

# مطالعه‌ی عددی و تجربی یک دستگاه ذخیره‌سازی انرژی گرمایی حاوی ماده تغییر فاز

علی میراحمد (دانشجوی کارشناسی ارشد)

سید مجتبی صدرعالمی\* (استاد)

حمید سیفی (دانشجوی دکترا)

دانشکده‌ی مهندسی شیمی، دانشگاه تربیت مدرس

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۴)  
دوره ۳ - شماره ۲، ص. ۳۹-۳۳

نیاز روزافزون بشر به انرژی، محدودیت منابع انرژی، آلودگی هوا بر اثر انتشار گازهای آلاینده ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی، و گرم شدن زمین همگی از مواردی هستند که صرفه‌جویی و مصرف بهینه انرژی را اجتناب‌ناپذیر می‌کنند. یکی از راه‌های پیش‌رو ذخیره‌سازی انرژی در دسترس و استفاده از آن در مواقع مورد نیاز است. ذخیره‌سازی سرمای شب و استفاده از آن برای تهویه‌ی هوای روز در مناطق کویری که اختلاف دمای شب و روز قابل ملاحظه است، در کنار سیستم‌های تهویه‌ی متداول و پرمصرف یا به‌جای آن، یکی از فرصت‌های صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. در این پژوهش یک مدل یک‌بعدی برای حل یک سامانه‌ی ریژراتور بستر ثابت حاوی پلی اتیلن گلیکول ۶۰۰ به عنوان ماده تغییر فاز ارائه، و نتایج حاصل از حل آن با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است.

واژگان کلیدی: ماده تغییر فاز، سیستم ذخیره‌سازی انرژی گرمایی، مدل‌سازی، سرمایش رایگان، پلی اتیلن گلیکول ۶۰۰.

## ۱. مقدمه

گازنول‌هایی با اندازه ۱ تا ۳ میلی‌متر در نظر گرفته شد<sup>[۵]</sup> که ۶۵ درصدشان سرامیک و ۳۵ درصدشان حاوی واکس پارافینی بود. نتایج مطالعه‌ی مذکور نشان داد که با افزایش اختلاف دمای بستر و هوای عبوری و همچنین افزایش سرعت هوا می‌توان گرمای مبادله شده را افزایش داد. در نهایت هم با فرض یکسان بودن دمای هوا و PCM مدلی یک‌بعدی برای محاسبه‌ی زمان تغییر فاز و اندازه‌گیری دمای هوای خروجی ارائه دادند که با نتایج آزمایش انطباق قابل قبولی داشت.

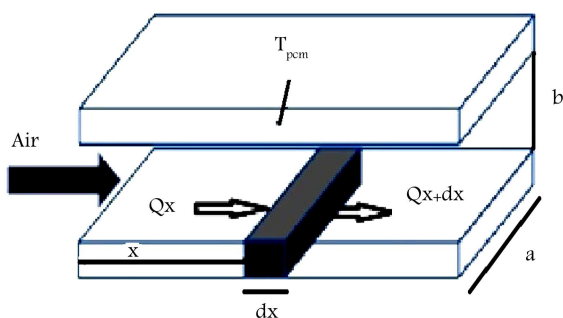
در مطالعه‌ی دیگر<sup>[۶]</sup> برای بهبود انتقال حرارت میان هوا و PCM از لوله حرارتی استفاده شد و نشان داده شد که با توجه به محدودیت زمان لازم برای تشکیل PCM جامد و ذخیره‌سازی سرما در سرمایش رایگان، باید حداقل ۱۵ درجه اختلاف میان دمای هوا و دمای ذوب PCM وجود داشته باشد. محققین با استفاده از پوشش‌های مکعب مستطیلی از جنس متاکریلات و RT۲۵ و مخلوطی از C<sub>۱۶</sub> و C<sub>۱۸</sub> به عنوان PCM به ارزیابی متغیرهای مهم در فرایند جذب و دفع انرژی پرداختند.<sup>[۷]</sup> آنها نشان دادند که با توجه به تعرفه‌های انرژی در اسپانیا در عرض ۳ تا ۴ سال هزینه صرف شده برای سیستم سرمایش رایگان جبران می‌شود. استفاده از روش آنتالپی برای مدل‌سازی LHTES<sup>۳</sup> حاوی پوشش‌های استوانه‌یی<sup>[۸]</sup> نشان داد که در شروع فرایند ذوب مبادله‌ی گرما مطلوب است؛ سپس به دلیل ظهور اولین لایه‌ی مایع این مبادله‌ی گرما سریعاً کاهش می‌یابد و مقاومت حرارتی رشد می‌کند، اما با پیشروی فرایند ذوب و با شروع جابه‌جایی آزاد روند نزولی مبادله‌ی گرما کند می‌شود. با ادغام یک سیستم ذخیره‌کننده انرژی گرمایی و سیستم تهویه<sup>[۹]</sup> سه مدل با فرضیات

در مناطق کویری ایران که اختلاف دما میان شب و روز زیاد است می‌توان با ذخیره‌سازی سرمای هوای شب و آزادسازی آن در طول روز، دمای هوا را بدون استفاده از وسایل پرمصرف در محدوده دمای آسایش نگه داشت. برای این منظور می‌توان از مواد تغییر فاز (PCM) کمک گرفت. چرا که این دسته از مواد می‌توانند مقدار قابل توجهی انرژی را در محدوده‌ی دمایی کمی ذخیره کنند. در این زمینه مطالعات متعددی صورت گرفته است. در برخی از آزمایشات انجام شده در این زمینه از توپک‌های پلاستیکی برای نگه‌داری ماده تغییر فاز استفاده شد.<sup>[۴-۱]</sup> نتایج حاصل از این آزمایشات نشان داد که نسبت دبی هوای عبوری از بستر به وزن ماده تغییر فاز، در مقایسه با هریک از این دو پارامتر به‌طور مستقل، اهمیت بیشتری دارد.<sup>[۱]</sup> در تحقیق دیگری از این گروه مشخص شد که بالاترین پتانسیل سرمایش رایگان در مناطقی وجود دارد که بالاترین اختلاف دمایی را در شب و روز تجربه می‌کنند. علاوه بر این نشان داده شد که در هر منطقه دمای ذوب بهینه برای ماده تغییر فاز ۲ درجه بالاتر از میانگین دمای هوای آن منطقه است.<sup>[۲]</sup> لازم به ذکر است که این گروه برای مدل‌سازی سیستم خود از مدل فاز جامد پیوسته بستر پر شده<sup>۲</sup> استفاده کردند. فرض اساسی این مدل آن است که پوسته‌های کروی حاوی مواد تغییر فاز به‌صورت محیط پیوسته عمل می‌کنند. از آنجا که در سیستم‌های حاوی توپک‌های بزرگ لایه‌یی از جامد به وجود می‌آید که نرخ انتقال حرارت را می‌کاهد،

\* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۷/۱۱، اصلاحیه ۱۳۹۲/۱۰/۲۵، پذیرش ۱۳۹۲/۱۱/۱۶.

ali\_mirahmad@yahoo.com  
m.sadrameli@gmail.com  
h\_seifi80@yahoo.com



شکل ۱. بخشی از دستگاه ریژنراتور برای نوشتن موازنه‌ی انرژی.

۱۳. ضرایب انتقال حرارت برای تمام صفحات و برای هر دو وجه‌شان یکسان فرض می‌شود.

۱۴. سطوح بالا و پایین پوشش‌ها به عنوان سطوح انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود و از انتقال حرارت از سطوح کناری صرف نظر می‌شود.

۱۵. از جابه‌جایی آزاد در بخش‌های مذاب ماده‌ی تغییر فاز صرف نظر می‌شود.

با در نظر گرفتن فرضیات فوق و با توجه به شکل ۱ معادله انتقال حرارت هوای عبوری به صورت رابطه‌ی ۱ توسعه داده می‌شود:

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial x} + \frac{PU_p}{\nu A \rho c_{pg}} T(x, t) - \frac{PU_p}{\nu A \rho c_{pg}} T_{PCM}(x, t) = 0$$

$$T(0, t) = T_{in}(t) \quad \text{شرط مرزی} \quad (1)$$

از حل معادله‌ی دیفرانسیل مرتبه اول ۱ با شرط مرزی مشخص شده، معادله‌ی ۲ حاصل خواهد شد:

$$T(x, t) = T_{PCM}(x, t) + (T_{in} - T_{PCM}(x, t)) e^{\frac{-PU_p \Delta x}{\nu A \rho c_{pg}}} \quad (2)$$

معادله‌ی ۲ با تبدیل  $x \rightarrow i \Delta x$  و  $t \rightarrow j \Delta t$  به صورت عددی درمی‌آید:

$$T(i+1, j) = T_{PCM}(i, j) + (T(i, j) - T_{PCM}(i, j)) e^{\frac{-PU_p \Delta x}{\nu A \rho c_{pg}}} \quad (3)$$

بنابراین برای مقدار گرمای مبادله شده در هر المان رابطه‌ی ۴ به دست خواهد آمد:

$$Q = \nu A \rho c_{pg} (T(i+1, j) - T(i, j)) \quad (4)$$

با ادغام دو معادله‌ی ۳ و ۴ به معادله‌ی ۵ دست می‌یابیم:

$$Q(i, j) = \nu A \rho c_{pg} \left( 1 - e^{\frac{-PU_p \Delta x}{\nu A \rho c_{pg}}} \right) (T(i, j) - T_{PCM}(i, j)) \quad (5)$$

از آنجا که تمام گرمای منتقل شده به هوای سرد توسط ماده‌ی تغییر فاز تأمین می‌شود، می‌توان گفت که معادله‌ی ۵ مابین گرمای خروجی از ماده‌ی تغییر فاز است و با نوشتن موازنه‌ی انرژی برای هر المان از ماده‌ی تغییر فاز رابطه‌ی ۶ به شکل زیر

گوناگون ارائه و سپس برای ارزیابی متغیرهای مؤثر آزمایشاتی طراحی شد.<sup>[۹]</sup> نتایج حاصله نشان داد که هرچه فاصله میان پوشش‌های مکعب مستطیلی کم‌تر باشد عملکرد دستگاه بهبود می‌یابد.

در پژوهشی دیگر، مدلی تجربی براساس نتایج آزمایشگاهی ارائه شد<sup>[۱۰]</sup> که مقایسه‌ی آن با نتایج شبیه‌سازی‌های صورت گرفته نشان داد که توانایی یک PCM خاص برای حفظ دمایی کم‌تر از یک محدوده‌ی خاص، به توان گرمایشی و شدت تبادل گرما بستگی دارد. به این ترتیب که اگر در زمان نیاز به حفظ دمایی خاص تقاضای سرمایش بالا باشد، دمای تغییر فاز PCM انتخاب شده باید کم‌تر از آن دمای خاص باشد. از طرف دیگر برای مواردی که تقاضای سرمایش کم است، دمای تغییر فاز باید به دمای مورد نظر نزدیک باشد.

در پژوهش حاضر یک مدل یک‌بعدی با در نظر گرفتن رسانایی محوری ماده تغییر فاز، برای بررسی چگونگی انتقال حرارت از بستری حاوی پوشش‌های مکعب مستطیلی نگه‌دارنده‌ی ماده‌ی تغییر فاز معرفی، و چگونگی انطباق نتایج آزمایشات انجام شده با مدل بررسی می‌شود.

## ۲. مدل ریاضی

### ۱.۲. مدلی برای ارزیابی انتقال حرارت در بستر

مبدل حرارتی به عنوان مجرای با جریان هوای عبوری از میان صفحات تخت منظور، و با فرضیات زیر مدل‌سازی شده است:

۱. از هدایت حرارتی هوا در جهت محوری صرف نظر می‌شود، چرا که رسانایی حرارتی سیال در سرعت‌های بسیار کم اهمیت پیدا می‌کند. در این زمینه از عدد بدون بعد پکلت<sup>۴</sup> به عنوان معیار<sup>[۱۱]</sup> استفاده می‌شود:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{\rho \nu c_p d}{k} < 100$$

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{\rho \nu c_p d}{k} > 100$$

۲. بستر کاملاً عایق بوده و هیچ‌گونه انتقال حرارتی با محیط اطراف ندارد.

۳. از تأثیر بدنه‌ی بستر بر انتقال حرارت صرف نظر می‌شود.

۴. تمام خصوصیات هوا و ماده‌ی تغییر فاز، به جز ظرفیت حرارتی ماده‌ی تغییر فاز، ثابت و مستقل از دما در نظر گرفته می‌شود.

۵. هیچ‌گونه واکنش شیمیایی در بستر به وجود نمی‌آید.

۶. سرعت جرمی (kg/s) و ضریب انتقال حرارت ثابت است.

۷. زمان ماند هوا در مقایسه با طول مدت هر فرایند ناچیز است.

۸. دمای هوای ورودی در فرایند گرم ثابت فرض می‌شود ولی در فرایند سرد به دلیل زیاد بودن زمان لازم برای ثابت شدن دما، در هر لحظه دمای هوای ورودی متغیر است.

۹. از انتقال حرارت به روش تشعشع صرف نظر می‌شود.

۱۰. توزیع ماده‌ی تغییر فاز در پوشش‌های آلومینیومی خوب و یکنواخت فرض می‌شود.

۱۱. ورود هوا به پوشش‌های مکعب مستطیلی به هنگام تزریق ماده تغییر فاز صفر فرض می‌شود.

۱۲. از آثار مربوط به ابرسرد<sup>۵</sup> شدن ماده‌ی تغییر فاز چشم‌پوشی می‌شود.

بدست می‌آید:

$$q_x - q_{x+dx} - Q = m_p C_p (T_{PCM}) \frac{dT_p}{dt} \quad (6)$$

$$k_p a \delta \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} dx - Q = m_p C_p (T_{PCM}) \frac{dT_p}{dt} \quad (7)$$

$$T_{PCM}(i, j+1) = T_{PCM}(i, j) + \frac{\Delta t}{C_p (T_{PCM}(i, j)) m_p} [\nu A \rho C_{pg} (\nu - e^{-\frac{P U_p \Delta x}{\nu A \rho C_{pg}}}) [T(i, j) - T_{PCM}(i, j)] + \frac{k_p a \delta dt}{C_p (T_{PCM}(i, j)) m_p dx} [T_{PCM}(i+1, j) - 2T_{PCM}(i, j) + T_{PCM}(i-1, j)]] \quad (8)$$

برای حل معادله‌ی ۸ از دو شرط مرزی استفاده می‌شود:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} &= 0 & x &= 0 \\ \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} &= 0 & x &= L \end{aligned}$$

که در رابطه ۸ عبارت است از:

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{\delta}{k_p}} \quad (9)$$

اما در دماهای بالا نمی‌توان از فرض عایق بودن کامل بستر استفاده کرد و به‌ناچار باید این پدیده را هم لحاظ کرد. در این صورت به سمت چپ رابطه‌ی ۱ عبارت ۱۰ اضافه می‌شود:

$$Q_{Loss} = \frac{T_\infty - T}{R} \quad (10)$$

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(\frac{D_{os}}{D_{is}})}{2k_s \pi dx} + \frac{\ln(\frac{D_{oins}}{D_{iins}})}{2k_{ins} \pi dx} + \frac{1}{h_{frec} A_o} \quad (11)$$

و در نهایت رابطه‌ی ۲ تبدیل می‌شود به:

$$T(x, t) = \left[ T_{in} - \frac{RPU_p T_{PCM} + T_\infty}{RPU_p + 1} \right] e^{-\left( \frac{RPU_p + 1}{R \rho A \nu c_{pg}} \right) (\Delta x)} + \frac{RPU_p T_{PCM} + T_\infty}{RPU_p + 1} \quad (12)$$

## ۲.۲. محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری

عموماً روابط معرفی‌شده برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جریان عبوری از میان صفحات به دو دسته تقسیم می‌شود: روابط مختص به دیواره با دمای ثابت و روابط مختص به دیواره با شار ثابت. اما از آنجا که مسائل مربوط به تغییر فاز معمولاً درگسترده دمایی کم و یا به صورت هم‌دما رخ می‌دهند، از دسته اول روابط برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جریان عبوری از میان صفحات استفاده می‌شود: [۱۲]

$$Nu = \begin{cases} 1,223(\bar{x})^{-\frac{1}{4}} + 0,4 & \rightarrow \bar{x} \leq 0,001 \\ 7,541 + 6,874(1000\bar{x})^{-0,288} e^{-2,25\bar{x}} & \rightarrow \bar{x} > 0,001 \end{cases}$$

$$\bar{x} = (x/De)/(Re \cdot Pr)$$

$$De = 2a \quad (13)$$

## ۳.۲. محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد

برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد از رابطه‌ی ۱۴ برای استوانه‌ی افقی که در معرض هوا با فشار ۱ اتمسفر قرار دارد [۱۳] استفاده شده است:

$$h_{free} = 1,32 \left( \frac{T_w - T_\infty}{d} \right)^{0,25} \quad (14)$$

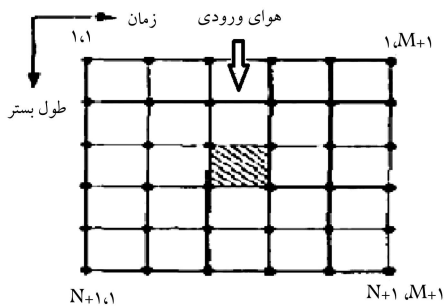
که در آن  $d$  قطر سطح بیرونی بستر،  $T_\infty$  دمای محیط اطراف و  $T_w$  دمای سطح بیرونی بستر است که در معرض محیط جابه‌جایی قرار می‌گیرد.

## ۴.۲. روش حل عددی

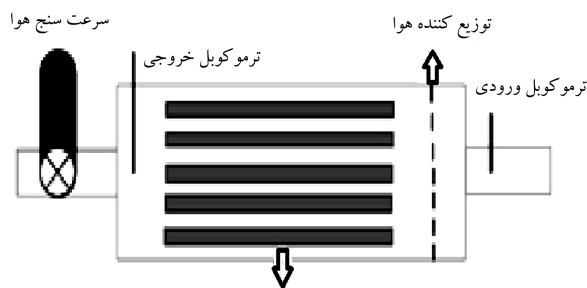
برای حل هم‌زمان دو معادله‌ی ۳ و ۸ از شبکه‌ی نشان داده شده در شکل ۲ استفاده می‌شود. با مشخص بودن شرایط اولیه‌ی بستر، دمای تمام نقاط ماده‌ی تغییر فاز در لحظه‌ی ابتدایی مشخص است، از نقطه‌ی (۱، ۱) تا (N+۱، ۱). در شروع حل با حرکتی عمودی دمای تمام نقاط سطر اول برای هوا با کمک رابطه‌ی ۳ به دست می‌آید و سپس با یک مرحله حرکت افقی دمای تمام نقاط ستون دوم برای ماده‌ی تغییر فاز درگام زمانی بعدی با کمک رابطه‌ی ۸ محاسبه می‌شود. با ادامه‌ی این روش می‌توان نحوه‌ی تغییرات دمای تمام نقاط هوا و بستر را با گذر زمان به دست آورد.

## ۳. طراحی و ساخت نمونه‌ی آزمایشگاهی

برای انجام آزمایشات یک سامانه‌ی ذخیره‌سازی انرژی در مقیاس آزمایشگاهی، حاوی حدود ۲۰۰ گرم ماده‌ی تغییر فاز طراحی و ساخته شده است (شکل ۳).



شکل ۲. شبکه‌بندی حل عددی.



پوشش‌های مکعب مستطیلی حاوی ماده تغییر فاز

شکل ۳. سامانه‌ی ذخیره‌سازی انرژی.

جدول ۱. مشخصات صفحات ساخته شده.

تعداد	جرم PCM تزریق شده (گرم)	ابعاد صفحات ساخته شده (mm)
۲	۲۶	۲۱۰ × ۳۸ × ۳
۲	۳۸	۲۱۰ × ۵۳ × ۳
۱	۵۳	۲۱۰ × ۷۵ × ۳

جدول ۲. خواص PEG۶۰۰.

$[\rho]_{liq}$ (kg/lit)	۱,۱۲۵۸
$[\rho]_{solid}$ (kg/lit)	۱,۲۳۲
$[k]_{liq}$ (W/m°C)	۰,۱۸۹
$\Delta H_m$ (J/kg)	۱۴۶۴۴۰

## ۴. نتایج

### ۱.۴. نتایج شبیه‌سازی

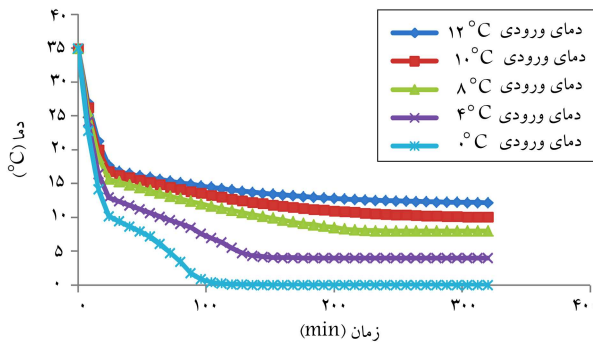
به منظور بررسی مدل ارائه شده، شبیه‌سازی این سامانه با شرایط گوناگون انجام شده است که نتایج حاصل از آنها در شکل‌های ۵ تا ۸ ارائه شده است.

چنان‌که در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌شود، دمای هوای ورودی نقش مهمی در زمان رسیدن به پایان فرایند دارد. پایان فرایند زمانی است که دمای هوای ورودی به بستر و خروجی از آن یکسان شود. در فرایند دفع انرژی کاهش دمای هوای ورودی، و در فرایند جذب انرژی افزایش دمای هوای ورودی به بستر، به علت بهینه‌کردن انتقال حرارت از طریق افزودن نیروی محرکه، مدت زمان تخلیه و جذب انرژی را کاهش می‌دهد.

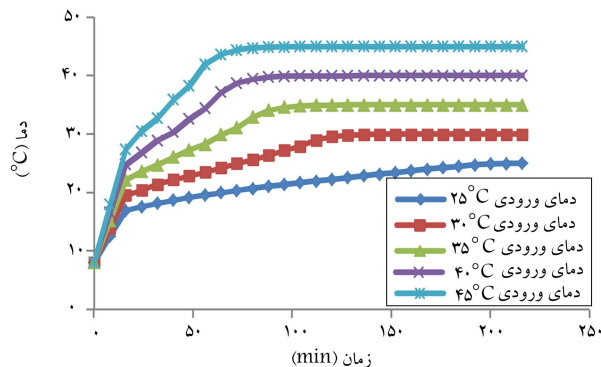
اثر سرعت هوای ورودی به بستر در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، چه در فرایند جذب انرژی و چه در فرایند دفع انرژی افزایش سرعت هوا تأثیر به‌سزایی در مدت زمان رسیدن به پایان فرایند دارد.

### ۲.۴. مقایسه‌ی نتایج نظری و تجربی

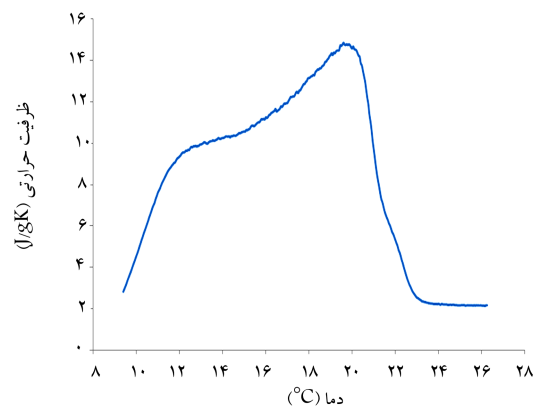
به منظور بررسی نتایج مدل پیشنهادی، ۸ آزمایش در دماها و سرعت‌های گوناگون انجام شده است. در شکل‌های ۹ و ۱۰ نمونه‌ی آزمایشات انجام شده برای فرایند دفع و جذب انرژی نشان داده شده است.



شکل ۵. اثر دمای هوای ورودی در سرعت ثابت بر روند تغییر دمای هوای خروجی از بستر برحسب زمان، فرایند دفع انرژی (سرعت هوای عبوری از میان صفحات ۲۵/۰ متر بر ثانیه).



شکل ۶. اثر دمای هوای ورودی در سرعت ثابت بر روند تغییر دمای هوای خروجی از بستر برحسب زمان، فرایند جذب انرژی (سرعت هوای عبوری از میان صفحات ۲۰/۰ متر بر ثانیه).



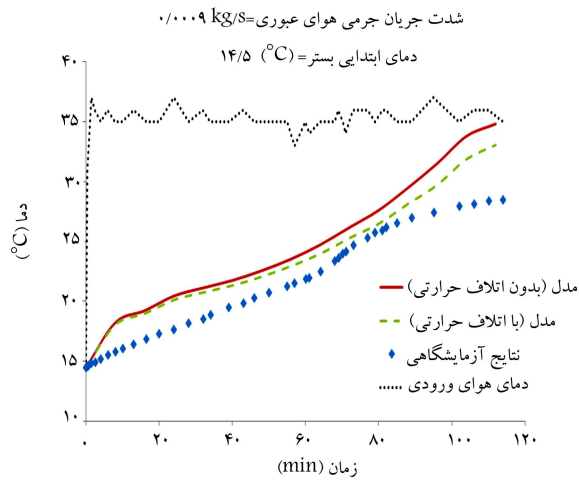
شکل ۴. روند تغییرات ظرفیت حرارتی ماده‌ی تغییر فاز با تغییر دما (نتیجه‌ی آزمون DSC برای PEG۶۰۰).

از کیسه‌های آلومینیومی برای ساخت پوشش‌های مکعب مستطیلی استفاده شده است. به جهت دایره بودن سطح مقطع بستر، این پوشش‌های مکعب مستطیلی در اندازه‌های متفاوت ساخته شده‌اند که ابعاد و مشخصات آنها در جدول ۱ گزارش شده است. برای آن‌که بتوان در محاسبات از اثر جابه‌جایی آزاد در بخش‌های مذاب ماده تغییر فاز صرف‌نظر کرد، صفحات به‌گونه‌ی ساخته شده‌اند که رابطه‌ی ۱۵ برای ضخامت آن‌ها برقرار باشد: [۱۴]

$$\delta_{\max} \leq \left( \frac{5000 v_l \alpha_l}{g \beta \Delta T} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

که در این رابطه،  $v_l$ ،  $\alpha_l$ ،  $\beta$  به ترتیب ضریب انبساط گرمایی، نفوذ گرمایی و مایع و گرانی سیمانتیک فاز مایع و اختلاف دما میان منبع دمایی و نقطه‌ی ذوب است.

لازم به ذکر است که این صفحات به‌صورت موازی و به فاصله‌ی ۱۳ میلی‌متری یکدیگر درون بستری که از لوله PVC ساخته شده است، قرار گرفته‌اند. در طول این پژوهش از پلی‌اتیلن گلیکول ۶۰۰، ساخت شرکت Fluka به‌عنوان ماده‌ی تغییر فاز استفاده شده است. در جدول ۲ خواص این ماده ارائه شده و در شکل ۴ نیز چگونگی روند تغییرات  $C_{Peffective}$  با دما نشان داده شده است.



شکل ۱۰. فرایند جذب انرژی.

چنان که مشاهده میشود در فرایندهای دفع و جذب انرژی انطباق خوبی میان نتایج مدل سازی و آزمایشگاهی برقرار است. خطاهای موجود را می توان به ۳ بخش تقسیم کرد.

**الف) دماهای بالا در فرایند جذب انرژی (گرم)**

متأسفانه علی رغم تلاش های صورت گرفته وجود حجمی (گرچه ناچیز) از هوا در داخل کیسه های حاوی ماده ی تغییر فاز اجتناب ناپذیر بود. در دماهای بالا این حجم از هوای به دام افتاده منبسط شده و همانند عایقی ایده آل در مقابل انتقال حرارت بین هوای عبوری و ماده ی تغییر فاز مقاومت ایجاد می کند که این فرایند سبب اختلال در انتقال حرارت می شود (شکل ۱۰).

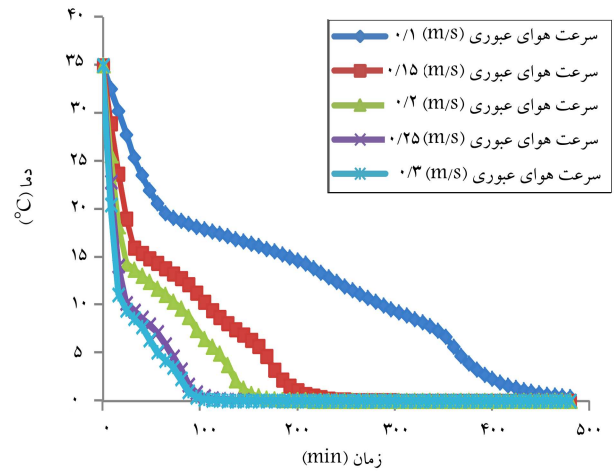
**ب) دماهای پایین در فرایند جذب انرژی (گرم)**

چنان که پیشتر مطرح شد، فقط ۲۰° گرم ماده ی تغییر فاز در بستر قرار داده شده است. لذا در شروع فرایند جذب انرژی، بستر سرد بوده و به طرز چشم گیری بر هوای عبوری تأثیر می گذارد، به عبارت دیگر هوا هم از طریق تماس با کیسه های حاوی ماده ی تغییر فاز و هم از طریق تماس با بدنه بستر سرد می شود که این پدیده باعث افت سریع دما در داده های آزمایشگاهی نسبت به نتیجه های مدل می شود، چرا که در مدل تأثیر بدنه بستر بر انتقال حرارت لحاظ نمی شود. با افزایش وزن ماده ی تغییر فاز این اثر ناچیز می شود (شکل ۱۰).

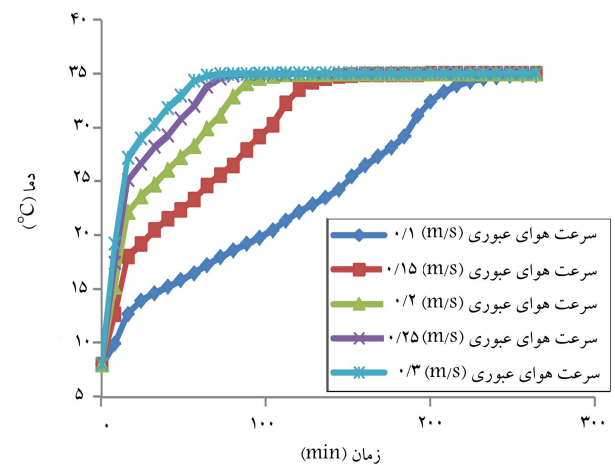
**ج) دماهای بالا در فرایند دفع انرژی (سرد)**

گرچه در دماهای بالای فرایند دفع انرژی (شروع فرایند سرد) خطایی دیده نمی شود، اما این امر متأثر از برهم کنش دو منبع خطایی است که اثر هم را خنثی کرده اند. بدین صورت که در شروع فرایند دفع انرژی، بستر که گرم است هوا را گرم می کند و دمای آن را بالا می برد. از طرفی هوای به دام افتاده در کیسه ها که هم اکنون منبسط هم هستند، مانع از انتقال گرمای ماده ی تغییر فاز به هوا و در نتیجه مانع از بالا رفتن دمای هوا می شود. برهم کنش این دو پدیده باعث می شود خطای چندانی دیده نشود (شکل ۹). برای ارزیابی هرچه بهتر نتایج، از متوسط مجذور تفاوت دمایی استفاده شده است:

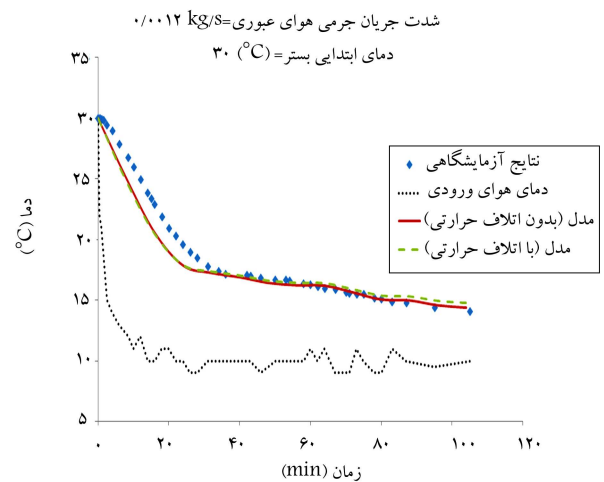
$$MSTD = \sqrt{\frac{\sum_i^{n_t} (T_{measured} - T)^2}{n_t}} \quad (16)$$



شکل ۷. اثر سرعت هوای ورودی در دمای ثابت بر روند تغییر دمای هوای خروجی از بستر بر حسب زمان، فرایند دفع انرژی (دمای هوای ورودی ۳۵°C).



شکل ۸. اثر سرعت هوای ورودی در دمای ثابت بر روند تغییر دمای هوای خروجی از بستر بر حسب زمان، فرایند جذب انرژی (دمای هوای ورودی ۳۵°C).



شکل ۹. فرایند دفع انرژی.

جدول ۳. داده‌های مربوط به آزمایشات فرایند دفع انرژی.

شماره آزمایش	دمای هوای ورودی (°C)	دبی جرمی هوا (kg/s)	دمای اولیه بستر (°C)	MSTD*
۱	۱۰	۰٫۰۰۱۲	۳۰	۰٫۹۴
۲	۱۲	۰٫۰۰۱۲	۳۰	۰٫۶۲۳
۳	۱۰	۰٫۰۰۱۵	۳۰	۰٫۵۱۵۴۸
۴	۱۲	۰٫۰۰۱۵	۳۰	۰٫۶۵

\* mean square temperature difference

جدول ۴. داده‌های مربوط به آزمایشات فرایند جذب انرژی.

شماره آزمایش	دمای هوای ورودی (°C)	دبی جرمی هوا (kg/s)	دمای اولیه بستر (°C)	MSTD	با لحاظ کردن اتلاف حرارتی	بدون لحاظ کردن اتلاف حرارتی
۱	۳۵	۰٫۰۰۰۹	۱۴٫۵	۲٫۱۸۴	۷٫۶۲۳	۱۴٫۵
۲	۴۰	۰٫۰۰۰۹	۱۴٫۵	۳٫۰۴	۴٫۳۲۶	۱۴٫۵
۳	۳۵	۰٫۰۰۱۵	۱۴٫۵	۲٫۴۶۲	۳	۱۴٫۵
۴	۴۰	۰٫۰۰۱۵	۱۴٫۵	۳٫۳۹۶	۴٫۰۹۵	۱۴٫۵

که در آن  $T_{measured}$  دمای هوای اندازه‌گیری شده در خروجی بستر، و  $n_t$  تعداد گام‌های زمانی است. در جداول ۳ و ۴ مشخصات آزمایشات انجام شده و مقادیر متوسط مجذور تفاوت دمایی برای هر آزمایش گزارش شده است. از آنجا که در فرایند دفع انرژی اتلاف گرما به محیط اطراف تأثیری در محاسبات ندارد از گزارش خطای مدل محاسبه‌گر اتلاف گرمایی صرف‌نظر شده است. همچنین درخصوص انحرافات موجود نباید نسبت به توزیع غیریکنواخت ماده‌ی تغییر فاز، به‌خصوص طی فرایند جذب انرژی، و نیز تغییر شکل کیسه‌های آلومینیومی بی‌تفاوت بود؛ چرا که این کیسه‌های آلومینیومی بسیار نرم هستند و به‌آسانی تغییر شکل می‌دهند.

## ۵. نتیجه‌گیری

در این مقاله یک مدل یک‌بعدی برای LHTES حاوی پوشش‌های مکعب مستطیلی در برگیرنده مواد تغییر فاز ارائه شد. این مدل که رسانایی محوری ماده‌ی تغییر فاز را لحاظ می‌کند تغییرات دمایی در سرتاسر مسیر حرکت سیال عبوری را محاسبه می‌کند. برای اطمینان از صحت روابط ارائه‌شده چند آزمایش با دبی‌ها و سرعت‌های گوناگون انجام شده است. از انطباق خوبی که میان نتایج مدل‌سازی و آزمایشگاهی وجود دارد می‌توان به صحت و اعتبار این روابط پی برد. از آنجا که بخش زیادی از خطاهای موجود به کیسه‌های آلومینیومی مربوط می‌شود توسعه روش‌های پوشش‌دهی مواد تغییر فاز مرحله‌ی مهمی در توسعه سامانه‌های ذخیره‌سازی گرمای نهان به شمار می‌رود.

## تقدیر و تشکر

از سازمان بهینه‌سازی مصرف سوخت و معاونت پژوهشی دانشگاه تربیت مدرس به‌دلیل حمایت‌های مالی‌شان در راستای انجام این طرح پژوهشی تشکر و قدردانی می‌شود.

## فهرست علائم

- $a$ : عرض پوشش‌های مکعب مستطیلی (m)؛
- $A$ : مساحت هوای عبوری در میان پوشش‌ها ( $m^2$ )؛
- $A_p$ : کل مساحت صفحات حاوی ماده تغییر فاز ( $m^2$ )؛
- $A_i$ : سطح داخلی جداره لوله ( $m^2$ )؛
- $A_o$ : سطح خارجی عایق ( $m^2$ )؛
- $b$ : فاصله میان پوشش‌های مکعب مستطیلی (m)؛
- $c_p$ : ظرفیت حرارتی ماده تغییر فاز ( $J/kg^{\circ}C$ )؛
- $c_{pg}$ : ظرفیت حرارتی هوا ( $J/kg^{\circ}C$ )؛
- $d$ : قطر خارجی بستر (با عایق)؛
- $dx$ : گام مکانی (متر)؛
- $dt$ : گام زمانی (ثانیه)؛
- $D_{is}$ : قطر داخلی بستر (cm)؛
- $D_{os}$ : قطر خارجی بستر (cm)؛
- $D_{iis}$ : قطر داخلی عایق (cm)؛
- $D_{ois}$ : قطر خارجی عایق (cm)؛
- $h$ : ضریب انتقال حرارت میان هوا و پوشش‌ها ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $h_i$ : ضریب انتقال حرارت میان هوا و جداره داخلی بستر ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $h_{free}$ : ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد میان هوای محیط و بستر ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $i$ : شمارنده گام مکان؛
- $j$ : شمارنده گام زمان؛
- $k_p$ : هدایت حرارتی ماده تغییر فاز ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $k_s$ : ضریب هدایت حرارتی جداره بستر ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $k_{ins}$ : ضریب هدایت حرارتی عایق ( $w/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )؛
- $L$ : طول بستر (m)؛
- $m_p$ : وزن ماده تغییر فاز (kg)؛
- $m_g$ : دبی جرمی هوا (kg/s)؛
- $n_t$ : تعداد داده‌های آزمایشی؛
- Nu: عدد ناسلت؛
- $P$ : محیط (m)؛
- Pr: عدد پراتل؛
- $Q$ : گرمای مبادله شده (j)؛
- Re: عدد رینولدز؛
- $T$ : دمای هوا ( $^{\circ}C$ )؛
- $T_p$ : دمای PCM ( $^{\circ}C$ )؛
- $T_i$ : دمای اولیه ( $^{\circ}C$ )؛
- $T_f$ : دمای نهایی ( $^{\circ}C$ )؛

$x$ : متغیر طول (m)؛	$T_m$ : دمای ذوب ( $^{\circ}\text{C}$ )؛
$\rho$ : چگالی هوا ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )؛	$\bar{T}_a$ : میانگین دمای منطقه ( $^{\circ}\text{C}$ )؛
$\beta$ : ضریب انبساط گرمایی ( $\text{k}^{-1}$ )؛	$T_{\infty}$ : دمای محیط ( $^{\circ}\text{C}$ )؛
$\alpha$ : نفوذ گرمایی ( $\text{m}^2/\text{s}$ )؛	$T_w$ : دمای دیواره ( $^{\circ}\text{C}$ )؛
$v$ : سرعت هوای عبوری ( $\text{m}/\text{s}$ )؛	$t$ : زمان (ثانیه)؛
$v_i$ : ویسکوزیته سینماتیک فاز مایع ( $\text{m}^2/\text{s}$ )؛	$U_p$ : ضریب کلی انتقال حرارت ( $\text{w}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )؛
$\delta$ : ضخامت پوشش‌های مکعب مستطیلی (m).	$w$ : نصف ضخامت پوشش (m)؛

### پانوشت‌ها

1. phase change materials
2. continuous-solid-phase packed-bed model
3. latent heat thermal energy storage
4. Peclet
5. super cooling

### منابع (References)

1. Arkar, C. and Medved, S. "Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system", *Solar Energy*, **81**, pp. 1078-1087 (2007).
2. Medved, S. and Arkar, C. "Correlation between the local climate and the free-cooling potential of latent heat storage", *Energy and Buildings*, **40**, pp. 429-437 (2008).
3. Arkar, C., Vidrih, B. and Medved, S. "Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building", *International Journal of Refrigeration*, **30**, pp. 134-143 (2007).
4. Arkar, C. and Medved, S. "Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres", *Thermochimica Acta*, **438**, pp. 192-201 (2005).
5. Nagano, K., Takeda, S., Mochida, T. and Shimakura, K. "Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air", *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 2131-2144 (2004).
6. Turnpenny, J.R., Etheridge, D.W. and Reay, D.A. "Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings, Part I: Testing and theoretical modeling", *Applied Thermal Engineering*, **20**, pp. 1019-1037 (2000).
7. Zalba, B., Marin, J.M., Cabeza, L.F. and Mehling, H. "Free-cooling of buildings with phase change materials", *International Journal of Refrigeration*, **27**, pp. 839-849 (2004).
8. Felix Regin, A., Solanki, S.C. and Saini, J.S. "Latent heat thermal energy storage using cylindrical capsule: Numerical and experimental investigations", *Renewable Energy*, **31**, pp. 2025-2041 (2006).
9. Vakilaltojjar, S.M. and Saman, W. "Analysis and modeling of a phase change storage system for air conditioning applications", *Applied Thermal Engineering*, **21**, pp. 249-263 (2001).
10. Lazaro, A., Dolado, P., Marin, J.M. and Zalba, B. "PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Empirical model and application to design", *Energy Conversion and Management*, **50**, pp. 444-449 (2009).
11. Papoutsakis, E. "Nusselt numbers near entrance of heat-exchange section in flow systems", *AIChE Journal*, **4**, pp. 687-689 (1981).
12. Liu, M., Saman, W. and Bruno, F. "Validation of a mathematical model for encapsulated phase change material flat slabs for cooling application", *Applied Thermal Engineering*, **3**, pp. 2340-234 (2011).
13. Holman, J.P., Heat Transfer, USA, MCGraw Hill, (in Persain) (2000).
14. Dincer, I. and Rosen, M.A., *Thermal Energy Storage Systems and Applications*, England, Wiley (2002).
15. Zalba, B., Marin, J., Cabeza, F.L. and Mehling, H. "Review on thermal energy storage with phase change: Materials, heat transfer analysis and applications", *Applied Thermal Engineering*, **23**, pp. 251-283 (2003).