

Using bidirectional flow to improve thermal efficiency of plate heat exchangers containing phase change materials

Mostafa Rahimi^{1*}, Pouriya Salimi²

^{1,2} Mechanical Engineering Department, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

ABSTRACT

Thermal efficiency of a flat heat exchanger containing phase change material (PCM) was investigated numerically at the present study. A new idea was proposed in which air flow through the passages embedded between the PCM chambers was modified as bidirectional flow. Three different lengths of 0.5, 1 and 1.5 m were assumed for the heat exchanger and both of one-directional and bidirectional flow modes were examined in each case. Three values of 5000, 10000 and 15000 were considered for the Reynolds number of the airflow. Transient numerical analysis was conducted using Fluent 6.3 software. For $Re=10000$, it was found that the average heat transfer rate to the air flow decreases sharply from 280 W at the beginning of the freezing process to less than 80 W at the final stages. This was improved when using the bidirectional flow concept for all examined conditions so that, the time required for complete solidification was reduced by about 14, 19 and 22% for three heat exchanger lengths, respectively. According to the results, the positive effect of bidirectional flow on the efficiency of the heat exchanger was greater for the lower air velocities and the larger lengths.

KEYWORDS

Phase change materials, Heat/cold storage, Air heat exchanger, Bidirectional flow, Convective heat transfer.

* Corresponding Author: Email: Rahimi@uma.ac.ir

1. Introduction

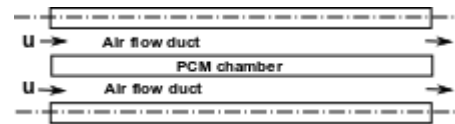
The increasing need for energy consumption and the limitations of fossil fuels resources and also disadvantages of its application necessitate researchers to seek suitable alternatives for energy sources. Renewable energies have been recognized as a suitable alternative and as a result, its utilization and storage become very important. One of the methods of renewable energy storage is the use of phase change materials (PCM). In this method, using heat exchangers containing PCM, heat/cold could be restored at PCM to be released when needed. It has been shown that the thermal efficiency of this type of exchangers depends mainly on the geometrical parameters, the velocity and the temperature of the ambient air flow passing through the exchanger [1-3]. Numerous experimental and numerical researches have been conducted to study and improve the efficiency of this type of exchangers and the details could be found in published review papers [4-6].

The results of the several published studies reveal that for a specified geometry and also for prescribed air flow conditions, the heat transfer rate is higher at the vicinity of the inlet section of the plate heat exchangers. As a result phase changing process is first completed at this region so that the heat transfer rate between the exchanger surfaces and the air flow reduces considerably as time proceeds. This reduces the overall thermal performance of the heat exchanger. In order to improve this deficiency by establishing nearly constant heat transfer rate in the heat exchanger, a new idea was proposed in which, the usual one-directional flow was replaced by a reciprocating bidirectional flow. In the proposed design, which is carried out with constant air flow rate, the air flows from the top of the PCM chamber towards the end of the heat exchanger and then it is returned back from the bottom side of the chamber towards the beginning of the heat exchanger. The effect of this new proposed idea on the thermal efficiency of a plate heat exchanger was investigated numerically at the present study.

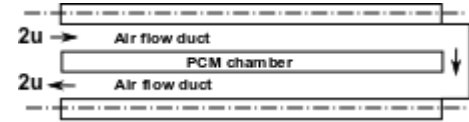
2. Methodology

Figure 1 shows a schematic of several chambers containing PCM and the air passages embedded between them. The usual one-directional flow and the proposed idea of bidirectional flow are presented in part (a) and (b) of this figure, respectively. Three lengths of 0.5, 1, and 1.5 m were assumed for the heat exchanger. The thickness of the PCM (paraffin) inside each chamber was supposed to be 20 mm and the wall thickness of the chamber made from steel sheet was

considered to be 1 mm. The air gap between the chambers was also assumed to be constant and equal to 10 mm. Three values of 5000, 10000, and 20000 were considered for the Reynolds number (in the turbulent flow range) based on which the average air flow velocity through the duct was evaluated. The initial temperature for all components of the heat exchanger was assumed to be 30°C and the inlet air temperature for solidification process of the paraffin was assumed to be 19°C. It should be mentioned that all the geometric dimensions and the thermal values were specified based on the information provided by Rajagopal et al. [2].



a) Schematic of a part of the common plate heat exchanger geometry



b) The idea of bidirectional flow for this part of the heat exchanger

Figure 1: Schematic of a part of the heat exchanger for conventional unidirectional and bidirectional flow considered at the present study

For the air flow shown in Figure 1, the conservation equations of mass, momentum, and energy were considered in two-dimensional form in Cartesian coordinate. These equations were simplified using constant physical properties and constant density assumptions. Moreover, the effect of gravity and the viscous effect was also ignored. Boundary conditions were specified as the prescribed velocity and temperature at the inlet, no slip velocity components at the wall and the ambient pressure at the exit surfaces. Thermal boundary condition between the air duct and the PCM chamber was coupled and the energy conservation equation was only solved in the PCM side. The latent and sensible heat values were taken into account in the energy conservation equation so that the percentage of the liquid and solid phases of the PCM was specified in each time.

Based on the grid independency procedure, a suitable grid was adopted for the computational domain including the PCM chamber and the air duct. Governing equations with appropriate boundary conditions were solved using Fluent 6.3 software. In the transient

analysis, the pressure-based and implicit method was used. The convergence of the solution was ensured at each time step by performing sufficient iterations. Results and discussions

The results of analysis as the variations of the exit air temperature and the temperature at end section of the PCM chamber were compared with the experimental results provided by Rajagopal [4] and a good consistency was observed between the results.

3. Results and discussions

Figure 3 presents the paraffin liquid phase percentages with time proceeding in the solidification Process for both one-directional and bidirectional flows. These results show that the paraffin solidifies very slowly at the final stages of the solidification process, due to the reduction in the intensity of heat transfer to the air flow in one-directional heat exchanger. As a result, thermal efficiency of the heat exchanger reduces significantly at this stage. Similar results obtained for bidirectional flow presents approximately linear variations for the liquid percentage by time even at the final stages of solidification process. This is related to the air flow pattern established within the heat exchanger so that the average heat transfer rate to the air flow is almost constant.

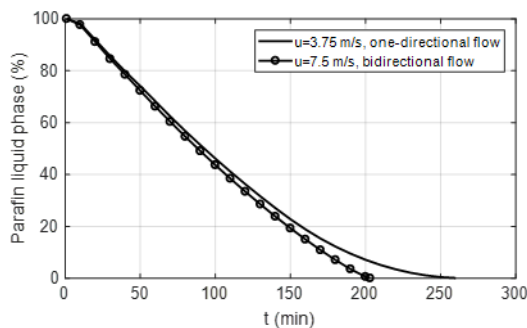


Figure 3: Variations of the liquid phase percentage of paraffin with time, $Re=5000$, 10000 , $L=1.5$ m

4. Conclusions

It can be concluded that the idea of bidirectional flow can improve thermal efficiency of plate heat exchangers. This improvement effect is considerable for lower air velocities and longer heat exchangers. Based on the results, the time required for complete solidification were reduced by 16.6, 19 and 23 percent for $Re=5000$ and for 0.5, 1 and 1.5 m of heat exchanger lengths using bidirectional flow pattern.

5. References

- [1] B. Zalba, J.M. Marín, L.F. Cabeza, H. Mehling, Free-cooling of buildings with phase change materials, *International Journal of Refrigeration*, 27(8) (2004) 839-849.
- [2] M. Rajagopal, R. Dinesh Babu, V. Antony Aroul Raj, R. Velraj, Investigation on phase change material-based flat plate heat exchanger modules for free cooling applications in energy-efficient buildings, *Advances in Building Energy Research*, 11(2) (2017) 282-304.
- [3] A.R. Darzi, S. Moosania, F. Tan, M. Farhadi, Numerical investigation of free-cooling system using plate type PCM storage, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48 (2013) 155-163.
- [4] M. Dardir, K. Panchabikesan, F. Haghighat, M. El Mankibi, Y. Yuan, Opportunities and challenges of PCM-to-air heat exchangers (PAHXs) for building free cooling applications—A comprehensive review, *Journal of Energy Storage*, 22 (2019) 157-175.
- [5] M. Iten, S. Liu, A. Shukla, A review on the air-PCM-TES application for free cooling and heating in the buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 61 (2016) 175-186.
- [6] B.E. Kareem, A.M. Adham, B.N. Yaqob, Thermal performance of Phase Change Material to Air Heat Exchanger (PAHX): State of the art review, *Energy Storage and Saving*, 4 (2025) 264-283.

استفاده از جریان دوسویه به منظور اصلاح کارایی حرارتی مبدل‌های تخت حاوی مواد

تغییر فاز دهنده

مصطفی رحیمی^۱، پوریا سلیمی^۱

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، rahimi@uma.ac.ir

چکیده

در پژوهش حاضر کارایی حرارتی یک مبدل تخت حاوی مواد تغییر فاز دهنده (پارافین) به طریق عددی و با هدف بهبود عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور از ایده‌ای جدید بنام جریان دوسویه در اطراف محفظه‌های حاوی پارافین استفاده گردید. به ازای ضخامت معین برای محفظه حاوی پارافین و نیز مجرای هوا، سه مقدار ۰/۵، ۱ و ۱/۵ متر برای طول مبدل در نظر گرفته شد و هر کدام در دو حالت جریان یک‌سویه و دوسویه مورد بررسی قرار گرفت. سرعت جریان هوا معادل با اعداد رینولدز ۵۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ محاسبه گردید. با انجام تحلیل عددی گذرا در محیط نرم افزار فلونت، نتایج نشان داد که برای عدد رینولدز ۱۰۰۰ شدت انتقال حرارت متوسط به جریان هوا از ۲۸۰ وات در ابتدای پروسه انجماد به کمتر از ۸۰ وات در مراحل پایانی رسیده است. هنگام استفاده از ایده جریان دوسویه با هندسه و دبی جریان ثابت برای مبدل، زمان لازم برای انجماد کامل به ترتیب از ۱۸۰، ۲۲۰ و ۲۶۰ دقیقه با کاهشی در حدود ۱۴، ۱۹ و ۲۲ درصد نتیجه شد. بر اساس این نتایج، با کاهش سرعت جریان هوا و نیز افزایش طول مبدل، تاثیر دوسویه بودن جریان در جهت اصلاح کارایی مبدل بیشتر بود.

کلمات کلیدی

مواد تغییر فاز دهنده، ذخیره سرما و گرما، مبدل حرارتی هوا، جریان دوسویه، انتقال حرارت جابجایی.

با افزایش روزافزون نیاز به انرژی و محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و آلودگی ناشی از آنها، اغلب کشورهای جهان با مشکل مدیریت منابع انرژی مواجه هستند. بر این اساس، اقدامات زیادی در جهت کاهش مصرف انرژی و نیز افزایش بهره‌وری تجهیزات مربوط به آن صورت گرفته‌است. استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و بکارگیری روش‌های ذخیره سازی انرژی اهمیت فراوانی پیدا کرده‌است. بررسی متون مربوطه نشان می‌دهد که پرمصرف ترین بخش انرژی در ساختمانها، سیستمهای مربوط به گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع هستند که حدود ۴۰ درصد از انرژی مصرفی ساختمانها را به خود اختصاص می‌دهد. استانداردهای بالاتر زندگی به همراه کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، پژوهشگران و مهندسان را وادار کرده‌است که تمرکز بیشتری بر روی مدیریت مصرف انرژی در ساختمانها و نیز استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر داشته باشند.

ذخیره سازی انرژی حرارتی با بکارگیری مواد تغییر فاز دهنده برای کنترل دما و نیز بهبود کارایی تجهیزات مربوط به سیستم‌های تهویه مطبوع در ساختمانها به کاهش مصرف انرژی منجر می‌شود. سرمایش آزاد^۱ به حالتی اطلاق می‌شود که در آن در فصل گرما و در ساعات شبانه، سرما در درون یک مبدل حاوی مواد تغییر فاز دهنده ذخیره می‌شود تا در ساعات گرم روز برای سرمایش فضاهای داخلی مورد استفاده قرار گیرد. استفاده از مواد تغییر فاز دهنده مانند پارافین که دمای انجماد و ذوب آن متناسب با دمای محیط در شب و نیز دمای فضاهای داخل در روز می‌باشد در مبدل‌های حرارتی تحت معمول می‌باشد. در این نوع از مبدل‌های حرارتی، مواد تغییر فاز دهنده درون محفظه‌های بسته اغلب به شکل مکعب مستطیل و به ضخامت چند سانتی متر قرار می‌گیرد. بر اساس ظرفیت و سایر ویژگی‌های مدنظر برای مبدل، سایر ابعاد محفظه و نیز تعداد و نحوه چینش آنها درون یک مبدل همچنین ضخامت مجرای هوای عبوری از بین این محفظه‌ها طراحی و تعیین می‌گردد.

مطالعات متعددی خصوصاً در دهه‌های اخیر در خصوص بررسی و بهینه سازی ویژگی‌های مربوط به مبدل‌های تخت هوا-مواد تغییر فاز دهنده انجام گرفته‌است. زلبا و همکاران [۱] خصوصیات یک مبدل تخت از جمله نسبت انرژی به حجم، زمان تخلیه و ذخیره سازی سرما و نیز هزینه‌های ساخت چنین مبدلی را بصورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که در مرحله ذخیره سازی سرما ضخامت مواد تغییر فاز دهنده، دما و دبی هوای مورد استفاده به ترتیب پارامترهای موثر می‌باشند. در حالی که در مرحله آزادسازی سرما درجه حرارت هوای ورودی بیش از سایر پارامترها اهمیت دارد. دبی هوای مورد استفاده در تحقیق مذکور دو مقدار ۱۰۰ و ۱۵۰ مترمکعب بر ساعت بود. مصفا و همکاران [۲] در یک مطالعه عددی بهینه سازی کارایی یک مبدل تخت هوا-مواد تغییر فاز دهنده را مورد بررسی قرار دادند. بر اساس نتایج بدست آمده، ابعاد بهینه‌ای را برای محفظه‌های حاوی مواد تغییر فاز دهنده و نیز ضخامت مجرای هوای بین این محفظه‌ها پیشنهاد نمودند. همچنین نتیجه گرفتند که استفاده از دو نوع مواد تغییر فاز دهنده در دو محفظه جدا که بصورت سری در امتداد جریان هوا قرار می‌گیرند می‌تواند کارایی مبدل را افزایش دهد. در یک مطالعه مشابه عددی-تجربی، دولادو و همکاران [۳] به بررسی برخی پارامترهای موثر بر عملکرد حرارتی یک مبدل تخت هوا-مواد تغییر فاز دهنده پرداختند. در قسمت عددی اثراتی از جمله متغیر بودن ضریب هدایت حرارتی ماده تغییر فاز دهنده با دما، اثر حرارت باقی مانده در منحنی دما-انتالپی و نیز کنوکسیون در درون ماده تغییر فاز دهنده در مدل اعمال گردید. نتایج نشان داد که افزایش ضریب هدایت حرارتی ماده تغییر فاز دهنده برخلاف اثر هیستریزس تاثیر چندانی بر روی عملکرد حرارتی مبدل ندارد. نتایج حاصل از بکارگیری مدل عددی و نتایج تجربی برای توان حرارتی مبدل در یک سیکل کامل، حداکثر با ۱۲ درصد اختلاف حاصل گردید. راجاگوپال و همکاران [۴] با استفاده از نرم افزار فلوئنت به بررسی ویژگی‌های یک مبدل تخت هوا-مواد تغییر فاز دهنده پرداختند. تغییرات شار حرارتی در طول مجرای هوا و نیز در زمان‌های مختلف از مراحل ذخیره و آزادسازی سرما بدست آورده شد و با استفاده از آن داده‌ها، متوسط شدت انتقال حرارت بین جریان هوا و مواد تغییر فاز دهنده به ازای مقادیر مختلف از سرعت و دمای هوای ورودی محاسبه گردید. نتایج آنها نشان داد که شار حرارتی خروجی از سطح محفظه در طول مرحله انجماد، به ازای سرعت‌های پایین هوا بیشتر مشهود می‌باشد. به منظور اعتبارسنجی نتایج، محققین یک وسیله آزمایشی شامل هواساز، کانال هوا و مخزن حاوی محفظه‌های پر شده با مواد تغییر فاز دهنده را در اشل حقیقی ساخته و آن را مورد آزمایش قرار دادند. نتایج تجربی شامل متوسط دمای هوای خروجی از مجرای بین دو محفظه و نیز دمای بخش انتهایی مواد تغییر فاز دهنده بود. ربینا تاج

¹ Free cooling

و همکاران [۵] با استفاده از نرم افزار فلونت به مطالعه عددی یک مبدل تخت هوا- مواد تغییر فاز دهنده با هدف بهینه سازی مبدل پرداختند. آنها نتیجه گرفتند که با افزایش دبی جریان هوا، توان سرمایشی مبدل اضافه می شود. همچنین بیان نمودند که ضخامت لایه ماده تغییر فاز دهنده نقش مهمی در کارایی حرارتی مبدل دارد و البته با اضافه شدن ضخامت لایه ماده تغییر فاز دهنده زمان لازم برای ذوب شدن این ماده در ضمن مرحله آزاد سازی سرما بطور خطی افزایش می یابد. در دیر و همکاران [۶] در یک مطالعه عددی و تجربی با لحاظ نمودن انتقال حرارت تابشی از اجزای یک مبدل تخت هوا- مواد تغییر فاز دهنده سعی نمودند تا کارایی مبدل را ارتقا دهند. آنها در مدلسازی عددی خود فرض نمودند که محفظه حاوی ماده تغییر فاز دهنده در قسمتی از پوسته خارجی ساختمان طوری قرار گرفته که یک سطح آن در ارتباط با فضای آزاد باشد. بطوریکه جریان هوای اجباری در قسمت پایین محفظه و کنوکسیون آزاد توام با تابش به محیط، از قسمت بالای این محفظه بطور همزمان به تشدید انتقال حرارت منجر شود. در ادامه این مطالعه تاثیر پروفیل های سرعت و دمای هوای ورودی بر روی کارایی حرارتی مبدل بررسی گردید و نتیجه گرفته شد که تاثیر تابش در مرحله ذخیره سازی سرما در طول شب مخصوصا در سرعت های پایین هوای ورودی به مبدل می تواند کارایی مبدل را بهبود بخشد. کوزاک و همکاران [۷] مطالعه ای عددی- تجربی در خصوص یک مبدل حرارتی تخت هوا- ماده تغییر فاز دهنده انجام دادند. مخزن حاوی محفظه های پر شده از مواد تغییر فاز دهنده، مجهز به تیغه هایی بود که هوا از بین این تیغه ها جریان پیدا می کرد. مقایسه نتایج تجربی با مدلسازی عددی نشان داد که لحاظ نمودن کنوکسیون درون ماده تغییر فاز دهنده، تاثیر قابل توجهی بر نتایج ندارد. با استفاده از آنالیز ابعادی، آنها درصد مذاب در زمان های مختلف و نیز عدد ناسلت را بصورت تابعی پیچیده از پارامترهایی از جمله عدد فوریه و فرم اصلاح شده عدد استفان در نظر گرفتند. وکاس و کومار [۸] با استفاده از یک مدل سازی عددی ساده، تاثیر دمای ذوب ماده تغییر فاز دهنده و نیز دبی جریان هوا را در کارایی یک مبدل تخت هوا- ماده تغییر فاز دهنده بررسی نمودند. در مطالعه آنان از روابط تجربی توزیع عدد ناسلت برای جریان در هم استفاده گردید. آنها نتیجه گرفتند که وقتی دمای ذوب ماده تغییر فاز دهنده برابر دمای آسایش حرارتی در گرم ترین ماه تابستان باشد کارایی واحد ذخیره سرما بیشینه خواهد بود.

دالایر و همکاران [۹] در یک مطالعه تجربی دو محفظه حاوی مواد تغییر فاز دهنده را بصورت موازی در کنار هم ایجاد کردند. جریان هوای ورودی به درون مبدل با استفاده از تعدادی صفحه جهت دهنده و دمپر بصورت نامساوی به دو قسمت تقسیم شده و با سرعت های مختلفی از درون محفظه ها عبور داده می شد. در بهترین حالت از طراحی میزان دبی و نیز سرعت ورود جریان هوا به درون این دو محفظه موازی، کارایی حرارتی مبدل برای ذخیره حرارت در حدود ۹ درصد نسبت به حالت معمولی بهبود داده شد. اکیول و همکاران [۱۰] به مطالعه تجربی و عددی اثر سرعت و دمای هوای ورودی بر روی کارایی یک مبدل تخت هوا- ماده تغییر فاز دهنده پرداختند. بر اساس نتایج حاصل شده از این تحقیق، با افزایش به میزان ۲ درجه سلسیوس و ۰/۵ متر بر ثانیه در شرایط ورودی جریان هوا، افزایش جذب حرارت به ترتیب به میزان ۳۱ و ۱۶ درصد بوسیله ماده تغییر فاز دهنده در طول مرحله ذوب این ماده نتیجه گردید. نتایج تحقیقات منتشر شده در زمینه مبدل های تخت هوا- مواد تغییر فاز دهنده در قالب مقالات مروری متعددی نیز در دسترس می باشند [۱۱-۱۳].

با توجه به نتایج تحقیقات منتشر شده می توان اظهار نمود که تغییرات دبی و یا سرعت جریان هوای عبوری از درون مبدل و نیز ابعاد و شکل هندسی بکار رفته در طراحی مبدل های تخت هوا- ماده تغییر فاز دهنده نقش مهمی در کارایی این نوع از مبدل ها دارد. به ازای سرعت ثابت و معین برای جریان هوا، شدت انتقال حرارت در مجاورت مقطع ورودی بیشتر بوده در حالی که با فاصله گرفتن از این مقطع از شدت آن کاسته می شود. با گذشت زمان و با تکمیل مرحله تغییر فاز در بخش های ابتدایی مبدل، شدت انتقال حرارت از این ناحیه روند کاهشی داشته در نتیجه مقدار متوسط شدت انتقال حرارت بین جریان هوا و ماده تغییر فاز دهنده مخصوصا در مراحل پایانی تحول ذوب و یا انجماد به میزان قابل توجهی کاهش می یابد که این امر می تواند به افت قابل توجهی در کارایی حرارتی مبدل منجر شود. در تحقیق حاضر با ارائه یک ایده جدید بصورت جایگزینی جریان دوسویه هوا به جای جریان یک سویه معمولی رایج در این نوع از مبدل ها سعی شده است تا ضمن رفع نقیصه مذکور، کارایی حرارتی آنها بهبود داده شود. در طرح پیشنهادی که با لحاظ نمودن دبی ثابت برای جریان هوا صورت می گیرد عبور جریان هوا از دو سمت محفظه حاوی مواد تغییر فاز دهنده با هم جمع شده و بصورت رفت و برگشتی از اطراف محفظه مذکور در نظر گرفته می شود تا شدت انتقال حرارت متوسط در تمامی مراحل تغییر فاز تعدیل شود. برای انجام پژوهش عددی حاضر، ابتدا ابعاد هندسی رایجی با استفاده از اطلاعات ارائه شده در تحقیقات قبلی اختیار شده و سپس اثر ایده جدید بصورت

جریان دوسویه بر روی کارایی حرارتی مبدل بصورت کاهش زمان لازم برای تکمیل مرحله ذوب و یا انجماد مورد بررسی قرار می‌گیرد. تحلیل عددی بصورت دو بعدی و گذرا و با استفاده از نرم افزار فلوئنت صورت گرفته‌است.

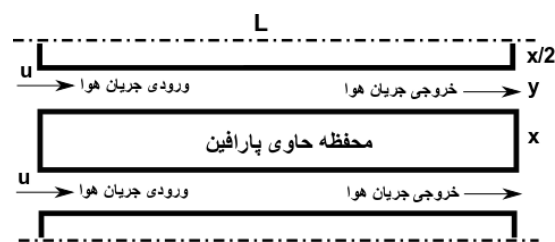
۲- بیان مسئله، مدل سازی و روش تحلیل و اعتبارسنجی

۲-۱- بیان مسئله

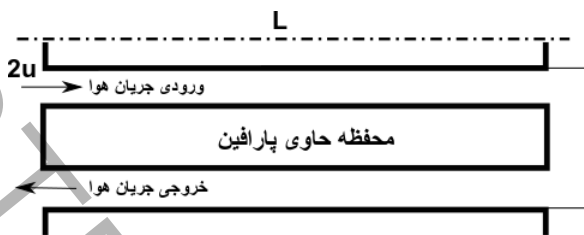
در یک مبدل حرارتی تخت هوا-ماده تغییرفازدهنده، تعدادی محفظه حاوی ماده تغییرفازدهنده درون یک کانال جریان هوا معمولاً به فاصله‌های مساوی قرار داده می‌شود. طول مبدل در حدود ۱ متر و ارتفاع آن در حدود ۰/۵ متر بسته به فضای مورد استفاده می‌تواند انتخاب شود. ضخامت ماده تغییرفازدهنده که درون محفظه‌های فلزی بسته و نازک قرار می‌گیرد و نیز ضخامت مجرای جریان هوا از بین این محفظه‌ها معمولاً از مرتبه بزرگی سانتی متر انتخاب می‌شوند. به عنوان نمونه در مبدل حرارتی مورد مطالعه در مرجع [۴]، جعبه حاوی محفظه‌های پر شده از پارافین، مکعب مستطیلی با سطح مقطع $۰/۴ \times ۰/۴$ متر و به طول ۰/۷۷۵ متر می‌باشد. ضخامت محفظه‌های حاوی پارافین با لحاظ نمودن ورقه فلزی به ضخامت ۱ میلی متر، برابر ۲۱/۵ میلی متر بوده و فاصله مجرای هوا بین هر دو محفظه مجاور برابر ۱۲ میلی متر می‌باشد. هر کدام از محفظه‌ها با ۴/۵۴ کیلوگرم پارافین مایع به چگالی ۷۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب پر شده‌است.

در شکل ۱ شماتیکی از چند محفظه حاوی مواد تغییرفازدهنده و مجرای هوای تعبیه شده در بین آنها نشان داده شده‌است. در قسمت الف از این شکل، نیمه بالایی یک محفظه، محفظه میانی و نیمه پایینی محفظه مجاور به همراه فاصله هوایی بین آنها از یک مبدل تخت معمولی بصورت دوبعدی نشان داده شده‌است. در ایده جریان دوسویه که در پژوهش حاضر مطرح و مورد بررسی قرار گرفته‌است این قسمت از مبدل با قسمتی معادل که شماتیک آن در قسمت ب از شکل ۱ نشان داده شده‌است جایگزین می‌شود. بدیهی است که با حجم فضای اشغال شده ثابت توسط مبدل، میزان دبی هوای مورد استفاده نیز در دو حالت مذکور یکسان بوده اما میزان افت فشار در مبدل دوسویه تا حدودی افزایش پیدا می‌کند. هدف پژوهش حاضر بررسی میزان بهبود در کارایی حرارتی مبدل با جریان دوسویه می‌باشد. هر گاه در قسمت الف شکل ۱ سرعت جریان هوای عبوری از بین محفظه‌ها دو برابر شود میزان افت فشار با مقدار مربوط به حالت جریان دوسویه برابر خواهد بود اما واضح است که دبی هوای مورد استفاده در این حالت، دو برابر دبی هوای مورد نیاز برای جریان دوسویه خواهد بود. افزایش دبی هوای عبوری از درون یک مبدل در شرایط یکسان، موجب کاهش اختلاف دما بین ورود و خروج شده و با فرض سطح مقطع یکسان برای کانال و یا دریچه خروج هوا، سرعت جریان هوای کلی نیز دو برابر خواهد شد. لذا با در نظر گرفتن ضرورت‌های عملی در میزان دبی هوای عبوری از درون مبدل و نیز افت فشار ایجاد شده در آن و با توجه به کارایی حرارتی می‌توان از جریان یک سویه و یا دوسویه استفاده نمود.

در تحقیق حاضر سه طول برابر ۰/۵، ۱ و ۱/۵ متر برای مبدل در نظر گرفته شده‌است. ضخامت پارافین درون هر محفظه برابر ۲۰ میلی متر و ضخامت ورق فولادی جداره حاوی آن برابر ۱ میلی متر فرض شده‌است. فاصله هوایی بین محفظه‌ها نیز ثابت و برابر ۱۰ میلی متر در نظر گرفته شده‌است. سه مقدار ۵۰۰، ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ برای عدد رینولدز در محدوده جریان آشفته لحاظ شده و سرعت متوسط جریان هوا از مجرای بین محفظه‌ها بر اساس این مقادیر محاسبه شده‌است. عدد رینولدز بر مبنای قطر هیدرولیکی مجرای هوا و خواص فیزیکی ثابت برای هوا مطابق با شرایط ورودی آن به مجرا تعریف گردیده‌است. دمای اولیه برای کلیه اجزای مبدل برابر ۳۰ درجه سلسیوس و دمای هوای ورودی به مبدل برابر ۱۹ درجه سلسیوس فرض شده‌است. لازم به ذکر است که ابعاد هندسی و شرایط دمایی بر اساس اطلاعات ذکر شده در تعدادی از مراجع ذکر شده در بخش مقدمه انتخاب گردیده‌است.



الف



ب

شکل ۱: شماتیک قسمتی از مبدل برای جریان یک سویه معمولی و دوسویه مطرح در پژوهش حاضر (الف) شماتیک قسمتی از هندسه مبدل رایج (ب) ایده جریان دوسویه در این قسمت از مبدل

Figure 1: Schematic of a part of the heat exchanger for conventional unidirectional and bidirectional flow considered at the present study a) Schematic of a part of the common plate heat exchanger geometry b) The idea of bidirectional flow for this part of the heat exchanger

استفاده از پارافین به دلیل مناسب بودن دماهای تغییر فاز آن و نیز ظرفیت حرارت نهان ذوب بالای آن در بیشتر مبدل‌های هوا-ماده تغییر فاز دهنده رایج می‌باشد. در برخی از تحقیقات از جمله مرجع [۴] در خصوص خواص ترموفیزیکی این ماده اندازه گیری‌هایی نیز صورت گرفته‌است. نتایج این اندازه گیری‌ها برای پارافین RT27 در جدول ۱ آورده شده‌است.

جدول ۱: خواص ترموفیزیکی پارافین RT27 برگرفته از مرجع [۴]

Table 1: Thermophysical properties of RT27 paraffin adopted from reference [4]

مقدار	واحد اندازه گیری	خاصیت فیزیکی
۲۵-۲۸	°C	محدوده دمایی تغییر فاز
۹۰	kJ/kg	حرارت نهان ذوب
۱۸۰۰	J/kg-°C	گرمای ویژه (جامد)
۲۴۰۰	J/kg-°C	گرمای ویژه (مایع)
۰/۲	W/m-°C	ضریب هدایت حرارتی (جامد)
۰/۱۵	W/m-°C	ضریب هدایت حرارتی (مایع)
۸۷۰	Kg/m ³	جرم حجمی (جامد)
۷۵۰	Kg/m ³	جرم حجمی (مایع)

برای دامنه دوبعدی نشان داده شده در شکل ۱ لازم است تا معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای جریان هوا حل شوند. این معادلات در حالت دوبعدی، پایدار با خواص فیزیکی ثابت و نیز جرم حجمی ثابت درمختصات کارتزین بصورت معادلات (۱) بیان می‌شوند که در آنها از تاثیر نیروی وزن و نیز اتلافات لزجت صرف نظر شده است.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \varepsilon) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \varepsilon) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right]$$

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \varepsilon) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \varepsilon) \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right]$$

(۱)

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right]$$

مقادیر ویسکوزیته توربولانس درجریان آشفته از حل همزمان معادلات مربوط به مدل توربولانس که درتحقیق حاضر مدل k-ε استاندارد مورد استفاده قرار گرفت محاسبه می‌شود. شرایط مرزی این معادلات بصورت سرعت و دمای معین در مقطع ورودی و فشار اتمسفر در مقطع خروجی لحاظ شد. در روی جداره‌ها شرط عدم لغزش برای مولفه‌های سرعت منظور شده و درجه حرارت دیواره از حل همزمان معادلات بقای انرژی برای جریان هوا دریک طرف و نیز ماده تغییرفاز دهنده در طرف دیگر محاسبه گردید. در خصوص ماده تغییرفاز دهنده از اثرات کنوکسیون بر اثر تغییرات جرم حجمی آن با دما صرف نظر شد. لذا فقط معادله بقای انرژی بصورت زیر در خصوص این محیط دوبعدی حل گردید:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_p h_p) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_p \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_p \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (۲)$$

در این معادله ρ ، k و h به ترتیب جرم حجمی، ضریب هدایت حرارتی و آنتالپی ویژه پارافین می‌باشند. آنتالپی ویژه از مجموع آنتالپی محسوس و نهان بصورت زیر محاسبه می‌گردد:

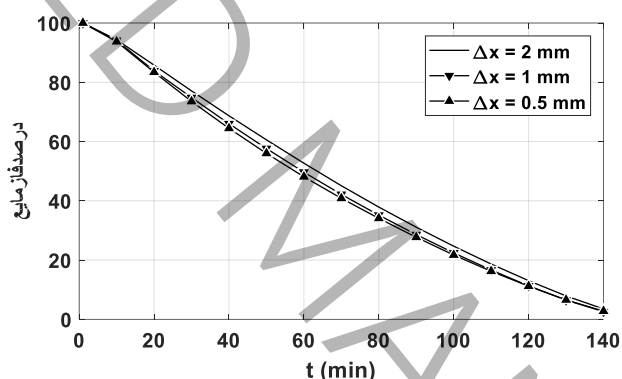
$$h = h_s + h_l = \left(h_0 + \int_{T_0}^T c_p dT \right) + \beta h_{ls} \quad (۳)$$

در رابطه اخیر β درصد حجمی فاز مایع می‌باشد که مقدار آن با استفاده از روابط زیر تعیین می‌گردد:

$$\beta = \begin{cases} 1 & \text{if } T \geq T_l \\ 0 & \text{if } T \leq T_s \\ \frac{T - T_s}{T_l - T_s} & \text{if } T_s < T < T_l \end{cases} \quad (۴)$$

به منظور حل معادلات با شرایط مرزی ذکر شده از نرم افزار فلوئنت استفاده گردید. به این صورت که ابتدا در محیط نرم افزار گمبیت شبکه بندی لازم ایجاد شده و با انتقال آن به محیط فلوئنت معادلات مورد تحلیل قرار گرفتند. شبکه بندی با استفاده از مش‌های مربعی

و مستطیل شکل منظم انجام شد. استقلال جواب از اندازه شبکه بندی برای عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ صورت گرفت. ابعاد شبکه بندی از اندازه ۰/۱ میلی متر در نزدیکی دیواره مجرای جریان هوا شروع شده و با افزایش خطی ابعاد شبکه بندی، سرانجام در نواحی دورتر از دیواره اندازه ثابتی مورد استفاده قرار گرفت. در شکل ۲ نتایج بدست آمده بصورت درصد فاز مایع ماده تغییرفازدهنده به ازای سه شبکه بندی مختلف نشان داده شده است. همه شرایط فیزیکی و هندسی در این تحلیل‌های عددی یکسان بوده و شبکه بندی مرزی نیز بطور یکسان در مجاورت دیواره مجرای جریان هوا در هر سه هندسه ایجاد شده است و فقط اندازه شبکه بندی در سایر نواحی دامنه محاسباتی سه مقدار ۱، ۲ و ۰/۵ میلی متر انتخاب شده است. با توجه به این نتایج، ابعاد شبکه بندی ۰/۵ میلی متر برای انجام تحلیل عددی مناسب تشخیص داده شد. در تحلیل گذرای انجام شده از روش فشارمبنا و غیرصریح استفاده شد. گسسته سازی جملات با استفاده از تقریب مرتبه دوم بالادست انجام گردید و ارتباط سرعت و فشار با الگوریتم سیمپل صورت گرفت. معیار همگرایی کوچک بودن باقی مانده‌ها از مرتبه 10^{-6} در معادله بقای انرژی و از مرتبه 10^{-3} در سایر معادلات بقا بود و در هر گام زمانی با انجام تکرار کافی از همگرایی جواب اطمینان حاصل گردید. با تکرار حل مسئله به ازای عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و طول مبدل برابر ۱ متر و با گام‌های زمانی متفاوت و بررسی شرط عدم وابستگی نتایج به گام زمانی اقتباس شده، نتیجه گردید که می‌توان در ابتدای محاسبات گام زمانی کوچک ۰/۱ ثانیه را انتخاب نموده و با کاهش باقی مانده‌ها در معادلات بقا، بتدریج گام زمانی را تا ۲ ثانیه اضافه نمود. این روند در مقادیر گام زمانی در همه تحلیل‌های آتی مورد استفاده قرار گرفت.

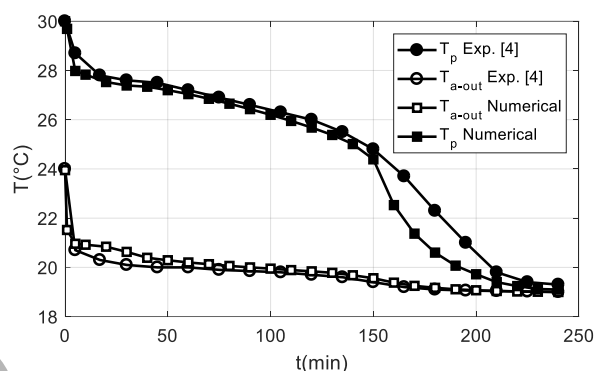


شکل ۲: بررسی استقلال نتایج از ابعاد شبکه بندی

Figure 2: Test of independence of the results from the mesh sizes

۲-۳- اعتبارسنجی

به منظور حصول اطمینان از دقت نتایج حاصل از تحلیل مسئله، اعتبارسنجی برای بخشی از نتایج صورت گرفت. مطابق اطلاعات هندسی و تجربی بیان شده در مرجع [۴] مدل سازی عددی مطابق با آن اطلاعات صورت گرفت. درجه حرارت اولیه ماده تغییرفازدهنده برابر ۳۰ درجه سلسیوس منظور شده و فرض گردید که هوا با سرعت ۹,۲۸ متر بر ثانیه (معادل عدد رینولدز ۱۵۰۰۰) و با دمای ۱۹ درجه سلسیوس وارد مجرای قرار گرفته بین محفظه‌ها می‌شود. با انجام تحلیل عددی گذرا، مقادیر دمای متوسط هوای خروجی از مجرا و نیز درجه حرارت متوسط در بخش انتهایی ماده تغییرفازدهنده در زمان‌های مختلف ثبت گردید. این مقادیر در شکل ۳ با نتایج بیان شده در مرجع [۴] با هم مقایسه شده‌اند. ملاحظه می‌گردد که ابتدا به دلیل انتقال حرارت از بخش‌های مختلف از جمله جداره محفظه و حرارت محسوس پارافین به جریان هوا، دمای متوسط هوای خروجی مقدار بیشتری دارد اما پس از گذشت تنها چند دقیقه این دما به مقدار حدود ۲۰ درجه سلسیوس افت می‌کند و در مدت زمان قابل توجهی تقریباً ثابت می‌ماند.



شکل ۳: اعتبارسنجی نتایج عددی مطالعه حاضر با نتایج تجربی مرجع [۴] $Re = 15000$, $T_i = 30^\circ C$, $T_{a-in} = 19^\circ C$

Figure 3: Validation of the numerical results of the present study with the reference experimental results [4] $Re = 15000$, $T_i = 30^\circ C$, $T_{a-in} = 19^\circ C$

این مرحله بیانگر فرایند انجماد در پارافین داخل محفظه است. پس از سپری شده حدود ۱۴۰ دقیقه، دمای هوای خروجی افت ملایمی را نشان می‌دهد و همزمان شیب تغییرات دما در بخش انتهایی پارافین نیز سریعاً کاهش می‌یابد که به مفهوم اتمام مرحله انجماد است. تطابق قابل قبولی بین نتایج، علیرغم ساده سازی‌های صورت گرفته در تحلیل عددی وجود دارد. بطوری که بیشترین اختلاف دمای نتیجه شده برای جریان هوای خروجی از مبدل برابر ۲/۸ درصد می‌باشد. اما در بخش آخر، اختلاف قابل توجهی بین نتایج تجربی و عددی برای دمای پارافین به میزان حداکثر ۸/۵ درصد مشاهده می‌گردد که عین این اختلاف در خود مرجع [۴] نیز گزارش شده‌است و محققین مرجع مذکور، این اختلاف را ناشی از حرارت نهان باقی مانده در پارافین زیر دمای انجماد ذکر کرده‌اند و این پدیده را در آزمایش تقطیع گرمایی رقمی^۱ نیز مشاهده نموده‌اند.

۳- بیان نتایج

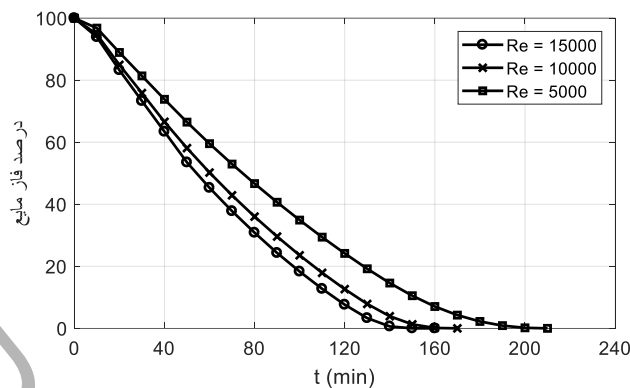
در این بخش، ابتدا نتایجی از جریان یک سوپره معمولی بیان می‌شود سپس به بیان نتایجی از جریان دوسویه مطرح شده در پژوهش حاضر پرداخته می‌شود.

۳-۱- نتایج برای یک مبدل با جریان یک سوپره

ابتدا تحلیل عددی برای بررسی ویژگی‌های یک محفظه قرار گرفته در درون مبدل تخت رایج مورد استفاده قرار گرفت. در این بررسی یک مجرای هوا به همراه نیمه‌ای از هر کدام از دو محفظه قرار گرفته در بالا و پایین این مجرا به عنوان دامنه محاسباتی منظور شد. با تعیین شرایط اولیه و نیز شرایط ورودی جریان هوا مطابق با توضیحات ذکر شده در قسمت اعتبارسنجی، مرحله آزادسازی گرما (منجمد شدن پارافین) مورد بررسی قرار گرفت. با انجام تحلیل عددی برای سه مقدار از عدد رینولدز در محدوده ابتدایی از جریان آشفته، نتایجی حاصل گردید که بخشی از آن بیان می‌گردد.

در شکل ۴ درصد تغییرات پارافین مایع با گذشت زمان برای سه سرعت مختلف نشان داده شده‌است. ملاحظه می‌شود که با افزایش سرعت جریان هوا از درون مجرا، به دلیل افزایش شدت انتقال حرارت از پارافین به جریان هوا، سرعت انجماد آن افزایش یافته‌است. همچنین به استثنای بازه زمانی کوچکی از شروع و پایان مرحله انجماد در قسمت وسیعی از آن، سرعت انجماد تقریباً بصورت خطی با گذشت زمان تغییر می‌کند. افزایش سرعت از مقدار معادل با عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ به ۱۵۰۰۰ تفاوت زیادی در روند تغییرات درصد فاز مایع ایجاد نموده‌است.

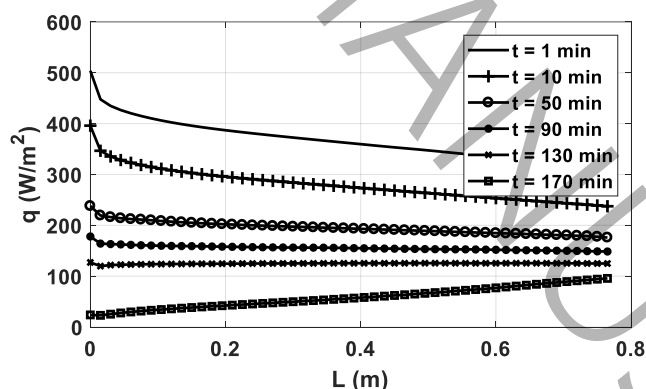
¹ Digital scan calorimeter



شکل ۴: تغییرات درصد مایع با گذشت زمان برای سه سرعت ورودی هوا

Figure 4: Variations of liquid phase percentage with time for three air inlet velocities

تغییرات شار حرارتی از سطح محفظه حاوی پارافین برای چند زمان مختلف از تحلیل عددی در شکل ۵ نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که شدت انتقال حرارت بین هوا و سطح فلزی محفظه حاوی پارافین در زمان‌های مختلف تغییرات متفاوتی داشته است. در ابتدای شروع به کار مبدل برای ذخیره سرما، شدت انتقال حرارت در مجاورت مقطع ورودی بیشینه بوده و با دور شدن از این مقطع از شدت آن کاسته می‌گردد. در حالی که در مراحل پایانی از کار مبدل روند کاملاً معکوسی به دلیل منجمد شدن کامل بخش ابتدایی از پارافین مشاهده می‌شود. همچنین به دلیل منجمد شدن لایه‌های نزدیک به مجرای جریان هوا و نیز پایین بودن ضریب هدایت حرارتی پارافین، کل حرارت منتقل شده به جریان هوا با گذشت زمان به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است.

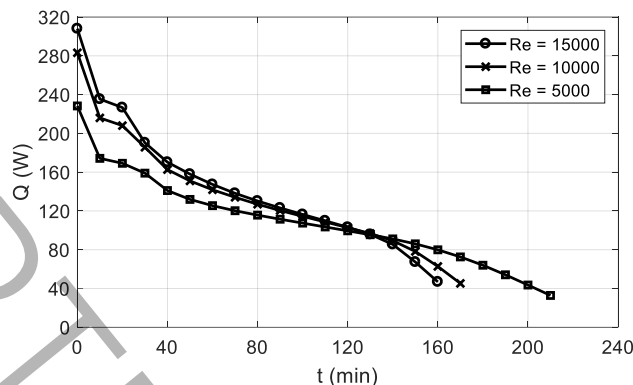


شکل ۵: تغییرات شار حرارتی خارج شده از سطح با گذشت زمان برای $Re = 10000$

Figure 5: Variations of heat flux leaving the surface with time for $Re = 10000$

شکل ۶ مقادیر متوسط شدت انتقال حرارت از کل طول محفظه به جریان هوا را در زمان‌های مختلف نشان می‌دهد. بر اساس این نتایج می‌توان اظهار نمود که در ابتدا حرارت از جداره فلزی محفظه و نیز بخش حرارت محسوس از پارافین به جریان هوا منتقل شده و به دلیل محدود بودن این بخش از منبع حرارتی، روند نزولی با شیب بیشتری در آغاز شکل گرفته است. خروج حرارت نهان پارافین از بخش‌های نزدیک به جداره باعث پدیدار شدن بیشینه دومی در تغییرات شدت انتقال حرارت متوسط شده است. سپس این تغییرات با روند ملایمی تا اتمام مرحله انجماد پارافین ادامه یافته است. به دلیل انجماد کامل پارافین قرار گرفته در درون یک محفظه معین و نیز برابری شرایط اولیه در هر سه سرعت مورد بررسی، مساحت زیر منحنی در این سه مورد با هم برابر می‌باشند. مقدار کمی این مساحت

می‌تواند بصورت سرمای ذخیره شده بر حسب کیلوژول و یا کیلووات ساعت در یک محفظه تعبیر شود. ظرفیت کل مبدل از حاصل ضرب این عدد با تعداد محفظه‌های استفاده شده در داخل یک مبدل قابل محاسبه خواهد بود. کاهش شدت انتقال حرارت در مراحل پایانی انجماد پارافین به مفهوم افت کارایی مبدل در این مرحله می‌باشد.



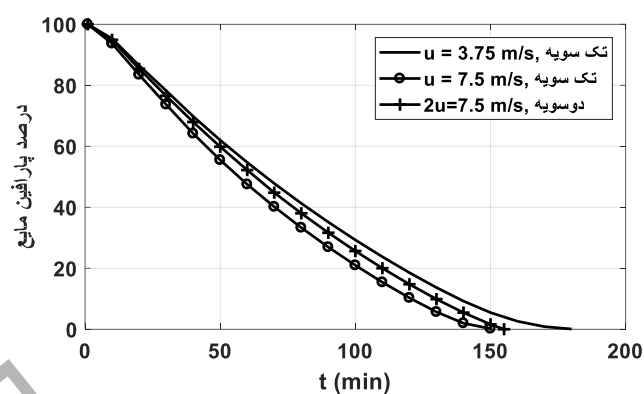
شکل ۶: شدت تغییرات انتقال حرارت متوسط به جریان هوا با گذشت زمان

Figure 6: Variations of average heat transfer rate to the air flow with time

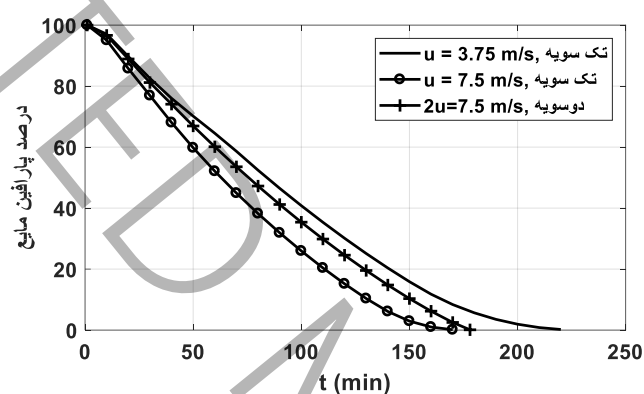
۳-۲- نتایج برای یک مبدل با جریان دو سویه

به منظور بررسی اثرات ناشی از دوسویه بودن جریان و نیز انجام یک مقایسه بین حالت تک سویه معمول و حالت دوسویه پیشنهادی در پژوهش حاضر، تحلیل عددی مذکور برای سه طول مختلف ۰/۵، ۱ و ۱/۵ متر و نیز با سه سرعت متفاوت معادل با اعداد رینولدز ۵۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ انجام گردید. بقیه پارامترها از جمله سایر ابعاد هندسی مبدل، شرایط اولیه و نیز دمای ورودی هوا در تمام این تحلیل‌ها یکسان و مطابق با توضیحات ارائه شده در قسمت بیان مسئله بود. به دلیل تقارن، تحلیل عددی تنها برای یک محفظه از محفظه‌های قرار گرفته در درون مبدل انجام شد. روند انجماد پارافین با گذشت زمان به عنوان پارامتر اصلی در بیان کارایی حرارتی مبدل منظور شده و برای انجام مقایسه از این پارامتر استفاده گردید. در قسمت‌های الف، ب و ج از شکل ۷ تغییرات درصد پارافین مایع با گذشت زمان برای سه طول مورد بررسی نشان داده شده‌است. در هر کدام از این شکل‌ها منحنی‌های اول و دوم مربوط به تغییرات درصد پارافین مایع در حالت سرعت کم (۳/۷۵ متر بر ثانیه) و سرعت متوسط (۷/۵ متر بر ثانیه) در جریان یک سویه می‌باشند. منحنی سوم تغییرات مربوط به جریان دوسویه با سرعت متوسط یعنی ۷/۵ متر بر ثانیه را نشان می‌دهد. همانگونه که قبلاً نیز ذکر گردید دبی هوای مورد استفاده برای حالت‌های دوم و سوم با هم برابر بوده و این مقدار دو برابر مربوط به حالت اول می‌باشد. همچنین افت فشار برای دو حالت دوم و سوم با هم برابر بوده در حالی که افت فشار مربوط به حالت اول از بقیه جالت‌ها کمتر هست.

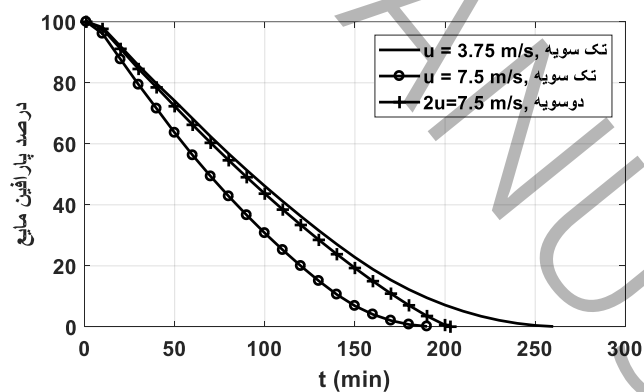
این نتایج نشان می‌دهد که در مراحل پایانی از انجماد پارافین، به دلیل کاهش شدت انتقال حرارت به جریان هوا در مبدل یک سویه، انجماد بخش پایانی پارافین در درون محفظه با سرعت بسیار کمی انجام می‌گیرد. این مطلب در شکل‌های ۵ و ۶ به وضوح قابل مشاهده می‌باشد. لذا در این مرحله کارایی مبدل به اندازه زیادی افت پیدا می‌کند. در مقابل، تغییرات نسبتاً خطی در انتهای مرحله انجماد در نتایج بدست آمده برای جریان دوسویه، حکایت از برطرف شدن این ایراد داشته و دلیل آن برگشت جریان از انتهای مبدل است که انتقال حرارت در آن ناحیه را افزایش داده‌است. در هر سه طول محفظه مورد بررسی، زمان لازم برای انجماد کامل پارافین درون محفظه در حالت جریان دوسویه در مقایسه با زمان مربوط به مبدل یک سویه معادل کمتر است. این اختلاف با زیاد شدن طول مبدل افزایش یافته‌است بطوری که زمان لازم برای انجماد کامل در مبدل دوسویه، برای سه طول مذکور، به ترتیب ۱۴، ۱۹ و ۲۲ درصد از مبدل تک سویه معادل کمتر می‌باشد.



الف



ب

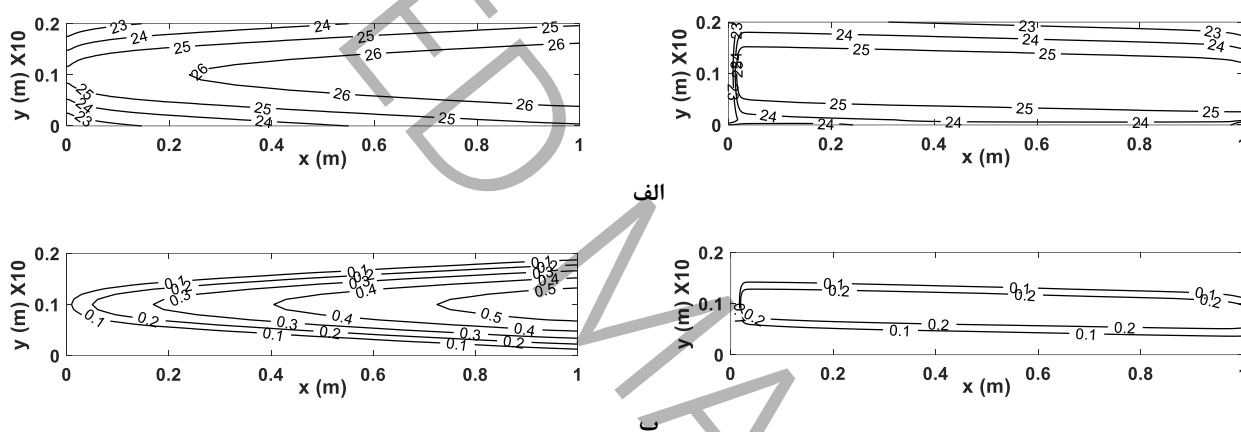


ج

شکل ۷: تغییرات درصد پارافین مایع با گذشت زمان، $Re = 5000, 10000$ الف) طول مبدل برابر ۰/۵ متر ب) طول مبدل برابر ۱ متر ج) طول مبدل برابر ۱/۵ متر

Figure 7: Variations of the liquid phase percentage of paraffin with time, $Re = 5000, 10000$ a) The length of heat exchanger equals 0.5 m b) The length of heat exchanger equals 1 m c) The length of heat exchanger equals 1.5 m

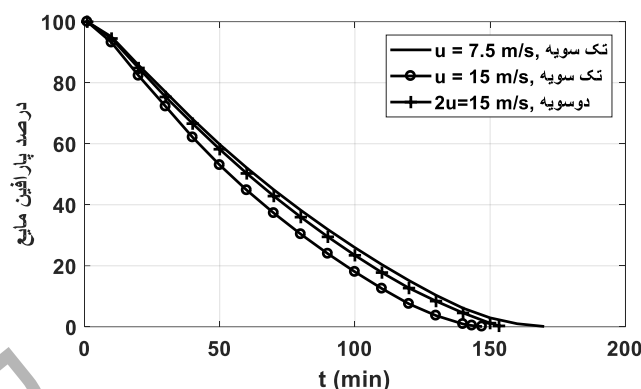
به منظور بررسی بیشتر در خصوص نحوه افزایش انتقال حرارت از بخش انتهایی محفظه حاوی ماده تغییر فاز دهنده در جریان دوسویه که منجر به کاهش زمان انجماد کامل و در نتیجه بهبود کارایی مبدل می‌شود برای حالت (ب) از شکل ۷ کانتورهای دما و خط تغییر فاز برای هر دو مبدل با جریان یک سویه و دوسویه برای زمان ۱۵۰ دقیقه از نتایج عددی استخراج گردید. این کانتورها که برای یک محفظه حاوی مواد تغییر فاز دهنده تنظیم شده‌اند در شکل ۸ نشان داده شده‌است. برای وضوح بیشتر اندازه ضخامت محفظه ده برابر بزرگتر رسم شده‌است. بر اساس این نتایج می‌توان اظهار نمود که در حالت جریان یک سویه درجه حرارت در قسمت‌های مرکزی و بخش انتهایی محفظه از ۲۶ درجه سلسیوس نیز بیشتر می‌باشد در حالی که در جریان دوسویه در بخش مرکزی مقدار دما بطور محسوسی کمتر از این مقدار می‌باشد. با توجه به محدوده دمایی تغییر فاز برای ماده مورد محاسبه که ۲۵-۲۸ درجه سلسیوس می‌باشد کانتورهای مربوط به درصد فاز مایع مطابق با زمان ۱۵۰ دقیقه مویده این مطلب است که در جریان یک سویه در بخش مرکزی و انتهایی محفظه قسمت قابل توجهی با حالت خمیری یعنی با ۵۰ درصد فاز مایع نیز وجود دارد در حالی که در محفظه مربوط به جریان دوسویه حتی عدد ۳۰ درصد هم برای فاز مایع مشاهده نمی‌شود. بر اساس نتایج کلی در این لحظه ۲۰/۱۷ درصد از فاز مایع در جریان تک سویه و ۱۰/۳۵ درصد از فاز مایع در جریان دوسویه در درون محفظه باقی مانده‌است.



شکل ۸: کانتورهای دما و درصد فاز مایع برای جریان یک سویه (سمت چپ) و جریان دوسویه (سمت راست) (الف) کانتورهای درجه حرارت (ب) کانتورهای درصد فاز مایع

Figure 8: Temperature and liquid phase percentage contours for unidirectional flow (left side) and bidirectional flow (right side) a) Temperature contours b) liquid phase percentage contours

نتایج پژوهش حاضر بیانگر تغییرات کاملاً مشابه برای سرعت‌های معادل با اعداد رینولدز بالاتر بود بطوری که برای مبدل دوسویه و تک سویه با سرعت ۱۵ متر بر ثانیه، زمان لازم برای انجماد کامل تقریباً یکسان بوده اما روند تغییرات شدت انتقال حرارت و در نتیجه تغییرات درصد فاز مایع پارافین متفاوت بودند. در شکل ۹ تنها برای طول محفظه برابر ۱ متر تغییرات فاز مایع پارافین با گذشت زمان نشان داده شده‌است. این شکل نشان می‌دهد که تغییرات فاز مایع برای دو حالت مبدل یک سویه با سرعت کمتر و نیز مبدل دو سویه معادل روند تقریباً مشابهی را طی می‌کند اما به دلیل شدن سرعت انجماد در مراحل پایانی، زمان لازم برای انجماد کامل در مبدل یک سویه تنها در حدود ۱۰ درصد از زمان مشابه برای مبدل معادل با جریان دوسویه بیشتر می‌باشد. لذا می‌توان اظهار نمود که با اضافه شدن سرعت جریان هوا، روند تغییرات در مراحل انجماد برای هر سه حالت مورد بررسی مشابه هم بوده و نیز اختلاف زمان لازم برای انجماد کامل در این حالت‌ها کاهش می‌یابد.



شکل ۹: تغییرات درصد پارافین مایع با گذشت زمان، $Re = 10000, 20000$

Figure 9: Variations in the paraffin liquid phase percentage with time, $Re = 10000, 20000$

۴- نتیجه گیری

بر اساس نتایج حاصل از پژوهش حاضر می‌توان اظهار نمود که درمبدل‌های یک سوپه معمولی، شدت انتقال حرارت به جریان هوا در مراحل پایانی انجماد ماده تغییر فاز دهنده به کندی صورت گرفته و این امر باعث افت کارایی مبدل می‌شود. دلیل این پدیده تکمیل فرایند انجماد در بخش‌های ابتدایی مبدل و نیز در قسمت‌های سطحی از بخش‌های انتهایی می‌باشد. به عنوان نمونه برای سرعت جریان هوای معادل با عدد رینولدز ۱۰۰۰۰، طول مبدل برابر ۱ متر و سایر ابعاد و شرایط لحاظ شده در این تحقیق، فرایند تکمیل انجماد در حدود ۱۷۰ دقیقه زمان لازم داشت در حالی که متوسط شدت انتقال حرارت از سطوح یک محفظه به جریان هوا در نیمه اول و دوم این مدت زمان، به ترتیب ۱۷۲/۴۶ و ۹۳/۷۶ وات محاسبه شد. به منظور افزایش کارایی چنین مبدل‌های حرارتی، ایده جدید بصورت استفاده از جریان دو سوپه مطرح گردید که در آن جریان هوا بصورت رفت و برگشتی و از اطراف محفظه حاوی ماده تغییر فاز دهنده جریان می‌یابد. این ایده جدید با حجم مبدل ثابت و نیز دبی هوای یکسان با حالت یک سوپه می‌تواند عملی شود. نتایج تحلیل عددی نشان داد که در سرعت‌های پایین هوا و نیز طول‌های بلند مبدل، این ایده می‌تواند ایراد مذکور را تا حدود زیادی برطرف نماید. به عنوان نمونه برای سرعت جریان هوای معادل با عدد رینولدز ۵۰۰۰ و طول مبدل برابر ۰/۵ متر، با استفاده از جریان دو سوپه زمان لازم برای انجماد کامل در حدود ۱۶/۶ درصد نسبت به حالت جریان یک سوپه کاهش یافت. برای همین سرعت جریان هوا اما طول مبدل برابر ۱ و ۱/۵ متر این کاهش زمان انجماد کامل به ۱۹ و ۲۳ درصد افزایش یافت. با افزایش عدد رینولدز به ۱۰۰۰۰ و برای مبدل با طول ۱ متر کاهش زمان انجماد کامل به ۱۰ درصد کاهش یافت. به این ترتیب برای اعداد رینولدز کوچکتر و نیز طول‌های بلند برای مبدل اثرات اصلاحی ناشی از استفاده از جریان دو سوپه در کارایی مبدل می‌تواند پررنگ تر باشد. پیشنهاد می‌گردد ایده جریان دو سوپه بصورت چند سوپه و برای جریان آرام نیز مورد بررسی قرار گیرد.

۵- فهرست علائم

علائم انگلیسی

c_p	گرمای ویژه، $J/kg \cdot ^\circ C$
h	آنتالپی، J/kg
k	ضریب هدایت حرارتی، $W/m \cdot ^\circ C$
L	طول مبدل، m
p	فشار، Pa
q	شار حرارتی، W/m^2
Q	شدت انتقال حرارت، W
t	زمان، Sec

T	دما، °C
u, v	مولفه‌های افقی و قائم سرعت، m/s
x, y	محور افقی و قائم مختصات کارتزین، m

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m ³
α	ضریب پخش حرارتی، m ² /s
β	درصد فاز مایع
ε	ویسکوزیته توربولانس، m ² /s
ε_H	ضریب پخش حرارتی توربولانس، m ² /s
ν	ویسکوزیته سینماتیکی، m ² /s

زیرنویس

$a-in$	هوای ورودی
i	اولیه
l	فاز مایع
p	پارافین
s	فاز جامد

۶- منابع و مراجع

- [1] B. Zalba, J.M. Marín, L.F. Cabeza, H. Mehling, Free-cooling of buildings with phase change materials, *International Journal of Refrigeration*, 27(8) (2004) 839-849.
- [2] A. Mosaffa, C.I. Ferreira, F. Talati, M. Rosen, Thermal performance of a multiple PCM thermal storage unit for free cooling, *Energy Conversion and Management*, 67 (2013) 1-7.
- [3] P. Dolado, A. Lazaro, J.M. Marin, B. Zalba, Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation, *Energy Conversion and Management*, 52(4) (2011) 1890-1907.
- [4] M. Rajagopal, R. Dinesh Babu, V. Antony Aroul Raj, R. Velraj, Investigation on phase change material-based flat plate heat exchanger modules for free cooling applications in energy-efficient buildings, *Advances in Building Energy Research*, 11(2) (2017) 282-304.
- [5] A.R. Darzi, S. Moosania, F. Tan, M. Farhadi, Numerical investigation of free-cooling system using plate type PCM storage, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 48 (2013) 155-163.
- [6] M. Dardir, M. El Mankibi, F. Haghighat, L. Klimes, Development of PCM-to-air heat exchanger for integration in building envelope—modeling and validation, *Solar Energy*, 190 (2019) 367-385.
- [7] Y. Kozak, B. Abramzon, G. Ziskind, Experimental and numerical investigation of a hybrid PCM–air heat sink, *Applied Thermal Engineering*, 59(1-2) (2013) 142-152.
- [8] A. Waqas, S. Kumar, Utilization of latent heat storage unit for comfort ventilation of buildings in hot and dry climates, *International Journal of Green Energy*, 8(1) (2011) 1-24.

- [9] J. Dallaire, H.M.A. Hassan, J.H. Bjernemose, M.P.R. Hansen, I. Lund, C.T. Veje, Performance analysis of a dual-stack Air-PCM heat exchanger with novel air flow configuration for cooling applications in buildings, *Building and Environment*, 223 (2022) 109450.
- [10] E. Akyol, O. Hacıhafızoğlu, Ç. Susantez, K. Kahveci, U. Akyol, Experimental and numerical investigation of heat transfer in a channel with multiple phase change materials (PCMs), *Journal of Energy Storage*, 45 (2022) 103710.
- [11] M. Dardir, K. Panchabikesan, F. Haghighat, M. El Mankibi, Y. Yuan, Opportunities and challenges of PCM-to-air heat exchangers (PAHXs) for building free cooling applications—A comprehensive review, *Journal of Energy Storage*, 22 (2019) 157-175.
- [12] M. Iten, S. Liu, A. Shukla, A review on the air-PCM-TES application for free cooling and heating in the buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 61 (2016) 175-186.
- [13] B.E. Kareem, A.M. Adham, B.N. Yaqob, Thermal performance of Phase Change Material to Air Heat Exchanger (PAHX): State of the art review, *Energy Storage and Saving*, 4(2025) 264-283.

Using bidirectional flow to improve thermal efficiency of plate heat exchangers containing phase change materials

M. Rahimi^a, P. Salimi^b

^{a, b} Mechanical Engineering Department, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

ABSTRACT

Thermal efficiency of a flat heat exchanger containing phase change material (PCM) was investigated numerically at the present study. A new idea was proposed in which air flow through the passages embedded between the PCM chambers was modified as bidirectional flow. Three different lengths of 0.5, 1 and 1.5 m were assumed for the heat exchanger and both of one-directional and bidirectional flow modes were examined in each case. Three values of 5000, 10000 and 15000 were considered for the Reynolds number of the airflow. Transient numerical analysis was conducted using Fluent 6.3 software. For $Re=10000$, it was found that the average heat transfer rate to the air flow decreases sharply from 280 W at the beginning of the freezing process to less than 80 W at the final stages. This was improved when using the bidirectional flow concept for all examined conditions so that, the time required for complete solidification was reduced by about 14, 19 and 22% for three heat exchanger lengths, respectively. According to the results, the positive effect of bidirectional flow on the efficiency of the heat exchanger was greater for the lower air velocities and the larger lengths.

KEYWORDS

Phase change materials, Heat and cold storage, Air heat exchanger, Bidirectional flow, Convective heat transfer.