

## بررسی عوامل تأثیرگذار بر ناحیه ترموکلین در مخزن ذخیره انرژی حرارتی

مهدی نصرآبادی<sup>۱\*</sup> و فرزانه ربانی<sup>۲</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۹/۰۵/۲۱ پذیرش مقاله: ۱۳۹۹/۰۹/۱۹	سیستم‌های ذخیره‌سازی حرارتی سرد، فرصت‌هایی را برای جبران کمبود انرژی سرمایشی فراهم می‌کند. یکی از کاربردهای این سیستم، تنظیم اختلاف زمان موجود بین تولید و مصرف انرژی، مخصوصاً در زمان ماکزیمم تقاضا و هنگامی است که سیستم‌های سرمایشی نظیر چیلرها توانایی تأمین بار سرمایشی مازاد را ندارند. در تحقیق حاضر، تجزیه و تحلیل انرژی با استفاده از یک مدل قابل حل تحلیلی از یک مخزن ذخیره‌سازی حرارتی طبقه‌بندی شده ارائه گردیده است. در این تحقیق، مخزن آب استوانه‌ای شکل به‌عنوان محیط ذخیره‌سازی انرژی با لایه‌بندی حرارتی با استفاده از مدل هدایت حرارتی یک‌بعدی مدل‌سازی شده و با استفاده از معادلات انرژی پروفیل توزیع دما در سیال و دیواره، محاسبه گردیده است. با استفاده از مدل ارائه‌شده، تأثیر پارامترهای مختلف بر انتقال حرارت، توزیع دمای آب مخزن و ناحیه ترموکلین (ناحیه واسط بین مناطق گرم و سرد) با گذشت زمان مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج در سه گروه جنس مخزن، ابعاد و نوع پوشش مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد اگرچه تغییرات ابعاد، کمترین اثر را در توزیع دما دارد، پارامترهایی نظیر جنس مخزن و نوع پوشش، تأثیر محسوسی بر توزیع دما دارند.
<b>واژگان کلیدی:</b> مخزن ذخیره انرژی، مدل یک‌بعدی هدایت حرارتی، سیستم ذخیره انرژی آب سرد، ناحیه ترموکلین.	

### ۱- مقدمه

انرژی حرارتی برای استفاده در زمان تقاضا می‌شود و همچنین روشی برای تنظیم اختلاف زمان موجود بین تأمین و تقاضای انرژی است. این فناوری به‌دلیل کاربرد در سیستم‌های تهویه ساختمان مورد توجه ویژه قرار گرفته است [۳]. بنابراین هماهنگی ذخیره انرژی حرارتی با مدیریت سیستم‌های تولید انرژی، امری ضروری است [۴]. در سال‌های اخیر استفاده از TES در سیستم‌های انرژی به‌طور فزاینده‌ای برای اطمینان از مدیریت بهینه تقاضا اهمیت پیدا کرده است. برخلاف سایر مصارف برق، سرمایه‌های تنها چند ماه در سال با حداکثر تقاضا روبه‌رو می‌شود. تأثیر ذخیره‌سازی سیستم‌های سرمایشی، گزینه‌ای برای تغییر تقاضای انرژی الکتریکی در ساختمان‌های تجاری است که در آن، بار قابل توجهی در زمان‌های اوج به ساعات کم‌باری منتقل می‌شود. از آنجا که بین زمان تولید

ساختمان‌ها سهم اصلی را در استفاده جهانی از انرژی دارند که شامل حدود ۴۰ درصد از کل مصرف انرژی می‌شود و مسئولیت بیش از ۳۰ درصد انتشار دی‌اکسید کربن را برعهده دارند [۱]. به‌دلیل رشد جمعیت، نیاز روزافزون به ساختمان، تأمین شرایط آسایشی افراد و افزایش زمان حضور افراد در خانه به‌دلیل تغییر سبک زندگی، انتظار می‌رود این وضعیت در آینده نیز به میزان قابل توجهی افزایش یابد [۲]. سیستم‌های سرمایشی، گرمایشی و تهویه مطبوع، بخش قابل توجهی از مصرف انرژی ساختمان‌ها را به خود اختصاص می‌دهد. براساس تحقیقات اخیر، بیش از ۴۰ درصد مصرف انرژی در ساختمان‌های تجاری، مربوط به سیستم‌های گرمایش و تهویه مطبوع است [۱]. ذخیره انرژی حرارتی (TES) فناوری‌ای است که باعث ذخیره

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: m.nasrabadi@birjand.ac.ir

۱. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند

۲. دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند

<sup>1</sup> Thermal Energy Storage

و استفاده از آب خنک‌کننده، عدم تطابق وجود دارد، سیستم ذخیره انرژی حرارتی باید به گونه‌ای طراحی شود که در صورت عدم استفاده مخزن ذخیره، تلفات انرژی ذخیره‌شده به حداقل برسد. ذخیره آب سرد برپایه حفظ جداسازی حرارتی بین آب شارژ سرد و آب برگشتی گرم استوار است. روش‌های مختلفی برای جداسازی آب گرم و سرد در مخزن وجود دارد. سیستم‌های ذخیره‌سازی طبقه‌بندی حرارتی از وابستگی دما به چگالی آب استفاده می‌کنند تا هم آب گرم و هم آب سرد را در یک مخزن ذخیره کنند. یک گرادیان درجه حرارت بزرگ در خط اتصال جداکننده آب گرم و سرد وجود دارد. منطقه واسط آب گرم و سرد در مخزن ذخیره‌سازی که دارای گرادیان دمای زیادی است، ترموکلین نامیده می‌شود و ضخامت آن باید تا حد ممکن کوچک باشد. در یک سیستم ذخیره‌سازی طبقه‌بندی‌شده که به خوبی طراحی گردیده، ضخامت این منطقه باید بسیار اندک باشد. افزایش در ضخامت ترموکلین باعث از بین رفتن انرژی خنک‌کننده موجود می‌شود. عملکرد ذخیره‌سازی طبقه‌بندی‌شده تحت تأثیر عوامل مختلفی از جمله محدوده دمای کارکرد، خصوصیات حرارتی فیزیکی مایع و مواد مخزن ذخیره، هندسه مخزن ذخیره‌سازی، روش‌های ورود و خروج مایعات ذخیره‌شده و انتقال حرارت بین مخزن ذخیره‌سازی و محیط خارج قرار دارد. مطالعات زیادی در گذشته انجام شده است تا طبقه‌بندی حرارتی در یک مخزن ذخیره آب گرم تجزیه و تحلیل شود. با این حال، مخزن‌های سرد طبقه‌بندی‌شده از نظر حرارتی به‌طور گسترده مورد مطالعه قرار نگرفته است.

مروری جامع درباره فناوری‌های خنک‌کننده ذخیره‌سازی حرارتی توسط حسنین [۵] در سال ۱۹۹۸ ارائه شده است. در این مقاله، جوانب مثبت و منفی فناوری ذخیره انرژی حرارتی به‌وسیله ذخیره آب سرد و ذخیره یخ مورد بررسی قرار گرفته است. مطالعات موردی درباره ذخیره‌سازی حرارتی آب سرد، نه تنها صرفه‌جویی در انرژی و سایر هزینه‌های عملکرد و نگهداری، بلکه صرفه‌جویی قابل توجهی در هزینه‌های اولیه را نشان داده است. نلسون و همکاران در سال ۱۹۹۷ [۶] یک مطالعه پارامتری از مخزن ذخیره‌سازی آب سرد طبقه‌بندی‌شده در حالت شارژ و دشارژ انجام دادند. این مدل برای پیش‌بینی پروفایل دما در دیواره سیال و مخزن تحت هر دو حالت استاتیک و

دینامیکی استفاده می‌شود. در سال ۲۰۰۰ مارس و همکاران [۷] به بیان عملکرد انرژی و تجزیه و تحلیل‌های انرژی سیستم‌های TES که دارای طبقه‌بندی حرارتی هستند، پرداختند. با استفاده از مدل‌های توزیع دما، نشان داده شده است که چگونه بهبود طبقه‌بندی می‌تواند راندمان TES را افزایش دهد و استفاده از طبقه‌بندی می‌تواند بر ظرفیت ذخیره انرژی یک منبع ذخیره انرژی بیفزاید. در سال ۲۰۰۲ ابراهیم دینسر و همکاران [۸] به بررسی روش‌ها و کاربردهای توصیف و ارزیابی سیستم‌های ذخیره انرژی حرارتی (TES) در ساختمان‌ها پرداخته‌اند. جنبه‌های مختلفی برای سیستم‌ها و برنامه‌های ذخیره انرژی گرمایی مورد بحث قرار گرفته و تکنیک‌های صرفه‌جویی در مصرف انرژی و تأثیرات زیست‌محیطی این سیستم‌ها با مثال‌های مصور برجسته شده است. عثمان و همکاران در سال ۲۰۰۸ [۹] از مدل‌سازی عددی سه‌بعدی برای تعیین ارتباط بین طبقه‌بندی حرارتی آب سرد و اندازه مخزن استفاده کرده‌اند. همچنین به تأثیر عمق مخزن بر ضخامت لایه ترموکلین پرداخته‌اند. این مطالعه نشان داده است که در مخازن کم‌عمق (نسبت ارتفاع به قطر کم) تشکیل ضخامت ترموکلین ضعیف است. با این حال، مخازن با نسبت ارتفاع به قطر متوسط، ضخامت ترموکلین قابل قبول تولید کردند. در سال ۲۰۰۹ هالر [۱۰] به روش‌هایی که می‌توان برای تعیین توانایی ذخیره‌سازی در حفظ طبقه‌بندی در حین شارژ، ذخیره‌سازی و تخلیه استفاده کرد، تمرکز کردند. این توانایی را با مقدار عددی واحد از نظر کارایی طبقه‌بندی برای یک آزمایش خاص نشان می‌دهند. جنبه‌های طبقه‌بندی از جمله تأثیر سرعت جریان در درجه‌بندی طبقه‌بندی، هندسه ورودی در مخلوط کردن و تأثیر ترموکلین بر کارایی سیستم TES بررسی شده است. در سال ۲۰۱۰ زهره شیخ خوزانی و همکاران [۱۱] با توجه به اهمیت مدیریت منابع آب، به مدل‌سازی بهره‌برداری از مخازن چندمنظوره پرداختند که هدف از این مدل‌سازی، تعیین تأثیر سیاست‌های مختلف بهره‌برداری بر رفتار مخزن و میزان تأمین نیازهای پایین‌دست در افق آینده است. در سال ۲۰۱۵ کریستف [۱۲] یک رویکرد نزولی اقتصادی برای تعیین هزینه قابل قبول برای سیستم‌های TES بیان کرده است، با این فرض که حداکثر هزینه‌های قابل قبول انرژی که توسط یک مخزن ذخیره‌سازی انجام می‌شود، نباید فراتر از هزینه

استوانه‌های متقارن ارائه شده است که آثار انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایتی برای سیال و دیوارهٔ مخزن در آن در نظر گرفته شده است. در این مقاله با بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر انتقال حرارت، توزیع دما در داخل مخزن و همچنین ناحیهٔ ترموکلین مورد بررسی قرار گرفته است. سعی شده است به‌منظور کاهش حجم محاسبات، از مدل یک‌بعدی استفاده شود، ولی به‌منظور بالا بردن دقت داده‌ها اثر انتقال حرارت جابه‌جایی در مدل اعمال گردیده است. از این رو مدل ارائه‌شده، قابل استفاده در نرم‌افزارهای تجزیه و تحلیل مصرف انرژی در ساختمان است. همچنین از این مدل می‌توان برای بررسی سیستم ذخیره‌سازی در چرخه‌های شارژ و تخلیه نیز استفاده کرد.

## ۲- معادلات حاکم

توسعهٔ مدل ریاضی، یکی از مطالب مهم برای مطالعهٔ طبقه‌بندی حرارتی درون مخزن است. در این بخش، مکانیسم فیزیکی طبقه‌بندی حرارتی بیان شده، عوامل اصلی به‌دست‌آمده از مدل ریاضی توضیح داده می‌شود. در حال حاضر، عمدتاً مدل‌های ریاضی برای مخازن ذخیرهٔ آب از نوع طبقه‌بندی‌شدهٔ حرارتی تهیه می‌شوند. در سال ۲۰۱۷ یوسفی و همکاران [۱۹] برای مدل‌سازی فرایند پر شدن و تخلیهٔ مخزن ذخیره‌سازی گاز طبیعی، ابتدا معادلات انتقال جرم و انرژی حاکم بر بستر جاذب موجود در مخزن را استخراج و پس از بی‌بعدسازی با استفاده از روش تفاضل محدود ضمنی حل کردند. کالدول و بهنفلت [۲۰] چند مدل تک‌بعدی را برای مخلوط کردن در مخازن ذخیرهٔ انرژی حرارتی آب طبقه‌بندی‌شده پیشنهاد کردند. در ساده‌ترین مدل‌ها، اختلاط در کل مخزن، یکنواخت فرض می‌شود. سایر مدل‌ها تغییرات مکانی شدت اختلاط را مجاز می‌دانند. مدل دیگر توسط علیزاده [۲۱] ارائه شده است که مخزن به  $N$  لایهٔ مساوی تقسیم می‌شود. آب سرد مجاز به ورود به قسمت زیر مخزن است و فرض بر این است که با لایه‌های زیرین اولیه مخلوط می‌شود. در اینجا  $T(i, n)$  دمای لایهٔ  $i$  در گام زمانی  $n$  است که به‌طور هم‌زمان، هیچ تأثیری روی آب با موقعیت بالاتر از این نقطه ندارد و بیانگر این است که آب ورودی دمای پایین هیچ تأثیری در آب دمای بالا نخواهد داشت و با توجه به طبقه‌بندی دما، فرایند اختلاط مورد غفلت قرار می‌گیرد. در مدل نلسون [۶]، انتقال گرما از محیط، هدایت از طریق ترموکلین، هدایت از لایه‌های مایع گرم به لایه‌های مایع سرد و مخلوط کردن

انرژی بازار باشد. ژان در سال ۲۰۱۵ [۱۳] مروری بر تکنیک‌های کنترل و استراتژی‌های استفاده‌شده برای ادغام TES در سیستم‌های مختلف ساختمان ارائه کرده است. در این مطالعات، استراتژی‌های کنترل بهینه برای دستیابی به حداکثر صرفه‌جویی در هزینه استفاده شده است. در سال ۲۰۱۷ کوی و همکاران [۱۴] با طراحی روش بهینه مبتنی بر مدل با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی ظرفیت CTES، میزان پس‌انداز هزینه هنگام ادغام سیستم ذخیرهٔ سرمایشی با سیستم‌های تهویه مطبوع در ساختمان‌های تجاری را نشان دادند. در سال ۲۰۱۸ ذوالفقاری و همکاران [۱۵] به تحلیل عملکرد حرارتی نمای دوپوسته معمولی پرداخته‌اند. برای رفع مشکل ناشی از افزایش بار در اقلیم‌های بسیار گرم دو راه‌حل ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی و جلوگیری از ورود بار ناشی از تابش‌های خورشیدی مورد استفاده قرار گرفته است. سانگ و همکاران در سال ۲۰۱۸ [۱۶] یک سیستم ذخیره‌سازی حرارتی را که ترکیبی از ذخیرهٔ حرارتی آب سرد و ذخیرهٔ حرارتی یخ است، مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج حاصل، بیانگر مقرون‌به‌صرفه بودن شرایط بهینه‌شده برای سیستم مرکب است. ذخیره‌سازی یخ به دلیل گرمای نهان بالا می‌تواند منجر به ذخیرهٔ انرژی خنک‌کنندهٔ بیشتر در همان حجم ذخیره‌سازی شود. راکانلو و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۷] با استفاده از مدل‌های دینامیکی با پیچیدگی‌های مختلف، به تجزیه و تحلیل متداول‌ترین رفتار مخزن ذخیره‌سازی حرارتی پرداخته‌اند که شامل انتقال جرم یا گرما در حضور یا نبود مواد جامد یا تغییر فاز است. مقایسه با داده‌های تجربی نشان داده است که مدل یک‌بعدی قادر است عملکرد طبقه‌بندی حرارتی و هر جنبهٔ مربوط به رفتار ذخیره‌سازی را با دقت کافی پیش‌بینی کند. در سال ۲۰۲۰ فلنگ و همکاران [۱۸] به بررسی جامعی از ذخیرهٔ گرمای ترموفیزیکی با ترکیب گرمای محسوس و گرمای نهان پرداخته‌اند که با هدف به حداکثر رساندن حرارت گرمایی ذخیره‌شده برای بهره‌برداری از گرمای محسوس موجود هنگام استفاده از گرمای نهان تغییرفازدهنده‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. ارزیابی عملکرد با در نظر گرفتن شرایط عملیاتی گذرا و متغیر بهبود می‌یابد. در بیشتر تحقیقات صورت‌گرفتهٔ قبلی، مخزن عایق بوده و از اثر انتقال حرارت جابه‌جایی صرف‌نظر شده است. در مطالعهٔ حاضر، سیستم شبیه‌سازی‌شدهٔ یک مدل یک‌بعدی مخزن

علاوه بر شرط اولیه، به دو شرط مرزی نیز احتیاج دارد.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_f}{\rho_f c_f} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{m}{\rho_f c_f} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{hP}{A_f c_f \rho_f} (T_w - T) \quad (1)$$

[۶]

شرایط مرزی در سیال با ایجاد تعادل انرژی در عناصر بسیار نزدیک به قسمت بالا و پایین مخزن ذخیره‌سازی به دست می‌آید، همان طور که در شکل (۲) نشان داده شده است. در حالت استاتیکی به دلیل عدم وجود ورود و خروج سیال، دبی جرمی صفر است و ترم دوم از معادلات حذف می‌شود. این شرایط مرزی یک مخزن ذخیره‌سازی کاملاً طبقه‌بندی‌شده (FSST) را در حالت استاتیکی نشان می‌دهد. معادلات (۲) و (۳) بیانگر شرایط مرزی برای مخزن ذخیره‌سازی شده در حالت استاتیکی است. همچنین شرط اولیه برای سیال توسط معادله ۷ بیان شده است.

$$\text{at } X=0 \quad \frac{\partial T_t}{\partial x} + \frac{h_t}{k_f} (T_\infty - T_t) = 0 \quad (2)$$

$$\text{at } X=L \quad \frac{\partial T_b}{\partial x} - \frac{h_b}{k_f} (T_\infty - T_b) = 0 \quad (3)$$

[۶]

هنگامی که سطوح بیرونی مخزن عایق‌بندی شده است، یک جریان انتقال حرارت کوتاه بین ناحیه، سیال گرم و سیال سرد وجود دارد. این انتقال انرژی به دلیل انتقال حرارت هدایتی دیواره است که به ضریب هدایت حرارتی مواد و ضخامت دیواره بستگی دارد. شکل (۲) تعادل انرژی را در مخزن نشان می‌دهد. تعادل انرژی در دیواره مخزن در فاصله  $X$  از بالای مخزن توسط معادله (۴) بیان می‌شود که شامل انتقال حرارت هدایتی و جابه‌جایی بین مخزن و دیواره است که به دلیل یک‌بعدی بودن شبیه‌سازی، به صورت ترم چشمه در معادله انرژی بیان شده است. این معادله، بیانگر یک معادله دیفرانسیل درجه ۲ بوده، نیازمند دو شرط مرزی است که توسط معادله ۵ بیان شده و یک شرط اولیه که توسط معادله ۶ بیان گردیده است.

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = a_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{h_o P}{A_w c_w \rho_w} (T_\infty - T_w) - \frac{h_i P}{A_w c_w \rho_w} (T_w - T) \quad (4)$$

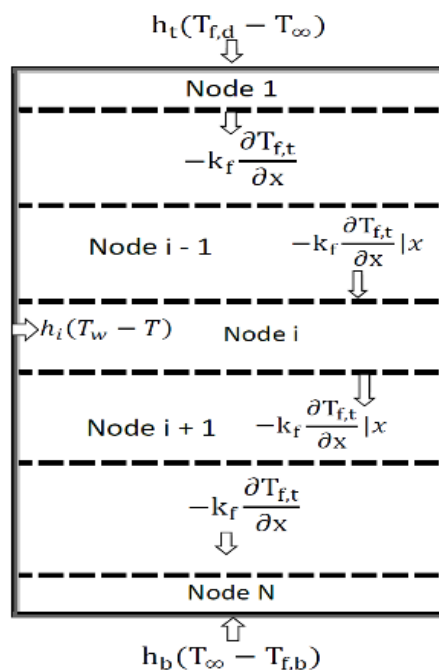
[۶]

شرایط مرزی برای دیواره در  $x = 0$  و  $x = L$  عبارت است از:

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

[۶]

حرارتی در ورودی و خروجی در نظر گرفته شده است. البته در مدل نلسون دیواره جانبی عایق در نظر گرفته شده و از انتقال حرارت از دیواره مخزن صرف‌نظر گردیده است. هنگامی که معادله‌ای دیگر مبتنی بر تعادل گرمای دیواره مخزن با معادله انرژی ذکر شده همراه باشد، ابعاد دیواره مخزن می‌تواند به‌عنوان یک عامل تأثیرگذار، برای طبقه‌بندی در نظر گرفته شود. در این مقاله، مدل انتقال حرارت گذرا یک‌بعدی است که آثار هدایت محوری، خصوصیات فیزیکی دیواره مخزن ذخیره، سیال، ابعاد مخزن ذخیره‌سازی و آثار ناشی از ورود و خروج جریان را در نظر می‌گیرد. این مدل برای پیش‌بینی پروفایل دما در سیال و دیواره مخزن تحت هر دو حالت استاتیکی و دینامیکی استفاده می‌شود. سیستم ذخیره‌سازی که در این تحقیق مورد بررسی قرار می‌گیرد، استوانه‌ای عمودی به قطر  $D$  و طول  $L$  است. همان طور که در شکل (۱) نشان داده شده است، مخزن در جهت طولی به  $N$  قسمت مساوی تقسیم شده، فرض می‌شود هر قسمت در دمای یکنواخت باشد. دمای اولیه مخزن شناخته شده است.



شکل ۱- مخزن ذخیره‌سازی طبقه‌بندی‌شده

با نوشتن تعادل انرژی برای سیال در حجم کنترل اولیه در فاصله  $X$  از بالای مخزن که در شکل (۱) نشان داده شده است، معادله دیفرانسیل جزئی (معادله ۱) برای مسئله هدایت گذرا به دست می‌آید.

معادله حاکم ۱، یک معادله سهمی خطی مرتبه ۲ است که

ضریب انتقال حرارت متوسط روی دیواره و  $\Delta T$  اختلاف دمای بین سطح و سیال است.

### ۳- روش حل

معادلات (۱) و (۴)، معادلات دیفرانسیل جزئی خطی هستند. در معادله (۱) ترم همرفت<sup>۱</sup> به صورت پادبادسو<sup>۲</sup> و ترم پخش<sup>۳</sup> به روش تفاضل مرکزی<sup>۴</sup> به معادلات اختلاف محدود تبدیل شده است. معادلات اختلاف محدود به دست آمده به طور هم‌زمان با استفاده از طرح میانگین کرنک نیکلسون<sup>۵</sup> با توجه به شرایط اولیه و مرزی آن‌ها در بالا و پایین حل می‌شوند. استفاده از طرح تفسیر مرتبه بالا برای کاهش خطا به دلیل پخش عددی ضروری است. برای پایداری، گام زمانی باید کوچک‌تر از  $\Delta x^2 / 2\alpha_f$  باشد. خطا در گام زمانی از مرتبه  $(\Delta t)$  و گام مکانی از مرتبه  $(\Delta x^2)$  است. گام زمانی ۰/۰۱ وضعیت پایداری را برای این طرح ایجاد می‌کند.

پارامترهای ورودی مخزن عبارت‌اند از:

الف. توزیع درجه حرارت اولیه در سیال و دیواره مخزن.

ب. قطر، طول و ضخامت دیواره مخزن ذخیره‌سازی.

ج. خصوصیات حرارتی مواد مخزن و عایق.

فلوچارت حل به صورت مختصر برای محاسبه پارامترهای خروجی در شکل (۳) بیان شده است.

برخی از نکات مهم مدل حاضر عبارت‌اند از:

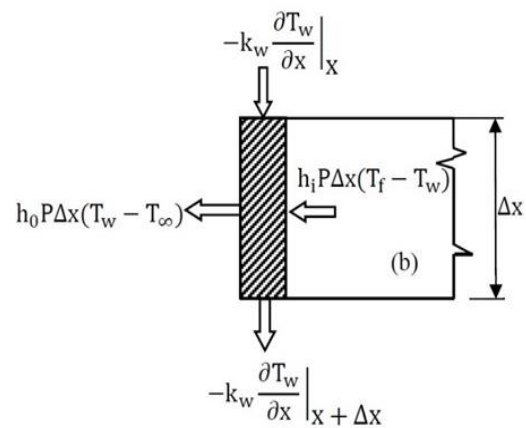
۱. تغییرات محوری گذرا دما را در سیال و دیواره مخزن در هر دو حالت ذخیره‌سازی گرمای طبقه‌بندی شده و خنک‌کننده پیش‌بینی می‌کند.

۲. قابل استفاده در هر نوع کارکرد، یعنی چرخ، شارژ، چرخه تخلیه و حالت ذخیره‌سازی است.

۳. نسبت ابعاد، نسبت طول به ضخامت دیواره، نسبت ظرفیت گرما، نسبت هدایت و هدایت دیواره که بر گرادیان حرارتی در یک ذخیره‌سازی طبقه‌بندی شده تأثیر می‌گذارد، در مدل در نظر گرفته شده است.

۴. تأثیر ضریب انتقال حرارت همرفتی در رابط سیال و دیواره در نظر گرفته شده است.

۵. تأثیر ضریب انتقال حرارت همرفتی در رابط محیط و دیواره در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- جریان انرژی در دیواره مخزن ذخیره‌سازی

در سیستم‌های ذخیره حرارتی، اگر مایعات ذخیره‌سازی در دماهای مختلف مخلوط شوند، تلفات ترمودینامیکی ایجاد می‌شود. برای جلوگیری از اختلاط ایجاد شده، استفاده از مخازن طبقه‌بندی شده سودمند است. علاوه بر این، مخازن کاملاً طبقه‌بندی شده می‌تواند به حفظ بهتر دما، افزایش کارایی و اثربخشی فرایندهای ذخیره‌سازی حرارتی کمک کند [۲۲]. شرایط اولیه در این مدل‌سازی به صورت تابع پله‌ای برای نشان دادن طبقه‌بندی سیال در نظر گرفته شده است. شرایط اولیه برای سیال و دیواره عبارت‌اند از:

$$T_w = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6)$$

$$\text{if } (X[i] < L / 2.0) \quad T[i] = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{, else } T[i] = 5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (7)$$

[۶]

در ذخیره‌سازی سرمایشی، انرژی ناشی از انتقال حرارت بین سیال و محیط، از طریق سطوح بالا و پایین مخزن ذخیره‌سازی، با توجه به اختلاف دما بین المان موردنظر و دمای محیط به دست می‌آید. ضریب انتقال حرارت بین سیال و مخزن، به خصوصیات سیال و عدد رینولدز سیال بستگی دارد؛ به همین دلیل می‌توان از ارتباط عدد ناسلت که توسط بیژن [۲۳] معرفی شده است، استفاده کرد.

$$Nu_H = \frac{4}{3} \left[ \frac{7Ra_H Pr}{5(20+21Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4(272+315Pr)H}{35(64+63Pr)D} \quad (8)$$

که در آن،  $Nu_H = \frac{hH}{k}$  و  $h \cdot Ra_H = \frac{(g\beta\Delta TH^3)}{\alpha\theta}$

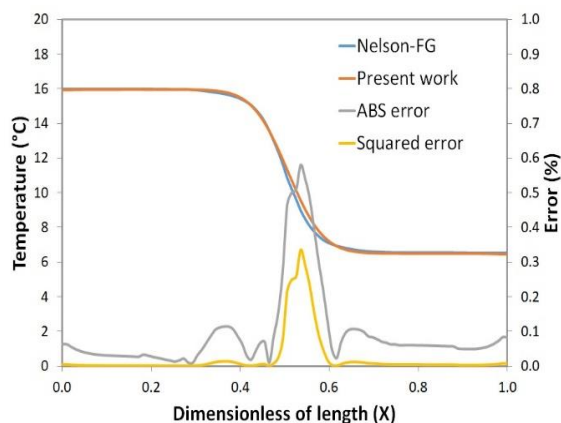
<sup>4</sup> Central Differencing Scheme

<sup>5</sup> Crank Nicolson

<sup>1</sup> convection

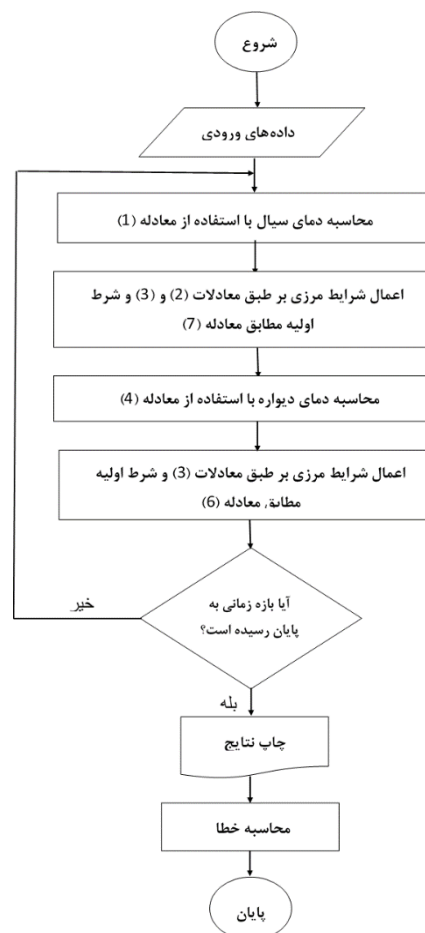
<sup>2</sup> upwind

<sup>3</sup> diffusion



شکل ۴- نمودار توزیع دما برحسب مختصات محوری بدون بُعد در همه حالات، شکل هندسی مخزن ثابت بوده، دیواره‌های مخزن، عایق در نظر گرفته شده و همچنین از انتقال حرارت جابه‌جایی بین ابتدا و انتهای مخزن با محیط صرف نظر شده است. مخزن به‌گونه‌ای پیش‌بینی گردیده که تنها دمای سیال بر دیواره مخزن اثرگذار است و با گذشت زمان، تغییر دما در هر قسمت از دیوار باعث تأثیر بر سایر قسمت‌ها و در نتیجه تغییرات سریع‌تر دما در قسمت‌های دیگر سیال می‌شود و این بر اهمیت تغییرات دمای دیواره می‌افزاید. در شکل (۵) تغییرات دمای دیواره برحسب طول بی‌بعد رسم شده است. در این تحلیل، طول مخزن (L) برابر ۱/۸ متر و ضخامت دیواره مخزن (δ) برابر ۶ میلی‌متر است که در هر سه حالت ثابت در نظر گرفته شده است. دمای دیواره مخزن ابتدا ۱۵°C است که پس از گذشت ۶ ساعت، تغییرات دمای دیواره برای جنس‌های مختلف رسم شده است. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد در مخزن فایبرگلاس تا  $X=0.4$  دما یکسان است و از  $X=0.4$  تا  $X=0.58$  ناحیه ترموکلین تشکیل شده، اما برای مخازن فولادی، ناحیه ترموکلین از  $X=0.32$  شروع می‌شود و تا  $X=0.7$  ادامه دارد و از شیب ملایم‌تری برخوردار است. طبقه‌بندی حرارتی در مخزن، موجب تأخیر در اختلاط سیال با دماهای مختلف می‌شود و در مخازن فایبرگلاس به دلیل بیشتر بودن شیب ناحیه ترموکلین، طبقه‌بندی حرارتی بهتری صورت می‌گیرد که این امر ناشی از ضریب هدایت حرارتی کمتر مخازن فایبرگلاس نسبت به مخازن فولادی است.

در شکل (۶) به بررسی تغییرات دمای سیال با دیواره عایق برای سه مخزن با جنس یکسان استنلس استیل پرداخته شده است.



شکل ۳- فلوچارت تخمین توزیع دما در مخزن

#### ۴- اعتبارسنجی

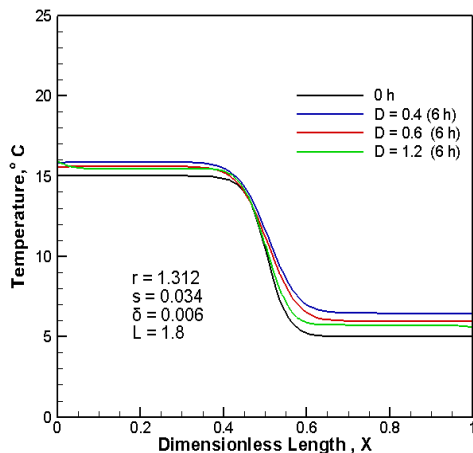
به‌منظور اعتبارسنجی مدل حاضر، مقایسه‌ای انجام شده است. با استفاده از مدل حاضر و نتایج به‌دست‌آمده، در بازه زمانی ۶ ساعت ارزیابی صورت گرفته است. شکل (۴) ارزیابی مقایسه‌ای بین شبیه‌سازی حاضر با مدل عددی نلسون [۶] را نشان می‌دهد. در این مجموعه داده‌ها دمای هوا ۲۵°C در نظر گرفته شده است. میزان خطا حاصل از این شبیه‌سازی با نتایج حاصل از نلسون در شکل (۴) نشان داده شده است. میزان خطا براساس روش میانگین مربعات (MSE)<sup>۱</sup> برابر ۰/۰۲ درصد است. درصد خطا با استفاده از روش قدر مطلق برابر ۰/۸۲ است که از میزان تطابق خوبی برخوردار است.

#### ۵- نتایج

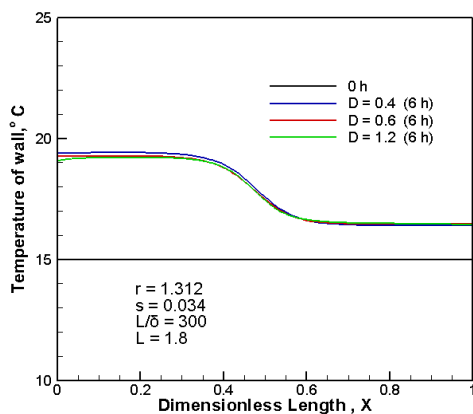
در شکل (۵) به بررسی تغییرات دمای دیواره مخزن با جنس‌های استنلی استیل (SS)، فولاد نرم (MS) و فایبرگلاس (FG) پرداخته شده است.

<sup>1</sup> Mean squared error

(L) و ضخامت دیواره ( $\delta$ ) و جنس مخزن یکسان در نظر گرفته شده و همچنین از انتقال حرارت جابه‌جایی سیال با محیط صرف‌نظر گردیده است. از نتایج حاصل می‌توان به تأثیر ناچیز قطر مخزن به تغییرات دمای دیواره پی برد که در هر قطری از مخزن، این تغییرات ناچیز و قابل صرف‌نظر شدن است. همان‌طور که در شکل (۶) نشان داده شده است، تغییرات قطر مخزن بیشتر بر هدایت حرارتی تأثیر می‌گذارد.

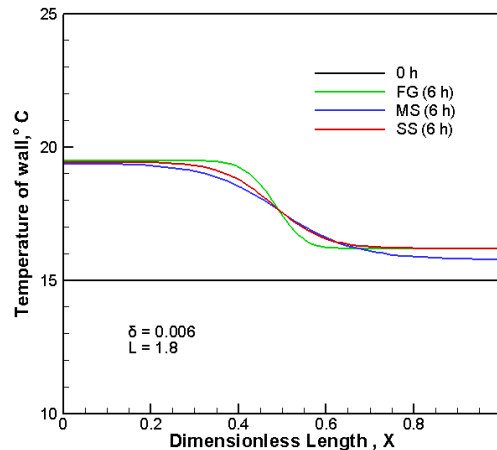


شکل ۵- تغییرات دمای دیواره بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت بین سیال و محیط برای سه مخزن با قطر متفاوت



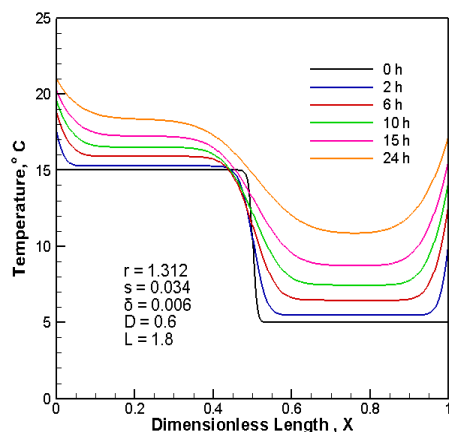
شکل ۶- تغییرات دمای دیواره بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت بین سیال و محیط برای سه مخزن با قطر متفاوت

در شکل (۸) به بررسی تغییرات دمای سیال در مخزن با جنس استنلس استیل با گذشت زمان پرداخته شده است. در این مطالعه، شکل مخزن ثابت و انتقال حرارت جابه‌جایی بین سیال و محیط لحاظ شده است. دیواره مخزن در ابتدا دارای دمای  $15^{\circ}\text{C}$  و به دلیل نشان دادن مخزن طبقه‌بندی شده، سیال درون مخزن دارای دمای  $5^{\circ}\text{C}$  و  $15^{\circ}\text{C}$  است که در ناحیه ترموکلین با یکدیگر در تماس هستند. با توجه به اینکه دمای محیط  $25^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته

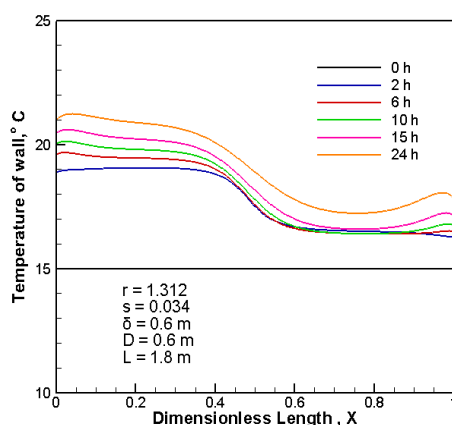


شکل ۷- تغییرات دمای دیواره بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت بین سیال و محیط برای جنس‌های مختلف

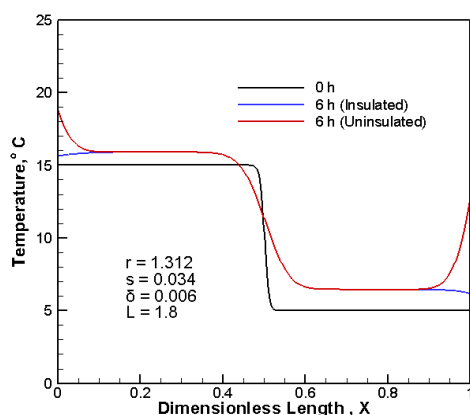
مخازن دارای جنس، ضخامت دیواره و طول یکسان با قطرهای متفاوت هستند. مخزن به گونه‌ای پیش‌بینی شده که تنها دمای دیواره مخزن بر سیال اثرگذار است. در این تحلیل، دیواره مخزن، عایق فرض شده است. انتشار حرارتی درون سیال به دلیل اختلاف درجه حرارت بین لایه‌های سیال است. ابتدا مخزن دارای آب  $5^{\circ}\text{C}$  و  $15^{\circ}\text{C}$  است که توسط ناحیه ترموکلین از یکدیگر جدا شده‌اند. تغییرات دمای سیال برای این سه مخزن پس از گذشت ۶ ساعت در شکل ۶ نشان داده شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد تغییرات قطر و در نتیجه تغییرات نسبت طول به قطر ( $L/D$ ) موجب تغییرات دمای سیال می‌شود. کاهش قطر مخزن موجب افزایش نسبت  $L/D$  می‌گردد. عدد بایوت اصلاح شده ( $Bi_m$ ) متأثر از نسبت طول به قطر مخزن است. افزایش  $L/D$  موجب افزایش عدد بایوت اصلاح شده و در نتیجه افزایش شیب ناحیه ترموکلین می‌شود. مخزن با قطر  $0.4$  متر ناحیه ترموکلین بین  $X=0.4$  و  $X=0.6$  تشکیل شده است و شیب بیشتری نسبت به مخزن با قطر  $1.2$  متر دارد. در مخزن با قطر  $1.2$  متر نسبت طول به عرض ( $L/D$ ) به دلیل ثابت بودن  $L$  در هر سه مخزن، نسبت به سایر مخازن با قطرهای  $0.4$  و  $0.6$  کوچک‌تر است و ناحیه ترموکلین آن از شیب کمتری برخوردار است. در مخزن کم‌عمق به دلیل کاهش نسبت طول به قطر و در نتیجه کاهش عدد بایوت اصلاح شده، هدایت حرارتی ناشی از دیواره افزایش می‌یابد و در نتیجه موجب اختلاط سریع‌تر لایه‌های سیال با دمای مختلف می‌شود. در شکل (۷) به بررسی تغییرات دمای دیواره مخزن با در نظر گرفتن عایق بودن آن پرداخته شده است. در همه حالات طول مخزن



شکل ۸- تغییرات دمای سیال با در نظر گرفتن انتقال حرارت سیال با محیط



شکل ۹- تغییرات دمای دیواره با در نظر گرفتن انتقال حرارت سیال با محیط



شکل ۱۰- تغییرات دمای سیال با در نظر گرفتن انتقال حرارت سیال با محیط

بالا رفتن دمای دیواره مخزن موجب ایجاد اختلاف دمای بیشتر بین سیال و دیواره می شود و در نتیجه، دمای سیال با سرعت بیشتری افزایش می یابد و این تغییرات باعث کاهش شیب ناحیه ترموکلین و در نتیجه، اختلاط زودتر سیال با دماهای مختلف و از بین رفتن طبقه بندی حرارتی

شده و از دمای سیال درون مخزن بالاتر است، در ابتدا و انتهای مخزن که انتقال حرارت جابه جایی با محیط اتفاق می افتد، تغییرات دمای سیال بیشتر است و روند افزایش دما در ابتدا و انتهای مخزن سریع تر اتفاق می افتد و موجب افزایش شیب نمودار دما در  $X=0$  و  $X=1$  می شود. این روند افزایش نسبت به سایر قسمت های مخزن بیشتر است و باعث می شود سیال درون مخزن تحت تأثیر انتقال حرارت بیشتری قرار بگیرد و تغییرات دما درون مخزن با سرعت افزایش پیدا کند. طبق نتایج به دست آمده در شکل (۸) پس از گذشت زمان های طولانی تر، شیب نمودار در نقاط بیشتری افزایش می یابد. پس از گذشت ۶ ساعت در  $X=0$  تا  $X=0.4$  شیب نمودار تغییرات دما نسبت به سایر قسمت ها افزایش می یابد و همچنین در انتهای مخزن، یعنی  $0.9$  تا  $X=1$  شیب دارای افزایش است و دمای سیال به سمت هم دمایی با محیط پیش می رود. به همین دلیل پیشنهاد می گردد مخزن تا حد امکان عایق در نظر گرفته شود تا از انتقال حرارت بین محیط بیرون و سیال جلوگیری گردد. انتقال حرارت ناشی از انتقال حرارت جابه جایی علاوه در شکل (۹) با در نظر گرفتن انتقال حرارت جابه جایی در معادله (۲) و (۳)، تغییرات دمای دیواره پس از گذشت زمان بررسی شده است. مخزن از جنس استنلس استیل بوده، از یک مخزن با شکل هندسی ثابت در تمام حالت ها استفاده شده است. مخزن به گونه ای در نظر گرفته شده است که انتقال حرارت از ابتدا و انتهای مخزن نیز صورت می گیرد. اهمیت تغییرات دمای دیواره به دلیل تأثیر انتقال حرارت ناشی از جابه جایی و هدایت بین دیواره مخزن و سیال است. بر سیال، بر تغییرات دمای دیواره مخزن نیز اثرگذار است. دیواره مخزن در زمان صفر دارای دمای ثابت  $15^{\circ}\text{C}$  در سرتاسر مخزن بوده، محیط اطراف در زمان صفر، دارای دمای  $25^{\circ}\text{C}$  است. دیواره مخزن دارای انتقال حرارت هدایتی و جابه جایی با محیط و همچنین با سیال درون مخزن است. در نیمه بالایی مخزن ( $X=0$  تا  $X=0.5$ ) که  $X$  بیانگر طول بی بعد است) که دیواره مخزن با سیال  $15^{\circ}\text{C}$  در ارتباط است و در نیمه پایینی مخزن ( $X=0.5$  تا  $X=1$ ) که دیواره با سیال  $5^{\circ}\text{C}$  در ارتباط است، موجب پلکانی شدن تغییرات دمای دیواره می گردد. به دلیل انتقال حرارت با محیط، تغییرات دمای دیوار در ابتدا و انتهای مخزن دارای شیب بیشتری است و موجب هم دمایی زودتر آن با محیط اطراف می شود.



حداکثر ظرفیت زمانی محاسبه می‌شود که  $T(x)$  برابر با حداقل دما در کل مخزن ذخیره‌سازی باشد. همان طور که در شکل (۱۱) نشان داده شده است، تغییرات ظرفیت حرارتی با گذشت زمان، نزولی است و پس از گذشت ۲۴ ساعت، این ظرفیت به میزان قابل توجهی کاهش داشته است.

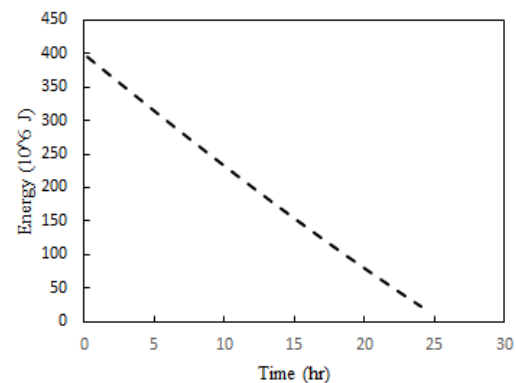
### ۶- نتیجه‌گیری

مدل یک‌بعدی حاضر شامل انتقال حرارت هدایتی، انتقال حرارت جابه‌جایی سیال با جداره مخزن و محیط در نظر گرفته شده و با مدل‌های مربوط به ذخیره‌سازی آب سرد تحقیقات پیشین مقایسه گردیده است. سیستم‌های ذخیره‌سازی طبقه‌بندی حرارتی، از وابستگی دما به چگالی آب استفاده می‌کنند و امکان ذخیره‌سازی آب با اختلاف دمای محسوس را در یک مخزن دارند. منطقه واسط آب گرم و سرد در مخزن ذخیره‌سازی که دارای گرادیان دمای زیادی است، ناحیه ترموکلین نامیده می‌شود و ضخامت آن باید تا حد ممکن کوچک باشد تا سیستم ذخیره‌سازی طبقه‌بندی شده، عملکرد خوبی داشته باشد. در این مقاله به بررسی عوامل تأثیرگذار بر توزیع دمای مخزن، به‌ویژه ناحیه ترموکلین پرداخته شده است. در مرحله اول، اثر جنس مخزن مورد بررسی قرار گرفته است. برای این امر، از سه مخزن با جنس‌های استنلس استیل، فولاد نرم و فایبرگلاس استفاده شده است. نتایج مدل‌سازی نشان داد که ضخامت ناحیه ترموکلین در مخزن فایبرگلاس کمتر است و در نتیجه، این مخزن، طبقه‌بندی حرارتی بهتری را ایجاد خواهد کرد. در مرحله بعد، اثر پارامترهای فیزیکی، نظیر قطر مخزن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاکی از تأثیر ناچیز این پارامترها بود. در مرحله بعدی، به بررسی اثر انتقال حرارت جابه‌جایی پرداخته شد. نتایج بیانگر اختلاف محسوس در توزیع دمای مخزن با اعمال این پارامتر است که می‌تواند برای به دست آوردن داده‌هایی با دقت بالا در مدل‌سازی مخزن ذخیره‌سازی حرارتی مورد استفاده قرار گیرد.

### ۷- فهرست علائم

A	مساحت، $m^2$
K	هدایت حرارتی، $W/m.K$
h	ضریب انتقال حرارت، $W/(K.m^2)$

می‌گردد. در شکل (۱۰)، به مقایسه تغییرات دمای سیال تحت تأثیر انتقال حرارت جابه‌جایی در طول مخزن پرداخته شده است. در حالت استفاده از عایق (Insulated) تمامی سطح جانبی شامل دیواره و سطح بالا و پایین مخزن عایق‌پوش است و در حالت غیرعایق (Uninsulated) در تمامی سطوح انتقال حرارت جابه‌جایی اعمال شده است. همان طور که در شکل (۱۰) نشان داده شده است، در حالت Uninsulated در ابتدای مخزن، یعنی  $X=0$  تا حدود  $0.1 \cdot X=0.7$  و همچنین در انتهای مخزن در بازه  $X=0.7$  تا  $X=1$  نمودار تغییرات دما دارای شیب تندتری نسبت به سایر قسمت‌هاست. همچنین در ناحیه ترموکلین شیب این ناحیه کاهش یافته، ضخامت ناحیه افزایش می‌یابد. در حالت Insulated مخزن در ابتدا و انتها عایق در نظر گرفته شده است. در این حالت، شیب ناحیه ترموکلین تند و ضخامت این ناحیه کم است که موجب اختلاط دیرتر لایه‌های سیال با دمای مختلف می‌گردد.



شکل ۱۱- تغییرات ظرفیت حرارتی سیال با گذشت زمان

برای بررسی ظرفیت حرارتی مخزن و تغییرات آن پس از گذشت زمان‌های مختلف، می‌توان تغییرات ظرفیت حرارتی ( $\bar{E}$ ) و حداکثر ظرفیت حرارتی ( $\bar{E}_{max}$ ) مخزن را با توجه به جهت عمودی ( $x$ ) و فرض اینکه هیچ تغییر درجه حرارت بین خط وسط مخزن و دیوار وجود ندارد، می‌توان محاسبه کرد. این فرض را می‌توان با عدد بایوت اعتبار بخشید که برای نشان دادن آثار محوری از عدد بایوت اصلاح شده ( $Bi_m$ ) استفاده می‌شود [۲۴]. این معادله با توجه به  $dx$  در ارتفاع کل مخزن به دست می‌آید.

$$E, E_{max} = \int_0^L \rho \cdot C \cdot A \cdot (T(x) - T_{max}) dx \quad (9)$$

$$Bi_m = \frac{h_0 L^2}{k_w \delta}$$

ضخامت دیواره مخزن، m	$\delta$	طول مخزن ذخیره حرارتی، m	L
سیال	زیرنویس	قطر مخزن ذخیره حرارتی، m	D
دیوار	f	نسبت هدایت حرارتی، $\frac{k_f}{k_w}$	s
بالا	w	نسبت ظرفیت حرارتی ویژه، $\frac{\rho_f c_f}{\rho_w c_w}$	r
پایین	t	دمای آب، °C	T
داخل	b	دمای دیوار، °C	$T_w$
خارج	i	مختصات محوری بدون بُعد، x/L	X
محیط	o	مختصات محوری، m	x
	$\infty$		علائم یونانی
		چگالی، $\text{kg/m}^3$	$\rho$
		انتشار حرارتی، $\text{m}^2/\text{s}$	$\alpha$

## مراجع

- [1] L. Yang, H. Yan and J.C. Lam, "Thermal comfort and building energy consumption implications—a review", *Applied energy*, Vol. 115, 2014, pp. 164-173.
- [2] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz and C. Pout, "A review on buildings energy consumption information", *Energy and buildings*, Vol. 40, No. 3, 2008, pp. 394-398.
- [3] B. Zalba, J.M. Marin, L.F. Cabeza and H. Mehling, "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications", *Applied thermal engineering*, Vol. 23, No. 3, 2003, pp. 251-283.
- [4] D. Gibb, M. Johnson, J. Romani, J. Gasia, L.F. Cabeza and A. Seitz, "Process integration of thermal energy storage systems—Evaluation methodology and case studies", *Applied energy*, Vol. 230, 2018, pp. 750-760.
- [5] S. Hasnain, "Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part II: cool thermal storage", *Energy conversion and management*, Vol. 39, No. 11, 1998, pp. 1139-1153.
- [6] J. Nelson, A. Balakrishnan and S.S. Murthy, "Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 1, 1999, pp. 89-115.
- [7] M.A. Rosen, "The exergy of stratified thermal energy storages", *Solar energy*, Vol. 71, No. 3, 2001, pp. 173-185.
- [8] I. Dincer, "On thermal energy storage systems and applications in buildings", *Energy and buildings*, Vol. 34, No. 4, 2002, pp. 377-388.
- [9] K. Osman, S.M.N. Al Khairred, M.K. Ariffin and M.Y. Senawi, "Dynamic modeling of stratification for chilled water storage tank", *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 11, 2008, pp. 3270-3273.
- [10] M.Y. Haller, C.A. Cruickshank, W. Streicher, S.J. Harrison, E. Andersen and S. Furbo, "Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes—review and theoretical comparison", *Solar Energy*, Vol. 83, No. 10, 2009, pp. 1847-1860.
- [11] زهره شیخ خوزانی، خسرو حسینی و مهدی رحیمیان، «مدل سازی بهره برداری از مخازن چندمنظوره به روش پویایی سیستم»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۸، شماره ۲۱، ۱۳۸۹، صفحه ۵۷-۶۵.
- [12] C. Rathgeber, E. Lävemann and A. Hauer, "Economic top-down evaluation of the costs of energy storages—A simple economic truth in two equations", *Journal of Energy Storage*, Vol. 2, 2015, pp. 43-46.
- [13] Z.J. Yu, G. Huang, F. Haghghat, H. Li and G. Zhang, "Control strategies for integration of thermal energy storage into buildings: State-of-the-art review", *Energy and Buildings*, Vol. 106, 2015, pp. 203-215.
- [14] B. Cui, D.-c. Gao, F. Xiao and S. Wang, "Model-based optimal design of active cool thermal energy storage for maximal life-cycle cost saving from demand management in commercial buildings", *Applied Energy*, Vol. 201, 2017, pp. 382-396.
- [15] سید علیرضا ذوالفقاری، مهران سعادت‌نسب و الهه نوروزی جاجرم، «بررسی تأثیر استفاده از نماهای دوپوسته سبز بر مصرف انرژی ساختمان‌های بلندمرتبه در شرایط اقلیمی تهران»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۷، شماره ۵۶، ۱۳۹۸، صفحه ۵۱-۶۱.

- [16] X. Song, L. Liu, T. Zhu, S. Chen and Z. Cao, "Study of economic feasibility of a compound cool thermal storage system combining chilled water storage and ice storage", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 133, 2018, pp. 613-621.
- [17] J. Raccanello, S. Rech and A. Lazzaretto, "Simplified dynamic modeling of single-tank thermal energy storage systems", *Energy*, 2019.
- [18] P. Feng, B. Zhao and R. Wang, "Thermophysical heat storage for cooling, heating, and power generation: A review", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 166, 2020, p. 114728.
- [۱۹] صاحبہ یوسفی، مسعود مفرحی و حسین رھیدہ، «مدل سازی فرایند پر شدن و تخلیة مخزن ذخیره سازی گاز طبیعی جذب شده»، *مجله مدل سازی در مهندسی*، دوره ۱۶، شماره ۵۴، ۱۳۹۷، صفحه ۳۰۹-۳۲۶.
- [20] J.S. Caldwell and W.P. Bahnfleth, "Identification of mixing effects in stratified chilled-water storage tanks by analysis of time series temperature data", *ASHRAE Transactions*, Vol. 104, 1998, p. 366.
- [21] S. Alizadeh, "An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank", *Solar Energy*, Vol. 66, No. 6, 1999, pp. 409-421.
- [22] M.A. Rosen, R. Tang and I. Dincer, "Effect of stratification on energy and exergy capacities in thermal storage systems", *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, No. 2, 2004, pp. 177-193.
- [23] A. Bejan, *Convection heat transfer*, John wiley & sons, 2013.
- [24] Y. Han, R. Wang and Y. Dai, "Thermal stratification within the water tank", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, No. 5, 2009, pp. 1014-1026.
- [25] A. Lake and B. Rezaie, "Energy and exergy efficiencies assessment for a stratified cold thermal energy storage", *Applied energy*, Vol. 220, 2018, pp. 605-615.