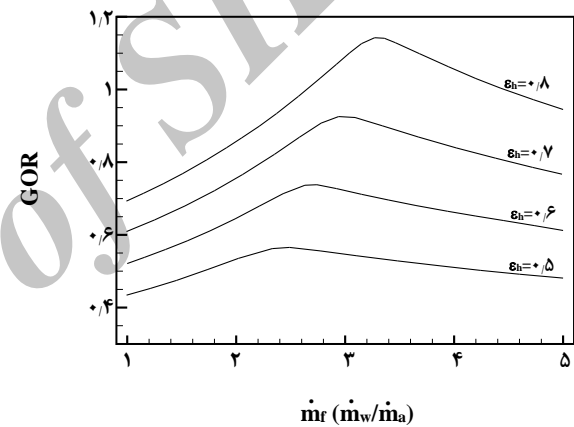
ضریب‌های اثر بخشی

شکل ۳ نشان دهنده تأثیر مقادیر مختلف ضریب اثر بخشی محفظه رطوبت زدایی (ε_d) بر میزان نسبت خروجی سامانه به ازای مقادیر گوناگون نسبت شدت جریان جرمی (\dot{m}_r) در شرایط دمایی مشخص ($T_{w,r} = 6^\circ\text{C}$ و $T_{w,o} = 25^\circ\text{C}$) می‌باشد. همان‌گونه که پیش بینی می‌شد، با افزایش ضریب اثر بخشی (بازده) محفظه رطوبت زدایی، نسبت خروجی (بازده کل سامانه) افزایش پیدا می‌کند. نقطه بیشینه هر یک از منحنی‌ها نیز تقریباً به ازای یک نسبت شدت جریان جرمی خاص ($\dot{m}_r = 3/4$) اتفاق می‌افتد. تأثیر ضریب اثر بخشی محفظه رطوبت زنی (ε_h) بر مقدار نسبت خروجی به ازای مقادیر گوناگون نسبت شدت جریان جرمی نیز در شکل ۴ به تصویر کشیده شده است. همان‌گونه که در این شکل دیده می‌شود، با افزایش ضریب اثر بخشی محفظه رطوبت زنی (ε_h)، نسبت خروجی سامانه، افزایش پیدا می‌کند. ولی بر خلاف حالت پیش بیشینه نسبت خروجی برای هر نمودار در نسبت شدت جریان‌های متفاوتی اتفاق می‌افتد.

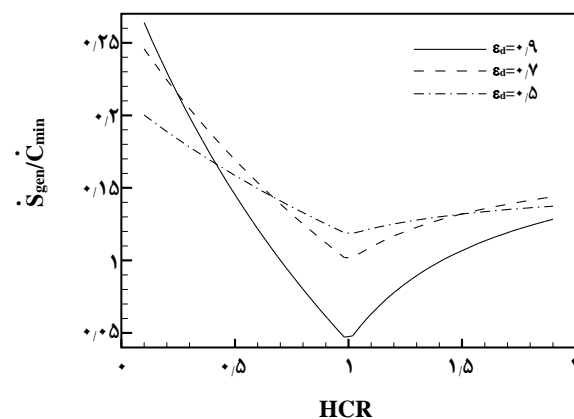
شکل ۵ تغییر نرخ آنتروپی بی‌بعد شده را به ازای مقادیر گوناگون ضریب‌های اثربخشی محفظه رطوبت زنی و نسبت ظرفیت گرمایی (HCR) نشان می‌دهد. پارامتر ($T_{r,h} / T_{r,c}$) نشان دهنده نسبت دمای ورودی سیال گرم (مخلوط هوا و بخار آب) به دمای ورودی سیال سرد (آب سرد) می‌باشد. همان‌گونه که انتظار می‌رفت، به ازای بازده بالاتر محفظه رطوبت زدایی (مقادیر بالاتر ضریب اثربخشی) میزان نرخ تولید آنتروپی کاهش می‌یابد. این پدیده منطقی است به این دلیل که بازده کل سامانه با افزایش بازده محفظه رطوبت‌زدایی افزایش پیدا خواهد کرد. ولی $\varepsilon_d = 0.9$ به ازای تمامی مقادیر HCR همواره کمترین مقدار تولید آنتروپی را ندارد و همان‌گونه که در شکل ۵



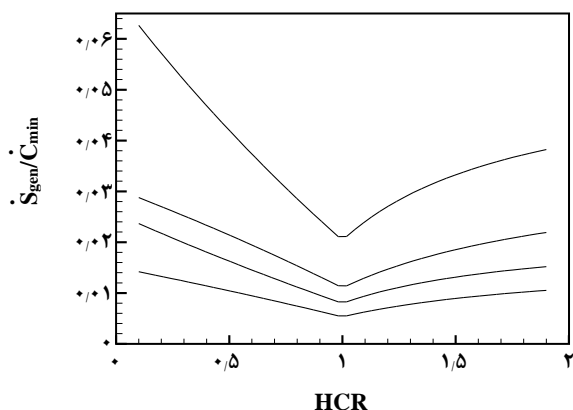
شکل ۳- بررسی تغییر مقدار نسبت خروجی (GOR) به ازای مقادیر گوناگون ضریب اثر بخشی محفظه رطوبت زدایی (ε_d) در شرایط $\varepsilon_h = 0.9$ ، $T_{w,o} = 25^\circ\text{C}$ ، $T_{w,r} = 6^\circ\text{C}$.



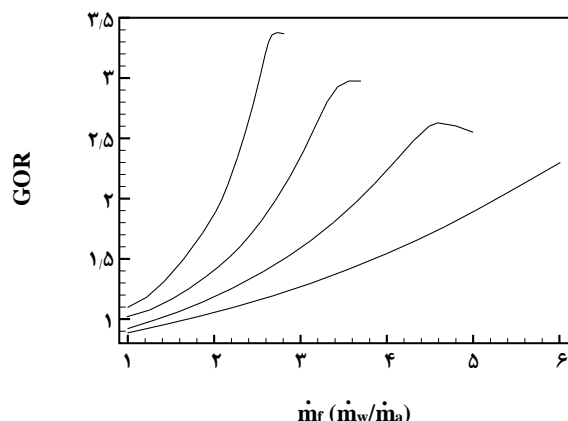
شکل ۴- بررسی تغییر مقدار نسبت خروجی (GOR) به ازای مقادیر گوناگون ضریب اثر بخشی محفظه رطوبت زنی (ε_h) در شرایط $\varepsilon_d = 0.9$ ، $T_{w,o} = 25^\circ\text{C}$ ، $T_{w,r} = 6^\circ\text{C}$.



شکل ۵ - تاثیر ضریب اثربخشی محفظه رطوبت زدایی بر تولید نرخ آنتروپی بی‌بعد شده در شرایط $T_{r,h} / T_{r,c} = 0.5$.



شکل ۷- تأثیر پارامتر $(T_{r,h} / T_{r,c})$ بر تولید نرخ آنتروپی بی بعد شده در شرایط $\epsilon_d = 0.8$.



شکل ۶- تأثیر دمای آب گرم ورودی به محفظه رطوبت زنی $(T_{w,r})$ بر مقدار نسبت خروجی (GOR) در شرایط $T_{w,i} = 25^\circ\text{C}$ ، $\epsilon_d = \epsilon_h = 0.9$

نتیجه گیری

در این مقاله تحلیل ترمودینامیکی از روش رطوبت زنی و رطوبت زدایی بر اساس سیکل بسته هوا - باز آب به وسیله نرم افزار تجاری EES انجام شده و تاثیر پارامترهای حاکم بر مسئله بر بازده تولید سامانه مورد بررسی قرار گرفته است. نتیجه‌های به دست آمده از شبیه‌سازی‌ها، به شرح زیر می‌باشند:

- با افزایش ضریب‌های اثر بخشی محفظه رطوبت زدایی از ۵۰٪ به ۱۰۰٪ در نسبت دبی جرمی $(m_r = 5)$ ، بازده کل سامانه ۵۵۶٪ افزایش پیدا می‌کند.
- به ازای نسبت ظرفیت گرمایی $(HCR=1)$ کمترین میزان نرخ تولید آنتروپی و در نتیجه بیشترین میزان برگشت پذیری رخ می‌دهد.
- در بازه $(0.5 < HCR < 1.5)$ با افزایش ضریب اثربخشی محفظه رطوبت زدایی، نرخ تولید آنتروپی کاهش می‌یابد. ولی برای بازه $(HCR < 0.5)$ و $(HCR > 1.5)$ این روند ادامه نخواهد داشت و تعیین کمترین نرخ تولید آنتروپی به ازای ضریب‌های اثربخشی گوناگون پیچیده تر خواهد بود.
- برای سامانه‌هایی با نسبت شدت جریان جرمی پایین توصیه می‌شود که دمای آب ورودی به محفظه رطوبت زدایی پایین باشد. ولی برای سامانه‌هایی با دبی نسبی بالا، برای بالاتر بردن تولید، باید از دماهای بالاتر آب برای بخش رطوبت زدایی استفاده شود.

دیده می‌شود در HCR کمتر از 0.3 بیشترین میزان تولید آنتروپی به ازای $\epsilon_d = 0.9$ به وجود می‌آید.

دمای آب ورودی

در ادامه تأثیر دمای آب گرم ورودی به محفظه رطوبت زنی $(T_{w,r})$ بر نسبت خروجی کل سامانه (GOR) به ازای مقدارهای گوناگون نسبت شدت جریان جرمی (m_r) در شکل ۶ نشان داده شده است. همان گونه که در این شکل دیده می‌شود، در یک دمای خاص، با افزایش نسبت دبی جرمی، نسبت خروجی نیز افزایش پیدا می‌کند. ولی این افزایش، یک مقدار بهینه دارد. بدین معنی که در یک نسبت دبی جرمی خاص، مقدار نسبت خروجی به بیشینه خود دست پیدا می‌کند. و با افزایش بیشتر نسبت دبی جرمی، بازده سامانه کاهش پیدا خواهد کرد.

شکل ۷ نشان دهنده تغییر نرخ آنتروپی بی بعد شده به ازای مقدارهای گوناگون پارامتر $(T_{r,h}/T_{r,c})$ می‌باشد. همان گونه دیده می‌شود، با کاهش و افزایش پارامتر نسبت دمای ورودی، نرخ تولید آنتروپی افزایش می‌یابد. می‌توان از این نمودار نتیجه گیری کرد که به ازای $0.8 < T_{r,h}/T_{r,c} < 1.2$ نرخ تولید آنتروپی بی بعد شده کاهش پیدا می‌کند. کمترین میزان نرخ تولید آنتروپی به ازای $(T_{r,h}/T_{r,c}) = 1$ به وجود خواهد آمد که برابر با صفر است. ولی برابر بودن دمای آب سرد و گرم ورودی به محفظه رطوبت زدایی از نظر فیزیکی بی معنی می‌باشد. با برابر بودن دمای سیال سرد و گرم ورودی به یک مبدل گرمایی هیچ انتقال گرمایی بین دو سیال صورت نخواهد گرفت.

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱/۱۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۱۰/۲۹

مراجع

- [1] Mirzaie M.M., "Theoretical and Experimental Investigation of Using Direct and Indirect Heat Exchanger in Solar Humidification-Dehumidification Desalination Unit," M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering Department, Amirkabir University of Technology, (2012).
- [2] Al-Hallaj S., Farid M.M., Rahman Tamimi A., Solar Desalination with a Humidification-Dehumidification Cycle: Performance of the Unit, *Desalination*, **120**: 273-280 (1998).
- [3] Prakash Narayan G., Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V, Zubair S.M., Thermodynamic Analysis of Humidification-Dehumidification Desalination Cycles, *Desalination and Water Treatment*, **16**: 339-353 (2010).
- [4] Mistry K.H., Mitsos A., J.H.L.V, Optimal Operating Conditions and Configurations for Humidification-Dehumidification Desalination Cycles, *International Journal of Thermal Sciences*, **50**: 779-789 (2011).
- [5] Soufari S.M., Zamen M., Amidpour M., Performance Optimization of the Humidification-Dehumidification Desalination Process Using Mathematical Programming, *Desalination*, **237**: 305-317 (2009).
- [6] Hashemifard S.A., Azin R., New Experimental Aspects of the Carrier Gas Process (CGP), *Desalination*, **164**: 125-133 (2004).
- [7] Zamen M., Amidpour M., Soufari S.M., Cost Optimization of a Solar Humidification-Dehumidification Desalination Unit Using Mathematical Programming," *Desalination*, **239**: 92-99 (2009).
- [8] Ghareghani A.A., Rahimzadeh H., "Experimental Investigation and Design of a Solar Desalination Unit Which Work with Humidification-Dehumidification Process", Presented at the 6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT), Pretoria, South Africa, (2008).
- [9] Shakouri M., Ghadamian H., Bagheri F.M., Feasibility Study of Integrating Multi Effect Desalination and Gas Turbine Systems for Lavan Island Oil Refinery, *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE)*, **31**: 115-124 (2012).
- [10] Govindan P.N., "Thermal Design of Humidification Dehumidification Systems for Affordable and Small-Scale Desalination", Ph.D. in Mechanical Engineering, Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, (2012).
- [11] Prakash Narayan G., Lienhard V J.H., Zubair S.M., Entropy Generation Minimization of Combined Heat and Mass Transfer Devices, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. **49**: 2057-2066 (2010).
- [12] Carrington C.G., Sun Z.F., Second Law Analysis of Combined heat and Mass Transfer Phenomena, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **34**: 2767-2773 (1991).
- [13] Klein S.A., "Engineering Equation Solver, Academic Professional, Version 8," (2009).

- [14] Narayan G.P., McGovern R.K., Zubair S.M., J.H.L.V, High-Temperature-Steam-Driven, Varied-Pressure, Humidification-Dehumidification System Coupled with Reverse Osmosis for Energy-Efficient Seawater Desalination, *Energy*, **37**: 482-493 (2012).
- [15] Narayan G.P., Sharqawy M.H., Summers E.K., Lienhard J.H., Zubair S.M., Antar M.A., The Potential of Solar-Driven Humidification-Dehumidification Desalination for Small-Scale Decentralized Water Production, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**: 1187-1201 (2010).
- [16] Prakash Narayan G., St. John M.G., Zubair S.M., Lienhard V J.H., Thermal Design of the Humidification Dehumidification Desalination Ssystem: An Experimental Investigation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **58**: 740-748 (2013).
- [17] Narayan G.P., Chehayeb K.M., McGovern R.K., Thiel G.P., Zubair S.M., Lienhard V J.H., Thermodynamic Balancing of the Humidification Dehumidification Desalination System by Mass Extraction and Injection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **57**: 756-770 (2013).

Archive of SID