فصلنامه‌ی علمی و پژوهشی شریف
زمستان ۱۳۸۶، شماره‌ی چهلم، ص. ۱۵۵-۱۶۲

تجزیه و تحلیل پارامترهای مؤثر بر عملکرد چرخ رطوبت‌زدای دوار

حسن بهلوان‌زاده (دانشیار)
امیرحسین زمزمیان (دکتری)
محمدرضا امیدخواه‌نسرین (دانشیار)
دانشکده‌ی فنی و مهندسی، گروه مهندسی شیمی، دانشگاه تربیت مدرس

دفع رطوبت ناشی از جریان هوای مرطوب ورودی یا هوای فرایندی در یک چرخ دوار توسط ذرات جاذب جامد یا مواد جاذب رطوبت[۱] (خشک‌کن) انجام می‌شود. این کار با هدف رطوبت زدایی از محیط صورت می‌گیرد و باعث افزایش درصد رطوبت روی سطح خشک‌کن می‌شود. سپس رطوبت انباشته شده در ماده‌ی خشک کن توسط جریان هوای بازیابی جذب می‌شود که عموماً این جریان به فضای بیرون ارسال می‌شود.

در این نوشتار ضمن مدل‌سازی ریاضی چرخ خشک‌کن جامد، و با موازنه‌ی جرم و انرژی و گشتاور لحظه‌یی برای هوا و رطوبت موجود در ماده‌ی خشک‌کن برای جریان هوای فرایندی و بازیابی، اثر ضریب تصحیح آکرمن مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که شدت رطوبت‌زدایی در طول چرخ خشک‌کن با نسبت رطوبت، سرعت جریان هوا، انتقال جرم و حرارت از جریان هوا به بستر و ضریب تصحیح آکرمن در رابطه است.

با افزایش رطوبت نسبی به بیش از ۵۰٪، و درجه حرارت جریان هوای ورودی به بیش از $۹۵^{\circ}C$ ضریب تصحیح آکرمن، می‌توان ضریب انتقال حرارت را تا حدود ۴ درصد تصحیح کرد. مقایسه‌ی نسبت رطوبت، درجه حرارت خروجی و سرعت جریان هوای خروجی از بخش جذب چرخ دوار خشک‌کن نشان داد که به دلیل تغییرات رطوبت، درجه حرارت و افت فشار سرعت جریان هوای خروجی از چرخ نسبت به سرعت جریان ورودی افزایش می‌یابد. همچنین مدل ریاضی به‌کار رفته در این مطالعه قادر است جزئیات شکل ظاهری رطوبت و درجه حرارت در هر دو جریان هوای بخش جذب و بازیابی را در داخل کانال‌های چرخ خشک‌کن به‌صورت منحنی‌های تناوبی نشان دهد.

فهرست علائم

A_f	-: ضریب تصحیح انتقال حرارت آکرمن
C_{pa}	$J.kg^{-1}.K$: ظرفیت گرمایی ویژه هوای خشک
C_{pe}	$J.kg^{-1}.K$: ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب
C_{pl}	$J.kg^{-1}.K$: ظرفیت گرمایی ویژه آب
C_{pw}	$J.kg^{-1}.K$: ظرفیت گرمایی ویژه ماده‌ی خشک‌کن
C_pv	$J.kg^{-1}.K$: ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب
h_{fg}	$J.kg^{-1}$: گرمای نهان تبخیر آب
D_{eff}	$m^2.s^{-1}$: ضریب نفوذ مولکولی ماده‌ی خشک‌کن
f_v	$m^2.m^{-3}$: نسبت سطح به حجم چرخ
J	$kg.m^{-2}.s^{-1}$: فلاکس مولی انتقال جرم
K_Y	$kg.m^{-2}.s^{-1}$: ضریب انتقال جرم
L	m: ضخامت ماتریس چرخ خشک‌کن
d_e	m: قطر معادل منافذ چرخ خشک‌کن
m_i	$kg.m^{-2}.s^{-1}$: شدت جریان جرمی بر واحد سطح
M_w	$kg.m^{-3}$: جرم ماده‌ی خشک‌کن بر واحد حجم
P_{ws}	atm: فشار بخار اشباع
ΔP	Pa: افت فشار در طول چرخ
Q	$J.kg^{-1}_{water}$: حرارت جذب ماده‌ی خشک‌کن
PH	٪: رطوبت نسبی
t	$^{\circ}C$: درجه حرارت هوا
t_w	$^{\circ}C$: درجه حرارت خشک‌کن
u	$m.s^{-1}$: سرعت هوا
W	$kg_{water}.kg^{-1}_{ads}$: آب محتوی خشک‌کن
Y	$gr_{moisture}.kg^{-1}_{d}$: نسبت رطوبت
Y_W	$gr_{moisture}.kg^{-1}_{d}$: نسبت رطوبت در نزدیکی دیواره خشک‌کن
Re	$-$: عدد رینولدز داخل کانال‌های چرخ
fr_c	$-$: ضریب اصطکاک داخل کانال‌ها
fr_l	$-$: ضریب اصطکاک موضعی

نشانه‌های یونانی

α	$W.m^{-2}.k^{-1}$: ضریب انتقال حرارت
ρ	$kg.m^{-3}$: چگالی

λ $W.m^{-1}.K^{-1}$: ضریب هدایت حرارتی ماده‌ی خشک‌کن

ω sec^{-1}: سرعت زاویه‌یی چرخ

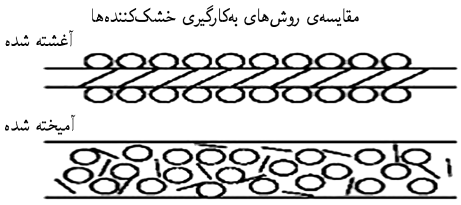
r, φ, z m: محورهای مختصات

μ: گران‌روی جریان هوا

مقدمه

رطوبت‌زدایی در یک چرخ خشک‌کن جامد به روش گردشی کردن دو جریان هوای متفاوت با رطوبت‌های نسبی بالا و پایین (جریان ورودی با رطوبت نسبی بالا و جریان بازیافت با رطوبت نسبی پایین) از روی ماده‌ی جاذب انجام می‌گیرد. تقریباً تمام مواد به‌نوعی خشک‌کن (جاذب رطوبت) هستند، به این معنا که بخار آب را جذب کرده و نگه می‌دارند. عمل جذب همواره حرارت محسوسی تولید می‌کند که برابر است با حرارت نهان بخار آب جذب شده توسط خشک‌کن، به‌علاوه‌ی حرارت افزوده‌یی از جذب که بین ۵ تا ۲۵٪ از گرمای نهان بخار آب است. این حرارت به ماده‌ی خشک‌کن و هوای محیط انتقال می‌یابد. از خشک‌کن‌ها در خشک‌کردن هوا به‌منظور کاهش دمای نقطه‌ی شبنم نیز استفاده می‌کنند. در این حالت می‌توان رطوبت را بدون گرمایش از طریق خشک‌کن گرفت.[۱] فرایند بازیابی با استفاده از اختلاف فشار بخار بین فشار نهایی هوا و فشار جریان هوای محیط انجام می‌گیرد. همچنین از خشک‌کن‌ها به‌منظور خشک‌کردن هوای گردشی در سیستم‌های تهویه و سرمایش استفاده می‌کنند. بیشتر رطوبت زداها متشکل از بسترهای فشرده‌یی از سیلیکاژل و یا دیگر ذرات‌اند. اکثر تحقیقات در اواخر دهه‌ی ۸۰، به‌منظور دست‌یابی به کم‌ترین افت فشار، بر استفاده و توسعه‌ی مواد و چرخ‌هایی با شکل هندسی مناسبِ جریان آرام متمرکز شد. سیلیکاژل‌هایی با پوشش چرخ‌های موازی ساخته شد[۲]، و در اوائل سال ۱۹۹۰ مطالعات علمی و تحقیقاتی پیرامون عملکرد جاذب‌های سطحی[۲] برای سیستم‌های سرمایش خشک‌کن انجام گرفت[۳] و نتیجه گرفتند که عملکرد یک سیستم سرمایش خشک‌کن به خواص خشک‌کننده و شکل فضایی سیستم بستگی دارد.

اخیراً مدل‌سازی‌های عددی بسیاری از چرخ‌های دوار و محاسبه‌ی میزان انتقال جرم و حرارت در آنها ارائه شده است.[۴-۱۱] محققانی تأثیر هدایت حرارتی دیواره‌ی خشک‌کن را مورد بررسی قرار داده‌اند.[۹و۱۰] و دیگر محققان در مدل‌سازی خود یک سرعت گردش بهینه برای چرخ تعیین کرده‌اند.[۴-۸] در سال ۱۹۹۳، اندازه‌گیری‌های تجربی روی مبدل‌های دوار سیلیکاژل همراه با توزیع درجه حرارت در داخل چرخ و یک عبارت تجربی برای سرعت چرخش بهینه ارائه شد.[۱۲-۱۴] همچنین روشی برای ارزیابی مبدل‌های دوار سیلیکاژل با استفاده از نمودار سایکرومتریک ارائه کرده‌اند.[۱۴] برای توصیف عملکرد چرخ خشک‌کن دوار یک مدل تک‌بعدی ارائه شده که در آن سرعت گردش بهینه برای رسیدن به بیشینه‌ی



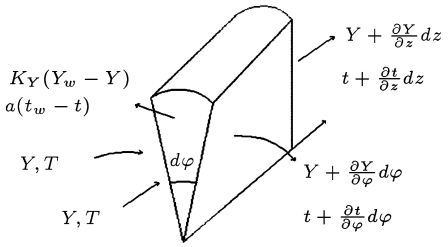
شکل ۱. نحوه‌ی استقرار مواد جاذب رطوبت بر روی چرخ.[۱۶]

عملکرد چرخ به دست آمده است.[۱۵] در طراحی‌های اولیه‌ی چرخ‌ها از بسته‌هایی حاوی دانه‌های متخلخل خشک‌کن استفاده می‌شد، اما در بیشتر طراحی‌های اخیر ذرات خشک‌کن کوچک‌تری را بر سطوح فلزی یا پلاستیکی (چرخ خشک‌کن) می‌چسبانند، یا در داخل بافت پارچه‌یی مخصوصی می‌بافند (شکل ۱). قطر ذرات خشک‌کن معمولاً بین ۲ تا ۵۰ میکرون است.[۱۶] در تمامی مدل‌های ارائه شده از اثر تغییرات سرعت، چگالی جریان هوا، و نیز اثرات توأم انتقال جرم و حرارت بر روی یکدیگر در هر دو بخش جذب و احیاء صرف‌نظر شده، و لذا در این مطالعه با درنظرگرفتن پارامترهای مذکور، اثر ضریب تصحیح انتقال حرارت آکرمن، درجه حرارت و نسبت رطوبت جریان هوا در یک چرخ دوار خشک‌کن مورد بررسی قرار می‌گیرد.

مدل ریاضی چرخ جاذب دوار

از آنجا که پدیده‌ی انتقال و نفوذ در داخل جامدات متخلخل صورت می‌گیرد، اثر محیط متخلخل بر ضریب نفوذ نیز باید مورد بررسی قرار گیرد. نفوذ در منافذ با یک تا سه سازوکار مختلف انجام می‌گیرد: نفوذ معمولی، نفوذ از نوع نادسن[۳] و نفوذ سطحی. نفوذ در یک منفذ را می‌توان با استفاده از روش‌های مذکور محاسبه کرد، اما شکل منافذ از لحاظ هندسی به‌طور دقیق معلوم نیست. بنابراین باید با استفاده از مدل معمولی نفوذ، یک ضریب نفوذ مؤثر که اثرات محیط متخلخل را شامل می‌شود به‌کار برد.[۱۷] برای مدل‌سازی ریاضی چرخ‌های خشک‌کن جامد چهار معادله براساس موازنه‌ی آب (رطوبت)، انرژی (آنتالپی) و یک معادله‌ی سرعت برای توصیف انتقال جرم، حرارت و گشتاور برای رطوبت ماده‌ی جاذب و در مسیر جذب و احیاء ارائه شده است. برای تعیین معادلات فرضیاتی به‌کار گرفته شده است:[۱۸-۲۰]

- از تأثیر نیروی گریز از مرکز ناشی از کاهش سرعت چرخش چرخ رطوبت‌زدا صرف‌نظر شده است.
- هیچ‌گونه نشتی به‌دلیل موقعیت مکانی بین بخش‌های رطوبت‌زدا و احیاء وجود ندارد.
- پوسته‌ی چرخ رطوبت‌زدا وضعیت عایق بودن را ارضا می‌کند.
- از انتقال جرم و حرارت در جهت شعاعی صرف‌نظر شده است.



شکل ۲. تصویر المان، ورود و خروج جریان‌ها، زاویه‌ی دوران و جهت محورها.

- توزیع ماده‌ی خشک‌کن به‌طور متحدالشکل و به صورت حفره‌های استوانه‌یی است.
- ضرایب نفوذ و هدایت حرارتی ثابت در نظرگرفته شده‌اند.
- معادله‌ی سرعت یک‌بعدی در جهت محور z لحاظ شده است.

بدین ترتیب، المان مورد نظر برای تعیین معادلات مطابق شکل ۲ انتخاب و جهت‌های محور مختصات انتخابی نیز معین می‌شود.

موازنه‌ی جرم رطوبت برای هوای فرایندی:

$$\frac{\partial(\rho_{da}.Y)}{\partial\tau} + \omega\frac{\partial(\rho_{da}.Y)}{\partial\varphi} + \frac{\partial(\rho_{da}.Y.u)}{\partial z} = K_Y.f_v\,(Y_w - Y) \qquad (۱)$$

موازنه‌ی انرژی برای هوای فرایندی:

$$\frac{\partial(\rho_{da}C_{Pe}t)}{\partial\tau} + \omega\frac{\partial(\rho_{da}C_{Pe}t)}{\partial\varphi} + \frac{\partial(\rho_{da}uC_{Pe}t)}{\partial z} = A_f.\alpha.f_v(t_w - t) + K_Y.f_v(Y_w - Y)C_{pv}.t \qquad (۲)$$

موازنه‌ی آب (رطوبت) روی سطح خشک‌کن:

$$\frac{\partial W}{\partial\tau} + \omega\frac{\partial W}{\partial\varphi} - D_{eff}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial^2 W}{\partial\varphi^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2}\right] = \frac{K_Y.f_v}{\rho_W}(Y - Y_W) \qquad (۳)$$

موازنه‌ی انرژی برای ماده‌ی جاذب:

$$\frac{\partial t_w}{\partial\tau} + \omega\frac{\partial t_w}{\partial\varphi} - \frac{\lambda}{\rho_w\,(C_{pw} + WC_{pl})}\cdot\left[\frac{1}{r}\frac{\partial^2 t_w}{\partial\varphi^2} + \frac{\partial^2 t_w}{\partial z^2}\right] = \frac{1}{[\rho_w\,(C_{p_w} + WC_{pl})]}[A_f.\alpha.f_v\,(t - t_w) + K_Y f_v\,(Y - Y_w)\,Q] \qquad (۴)$$

معادله‌ی گشتاور برای جریان هوای فرایندی:

$$\frac{\partial(\rho_g.u)}{\partial\tau} + \frac{\partial(\rho_g.u^2)}{\partial z} = \frac{\Delta P}{L} \qquad (۵)$$

معادلات کمکی

برای حل معادلات ۱ تا ۵ یکسری معادلات کمکی نیز مورد نیاز است. چگالی جریان هوای مرطوب با استفاده از رابطه‌ی ۶ محاسبه می‌شود:

$$\rho = \frac{1}{(0{,}00283 + 0{,}00456Y)(t + 273)} \qquad (۶)$$

ضریب تصحیح آکرمن نیز با استفاده از رابطه‌ی ۷ محاسبه می‌شود:[۲۱]

$$A_f = \frac{C_f}{e^{C_f} - 1} \qquad (۷)$$

$$C_f = \frac{J.C_{pe}}{\alpha} \qquad (۸)$$

که در آن C_{pe} و J به‌ترتیب عبارت‌اند از ظرفیت حرارتی ویژه‌ی جریان هوا و شار مولکولی، که با استفاده از روابط ۹ و ۱۰ به دست می‌آیند.

$$C_{pe} = C_{pa} + Y.C_{pv} \qquad (۹)$$

$$J = K_Y(Y - Yw) \qquad (۱۰)$$

رابطه‌ی افت فشار کل در طول کانال‌های چرخ جاذب رطوبت به‌صورت رابطه‌ی ۱۱ ارائه شده است.[۲۲]

$$\Delta P = \left(4fr_c\frac{L}{d_e} + fr_l\right)\frac{\rho_g u^2}{2} \qquad (۱۱)$$

که در آن fr_c ضریب اصطکاک در داخل کانال‌ها است و طبق رابطه‌ی ۱۲ و با محاسبه‌ی عدد رینولدز داخل کانال به دست خواهد آمد. fr_l ضریب اصطکاک موضعی ناشی از اتلاف‌های ورودی و خروجی است و معادل مقدار ثابت ۲٫۸ است.[۲۲]

$$fr_c = \frac{11{,}173}{\mathrm{Re}} \qquad (۱۲)$$

در این مطالعه از سیلیکاژل به‌عنوان ماده‌ی خشک‌کن استفاده شده است. روابط متعددی برای هم‌دماهای تعادلی برحسب محدوده‌ی دما و میزان رطوبت هوای مجاور بستر برای سیلیکاژل ارائه شده است. معادله‌ی حاکم بر سیستم جذب دینامیکی در طول هم‌دمای تعادلی ماده‌ی جاذب رطوبت همچون معادله‌ی ۱۳ باید حل شود.[۲۳-۲۵]

$$RH/100 = (2{,}112W)^{Q/h_{fg}}(29{,}91P_{ws})^{(Q/h_{fg}-1)} \qquad (۱۳)$$

در رابطه‌ی ۱۳ نسبت حرارت جذب سیلیکاژل به حرارت تبخیر آب از رابطه‌ی ۱۴ به‌دست می‌آید:

$$Q = h_{fg}(1{,}0 + 0{,}2843\exp(-10{,}28W)) \qquad (۱۴)$$

فشار بخار اشباع برحسب اتمسفر برابر است با:

$$\ln P_{ws} = ۲۳٫۱۹۴۶ - \frac{۳۸۱۶٫۴۴}{t_w + ۲۲۷٫۰۲} \qquad (۱۵)$$

همچنین نسبت رطوبت هوا در نزدیکی دیواره‌ها عبارت است از:

$$\text{ضریب } Y_w = \frac{۰٫۶۲۲RH.P_{ws}}{P_a - RH.P_{ws}} \qquad (۱۶)$$

نفوذ سطحی برای جذب سیلیکاژل نیز طبق رابطه‌ی ۱۷ محاسبه می‌شود:

$$D_{eff} = D_۰ \left[-۰٫۹۷۴ \times ۱۰^{-۳} \frac{Q}{t_w + ۲۷۳٫۱۵} \right] \qquad (۱۷)$$

که در آن، Q حرارت جذب است و از رابطه‌ی ۱۴ به دست می‌آید.

در مجموع ۱۴ شرط مرزی و ۵ شرط اولیه به شرح زیر برای حل دستگاه معادلات فوق مورد نیاز است:

برای وضعیت رطوبت زدایی[۴]

$$u_{in} = u_۱, t_{in} = t_۱, Y_{in} = Y_۱ (۰ \le \varphi < ۲\pi - \varphi_R)$$

برای وضعیت احیاء[۵]

$$u_{in} = u_۲, t_{in} = t_۲, Y_{in} = Y_۲ (۲\pi - \varphi_R \le \varphi < ۲\pi)$$

شرائط تناوبی[۶] به‌دلیل گردش چرخ

$$t(۰, z, \tau) = t(۲\pi, z, \tau), \quad Y(۰, z, \tau) = Y(۲\pi, z, \tau)$$
$$t_w(۰, z, \tau) = t_w(۲\pi, z, \tau), \quad W(۰, z, \tau) = W(۲\pi, z, \tau)$$

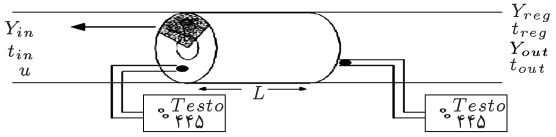
شرایط اولیه برای بخش‌های رطوبت زدایی و احیاء عبارت است از:

$$t(\varphi, z, ۰) = t_۰, \quad Y(\varphi, z, ۰) = Y_۰$$
$$t_w(\varphi, z, ۰) = t_۰, \quad W(\varphi, z, ۰) = W_{eq|ta}$$

بحث و نتیجه‌گیری

۱. تجزیه و تحلیل براساس پارامترها

معادلات ۱ تا ۵ که متغیرهای زمان و مکان را شامل می‌شوند ابتدا به گروه‌های معادلات اختلاف محدود تبدیل می‌شوند. سپس با استفاده از روش صریح رفتار دینامیکی چرخ رطوبت‌زدا پیش‌بینی، و مدل حل می‌شود. برای تأیید صحت مدل ریاضی از داده‌های آزمایشگاهی حاصل از یک چرخ رطوبت‌زدای دوار با جاذب ذرات جامد سیلیکاژل استفاده شده است. آزمایشات توسط چرخی به قطر و ضخامت ۲۰ سانتی‌متر مطابق شکل ۳ انجام شده است. مشخصات چرخ و شرایط آزمایش در جدول ۱ ارائه شده است.



شکل ۳. طرح شماتیک تجهیزات آزمایش‌ها.

جدول ۱. اطلاعات ورودی برای مدل و آزمایشات.

پارامتر	حجم	پارامتر	حجم
$D_۰(m^۲/s)$	$۰٫۸ \times ۱۰^{-۶}$	$t_{in}(°C)$	۳۲٫۸
$M_w(kg/m^۳)$	۷۲۰	RH_{in}	۲۴٫۵
$C_{pw}(J/kg.°K)$	۹۲۱	$t_a(°C)$	۳۰٫۲
$\lambda(W/m.°K)$	۰٫۱۴۴۱۷	$RH_a(٪)$	۱۸٫۲
$w_۰(kg/kg)$	۰٫۱۲	$u_۰(m/s)$	۳٫۵

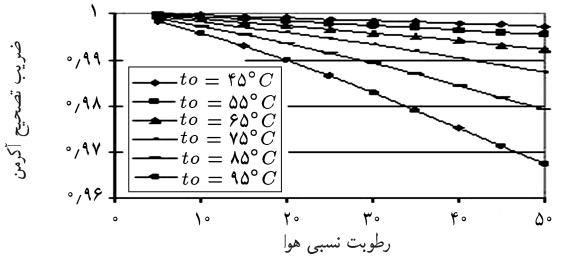
درجه‌ی حرارت و رطوبتِ نسبیِ هوای خروجی از چرخ توسط دستگاه اندازه‌گیری (Testo ۴۴۵) با دقت حدود ۰٫۰۱ ثبت شده است. مدل ریاضی با داده‌های آزمایشگاهی تحت شرایط فوق ارزیابی، و به این ترتیب مورد تأیید قرار گرفته است.[۲۶]

از آنجا که جهتِ انتقالِ جرم (رطوبت) و انتقال حرارت بین ذرات جامد ماده‌ی خشک‌کن (سیلیکاژل) و فازگاز (جریان هوا) عکس یکدیگر است، شدت رطوبت‌زدایی بر ضریب انتقال حرارت تأثیر خواهد داشت. این اثرات با اعمال ضریب آکرمن (مطابق رابطه‌ی ۷) تصحیح خواهد شد. تأثیر ضریب تصحیح انتقال حرارت آکرمن (A_f)، بر روی رطوبت نسبی جریان هوای ورودی در درجه حرارت‌های مختلف جریان هوا در شکل ۴ ارائه شده است.

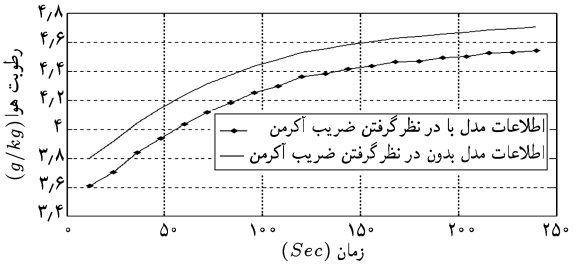
این شکل نشان می‌دهد که با افزایش درجه حرارت یا رطوبت نسبی جریان هوای ورودی، ضریب تصحیح انتقال حرارت آکرمن کاهش می‌یابد و از مقدار ۱ فاصله خواهد گرفت. این ضریب باعث تصحیح انتقال حرارت تا حدود ۴ درصد، رطوبت نسبی حدود ۵۰ درصد، و درجه حرارت تا $۹۰°C$ می‌شود. از آنجا که در جریان هوای احیا عموماً درجه حرارت هوا بالا (معمولاً بین ۹۰ تا $۱۲۰°C$) و رطوبت نسبی نیز بین ۳۰ تا ۶۰ درصد تغییر می‌کند، لذا میزان ضریب تصحیح آکرمن تأثیر بیشتری در تصحیح مقدار انتقال حرارت خواهد داشت.

در شکل ۵ نسبت رطوبت خروجی از چرخ، هنگامی که ضریب تصحیح انتقال حرارت آکرمن (A_f) در معادلات انتقال ۱ و ۵ مطابق رابطه‌ی ۷ لحاظ شده، و زمانی که این ضریب در نظر گرفته نشده مقایسه شده است. نسبت رطوبت خروجی از چرخ پس از ۴ دقیقه، و در حالتی که ضریب آکرمن لحاظ شده حدود ۴٫۵۵g/kg و در شرایطی که ضریب آکرمن در نظرگرفته نشده حدود ۴٫۷ g/kg است (شکل ۵). لذا با اعمال این ضریب در معادلات رطوبت خروجی حدود ۳ درصد تصحیح می‌شود.

برای ارزیابی پارامترهای مؤثر بر عملکرد چرخ دوار خشک‌کن



شکل ۴. تغییرات ضریب تصحیح آکرمن برحسب رطوبت نسبی هوای ورودی بخش جذب در درجه حرارت‌های مختلف.



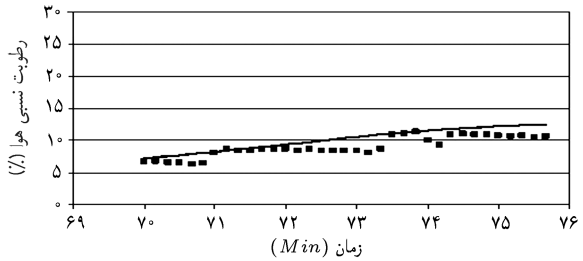
شکل ۵. نسبت رطوبت هوا بر حسب زمان در شرایط جذب و مطابق اطلاعات جدول ۱.

جدول ۲. شرایط آزمایشگاهی و اطلاعات ورودی به برنامه‌ی رایانه‌یی.

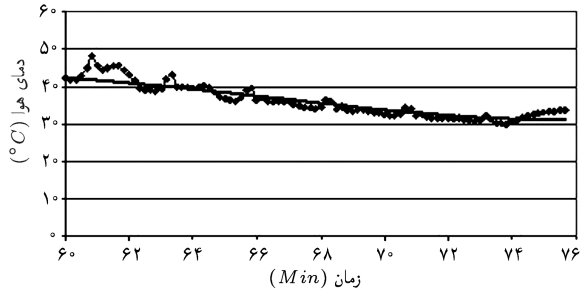
رطوبت نسبی ورودی به بخش جذب	٪۳۵
درجه‌حرارت ورودی به بخش جذب	$35°C$
سرعت جریان هوای ورودی به بخش جذب	$2/251 m/s$
رطوبت نسبی ورودی به بخش احیاء	٪۲۵
درجه حرارت ورودی به بخش احیاء	$95°C$
سرعت جریان هوای ورودی به بخش احیاء	$2/251 m/s$
درجه حرارت محیط	$25°C$
رطوبت نسبی محیط	٪۱۰
سرعت گردش چرخ	$24 Rev/hr$
زاویه‌ی بخش احیاء	$\pi/2 Rad$
متوسط افت فشار	$227/1 hPa$

ابتدا در شرایط محیط، رطوبت و درجه حرارت هوای مجاور چرخ اندازه‌گیری شده است. چرخ دوار خشک‌کن دارای یک سامانه‌ی کنترل دور فرکانسی است که با تغییر فرکانس جریان برق می‌توان دور چرخ را از صفر تا حدود ۲۴/۵ دور در ساعت تغییر داد. اطلاعات ورودی برنامه به‌صورت رایانه‌یی و شرایط آزمایش مطابق جدول ۲ ارائه شده است. برای محاسبه‌ی درجه حرارت و نسبت رطوبتِ هوای فرایندی پس از خروج از هر بخش در چرخ خشک‌کن از مقادیر متوسط استفاده شده است.

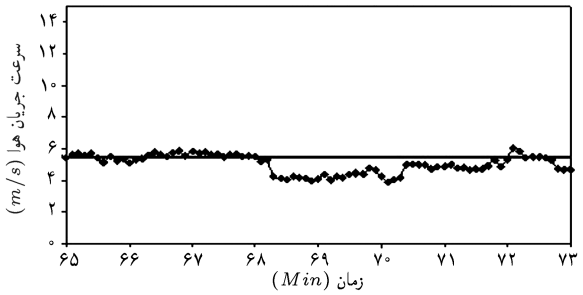
در هر یک از شکل‌های ۶ تا ۸، اطلاعات حاصل از آزمایشات تجربی و مدل ریاضی مطابق شرایط آزمایشگاهی مندرج در جدول ۲ درکنار یکدیگر مقایسه شده‌اند. در شکل ۶ متوسط رطوبت نسبی خروجی از چرخ با استفاده از مدل ریاضی و آزمایش با یکدیگر مقایسه شده است. این شکل نشان می‌دهد که اطلاعات تجربی و مدل از صفر



شکل ۶. رطوبت نسبی خروجی از بخش جذب چرخ خشک‌کن برحسب زمان از آزمایش (نقاط مربعی) و مدل (منحنی ممتد) مطابق با شرایط جدول ۲.



شکل ۷. درجه حرارت خروجی از بخش جذب چرخ خشک‌کن برحسب زمان از آزمایش (نقاط مربعی) و مدل (منحنی ممتد) مطابق با شرایط جدول ۲.



شکل ۸. سرعت جریان هوای خروجی از بخش جذب چرخ خشک‌کن برحسب زمان از آزمایش (نقاط مربعی) و مدل (خط ممتد) مطابق با شرایط جدول ۲.

تا حداکثر حدود ۳۵ درصد با یکدیگر اختلاف دارند، اگرچه گاهی بین اطلاعات مدل و اطلاعات تجربی تطبیق خوبی حاصل شده است. اگر بهترین منحنی که از نقاط تجربی عبور می‌کند به‌روش برازش داده‌ها[7] رسم شود و با منحنی مدل مقایسه شود، اختلاف مجموع نقاط حدود ۱۰٪ می‌شود که نشان می‌دهد مدل با اطلاعات تجربی تطبیق مناسبی دارد. در شکل ۷ متوسط درجه حرارت خروجی از بخش جذب از مدل و داده‌های تجربی با یکدیگر مقایسه شده است. حداکثر اختلاف میان آزمایش و مدل در حدود ۶۱ دقیقه است که معادل ۱۵ درصد است اما در سایر نقاط متوسط درجه حرارت در مدل و داده‌های آزمایش تقریباً با هم مطابقت دارند.

در شکل ۸ سرعت جریان هوای فرایندی در مدل و داده‌های تجربی با هم مقایسه شده است. سرعت جریان هوای حاصل از مدل در خروجی با شیب بسیارکمی از حدود ۵/۵m/s کاهش یافته است

که در شکل ۸ تقریباً با روند ثابت ملاحظه می‌شود. به‌دلیل نوسانات دستگاه مقایسه‌ی دقیق میان مدل و آزمایش وجود ندارد ولی روند کاهش سرعت هوا با زمان در آزمایش نیز مشاهده می‌شود. متوسط نقاط آزمایشی یا بهترین منحنی که نقاط آزمایش را پوشش دهد از صفر تا حدود ۳۳٪ بامدل ریاضی اختلاف دارد. اما نتایج حاصل از مدل و آزمایش به‌خوبی نشان می‌دهد که در طول چرخ دوار خشک‌کن سرعت جریان هوا افزایش یافته است.

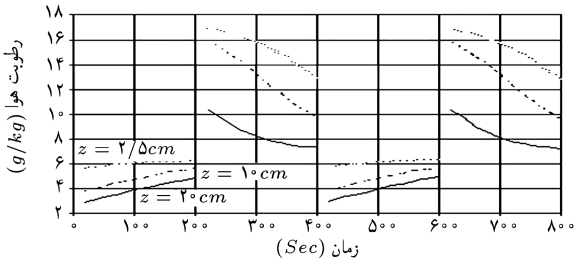
سرعت جریان هوا در ورودی چرخ ۲٫۲۵۱m/s است اما مدل و آزمایش هر دو نشان می‌دهد که سرعت جریان هوا بلافاصله در خروجی حدود ۵٫۵m/s است. لذا سرعت جریان هوا در خروجی به دلیل تغییرات دما و رطوبت تا ۲٫۵ برابر نسبت به ورودی افزایش داشته است.

۲. منحنی‌های تناوبی چرخ

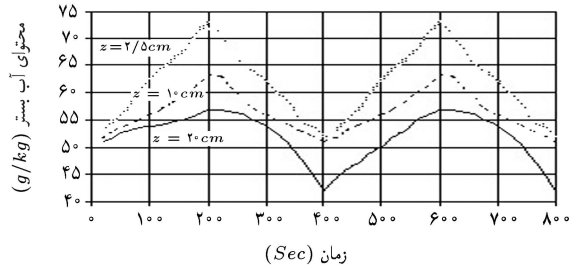
مدل ریاضی به‌کار رفته در این مطالعه از قابلیت ارائه‌ی جزئیات شکل ظاهری رطوبت و درجه حرارت در هر دو جریان هوا در داخل کانال و ماده‌ی جاذب در دورهای مختلف گردش چرخ برخوردار است. نوعی پروفیل تناوبی از پارامترهای حرارتی یک المان (کانال) در شرایطی پایدار شامل نسبت رطوبت، آب محتوی بستر و درجه حرارت هوا در اشکال ۹ تا ۱۱ نشان داده شده است. سرعت گردش چرخ در این حالت ۹ دور در ساعت، زاویه‌ی بخش جذب ۱۸۰ درجه، رطوبت نسبی و درجه حرارت هوا در شرایط اولیه به‌ترتیب برابر ۵۰٪ و $25^{\circ}C$ است. شرایط ورودی در این شکل‌ها مطابق جدول ۳ است. پروفیل تناوبی به‌صورت یک دوره تناوبی از بخش جذب و احیاء تشکیل شده است.

شکل ۹ تغییرات نسبت رطوبت جریان هوا را برای دور اول و دوم گردش چرخ در بخش جذب و احیاء نشان می‌دهد. در تناوب دوم گردش چرخ نسبت رطوبت هوا در هر دو بخش جذب و احیاء اندکی تغییرکرده است. در ثانیه‌ی ۲۰۰ نسبت رطوبت هوا در بخش جذب و در مقطع ۲٫۵ سانتی‌متر حدود ۶٫۳ است، اما در ثانیه‌ی ۶۰۰ (تناوب دوم) نسبت رطوبت هوا در بخش جذب و در مقطع ۲٫۵ سانتی‌متر بیش از دور اول و حدود ۶٫۴ است. علت تغییر شرایط منحنی‌ها با یکدیگر در دور اول گردش چرخ به دور دوم، تغییرات درجه حرارت جریان هوا به دلیل افزایش درجه حرارت بستر (ناشی از جریان هوای داغ احیاء) و نیز تغییر شرایط آب محتوی بستر در ورودی به دور دوم گردش چرخ است.

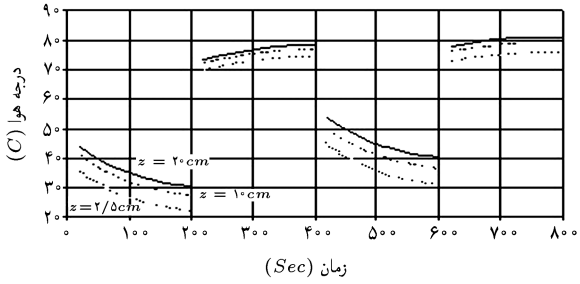
شکل ۱۰ منحنی تناوبی مقدار آب بستر را در بخش‌های جذب و احیاء برای تناوب اول و دوم گردش چرخ نشان می‌دهد. هنگامی که چرخ یک دورکامل را طی می‌کند و مجدداً هوای فرایندی از کانال بخش جذب عبور می‌کند، مقدار آب محتوی بستر را شرایط انتهایی بخش احیاء در تناوب اول تعیین می‌کند که در شکل ۱۰ این مقدار



شکل ۹. منحنی‌های تناوبی برای نسبت رطوبت بخش جذب و احیاء مطابق شرایط ورودی جدول ۳.



شکل ۱۰. منحنی‌های تناوبی برای آب محتوی ماده‌ی جاذب در بخش جذب و احیاء مطابق شرایط ورودی جدول ۳.



شکل ۱۱. منحنی‌های تناوبی برای درجه حرارت هوا در بخش جذب و احیاء مطابق شرایط ورودی جدول ۳.

جدول ۳. اطلاعات ورودی به برنامه رایانه‌یی حل مدل.

پارامترهای ورودی	واحد	مقدار
سرعت جریان هوا در بخش جذب	m/s	۱٫۵
رطوبت نسبی هوا در بخش جذب	٪	۹۰
درجه حرارت هوا در بخش جذب	$^{\circ}C$	۳۵
رطوبت نسبی هوا در بخش احیاء	٪	۳٫۵
درجه حرارت هوا در بخش احیاء	$^{\circ}C$	۸۸

حدود$42/5g/kg$ است. شکل ۱۱ تغییرات تناوبی درجه حرارت جریان هوا را در دور اول و دوم گردش چرخ نشان می‌دهد. در تناوب دوم به دلیل اینکه بستر از انتقال حرارت ناشی از هوای داغ احیاء گرم‌تر شده است، جریان هوا در هر مقطع از بخش جذب نیز متأثر از اختلاف درجه حرارت هوا و بستر بوده و نسبت به دور اول دمای بیشتری دارد. درجه حرارت هوا در خروجی بخش جذب و در تناوب اول معادل $30^{\circ}C$ است و در تناوب دوم $40^{\circ}C$ است که به‌دلیل گرادیان درجه حرارت با بستر است.

نتیجه‌گیری

مدل عددی به‌کارگرفته شده در این مطالعه، ابزاری برای درک و محاسبه‌ی فرایندهای زوجی پیچیده‌ی داخل چرخ را فراهم ساخته است. مدل مذکور همچنین قادر است شرایط گذرا و پایدار انتقال جرم و حرارت و گشتاور در یک چرخ دوار خشک‌کن با جاذب‌های جامد را براساس نسبت رطوبت، درجه حرارت، سرعت جریان هوای گاز و آب محتوی جاذب جامد یا بستر، درجه حرارت جاذب جامد یا بستر در هر طولی از کانال‌های چرخ دوار خشک‌کن و در بخش جذب یا احیاء به‌صورت تابعی از زمان پیش‌گویی کند.

از تجزیه و تحلیل اشکال به دست آمده از مدل‌سازی این نتیجه حاصل می‌شود که اندکی اختلاف بین داده‌های حاصل از آزمایش و نتایج مدل‌سازی وجود دارد، اما این مدل به‌طور کلی می‌تواند عملکرد چرخ رطوبت‌زدا را با دقت معقولی در شرایط گذرا و پایدار پیش‌گوئی کند.

پانوشت

1. desiccant
2. adsorbents
3. knudsen
4. dehumidification
5. regeneration
6. periodic
7. curve fitting

منابع

1. Zhong, H. and Jin Di Yu. The research and development of the key components for desiccant cooling system, WREC (1996).
2. Baharathan, D. Parsons, J.M. and Maclain-Cross, I.L. Experimental studies of heat and mass exchange in parallel passage rotary desiccant dehumidifiers for solar cooling applications, *Solar Energy Research Institute Report,* SERI/TR, pp. 252-2897 (1987).
3. Shastry, D.V. Jagadish, B.S. and Sharma, G.K. Performance Studies On Adsorbents For Desiccant Cooling, 7^{th} International Conference on Alternative Energy Recourses, Miami University, U.S.A. (1987).
4. Sphaier, L.A. and Worek, W.M. Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators, *Int. J. Heat Mass Transfer,* **47**, pp. 3415-3430 (2004).
5. Zheng, W. and Worek, W.M. Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier. *Numerical Heat transfer, part A*, **23** (1993).
6. Zheng, W., Worek, W.M. and Novosel, V. Performance optimization of rotary dehumidifiers. *ASME Journal of Solar Energy Science and Engineering,* **117**, pp. 40-44 (1995).
7. Charoensupaya, D. and Worek, W.M. Parametric study of an open cycle adiabatic solid desiccant cooling system, *Energy*, **13**(9) pp. 739-747 (1988).
8. Charoensupaya, D. and Worek, W.M. Effect of adsorbent heat and mass transfer resistances on performance of an open cycle adiabatic desiccant cooling system, *Heat Recovery Syst. CHP* **8**(6), pp. 537-548 (1988).
9. Jung-Yang San, Heat and mass transfer in a two dimensional cross flow regenerator with a solid conduction effect, *Int. J. Heat and Mass Transfer,* **36**, pp. 633-643 (1993).
10. Jung-Yang San, S.C. HSIAU, Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerators. *Int.J.Heat Mass Transfer.* **36**, pp. 2051-2059 (1993).
11. Konard, G. and Eigenberger, G. Rotoradsorber zur Luftreinigung und Losungsmittel ruckgenwinnung, *Chem. Ing. Tech,* **66**, pp. 321-331 (1994).
12. Kodama, A., Goto, M., Tsutoma, H. and Kuma, T. Experimental study of operation for a honeycomb adsorber operated with thermal swing, *J. Chem. Engineering of Japan,* **26** pp. 530-535 (1993).
13. Kodama, A., Goto, M., Tsutoma, H. and Kuma, T. Temperature profile and optimum rotational speed of a honeycomb rotary adsorber operated with thermal swing, *J. Chem. Engineering of Japan,* **27** pp. 644-649 (1994).
14. Kodama, A., Goto, M., Tsutoma, H. and Kuma, T. Performance evaluation of a thermal swing honeycomb rotor adsorber using a humidity chart, *J. Chem. Engineering of Japan,* **28** pp. 19-24 (1995).
15. Pahlavanzadeh, H. and Mozaffari, H. Performance optimization of rotary desiccant dehumid-

ifiers. *Iranian Journal of science and Technology,* **27**, pp. 337-344 (2003).

16. Srivastava, N.C. Eames, I.W. A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems, *Applied Thermal Engineering,* **18** (1998).
17. Camargo, J.R., Ebinuma, C.D. and Silveira, J.L. Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant sir conditioning system, *Applied Thermal Engineering,* **23** (2003).
18. Dai, Y.J., Wang, R.Z. and Xu, Y.X. Study of a solar powered solid adsorption desiccant cooling system used for grain storage, *Renewable Energy,* **25** (2002).
19. Zheng, W. and Worek, W.M. Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier. *Numerical Heat transfer, part A,* **23** (1993).
20. Dai, Y.J., Wang, R.Z. and Zhang, H.F. Parameter analysis to improve rotary desiccant dehumidification using a mathematical model. *Int. J. therm. Sci.* (2000).
21. Vagnner, Modeling and Simulation of Industrial Formaldehyde Absorbers. *Chemical Engineering Science,* **47**, pp. 3785-3792 (1994).
22. Niu, J.L., and Zhang, L.Z. Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, *Apply Thermal Eng.* **22**, pp. 1347-1367 (2002).
23. Pesaran, A. and Mills, A. Moisture transport in silica gel packed beds, I: theoretical study, *Int. J. Heat Mass Transfer,* **30**, pp. 1037-1049 (1987).
24. Pesaran, A. and Mills, A. Moisture transport in silica gel packed beds, II. *Experimental study,* ASHRAE (1992).
25. Majumdar, P. Heat and mass transfer in composite desiccant pore structures for dehumidification, *Solar energy,* **62**, pp. 1-10 (1996).
26. Pahlavanzadeh, H. and Zamzamian, A. A Mathematical model for a fixed desiccant bed dehumidifier concerning Ackermann correction factor. *Iranian Journal of science & Technology.* (2005). (In press)