

## مطالعه عددی مرطوب‌ساز غشایی با کانال ساده در شهر اصفهان برای فصل تابستان

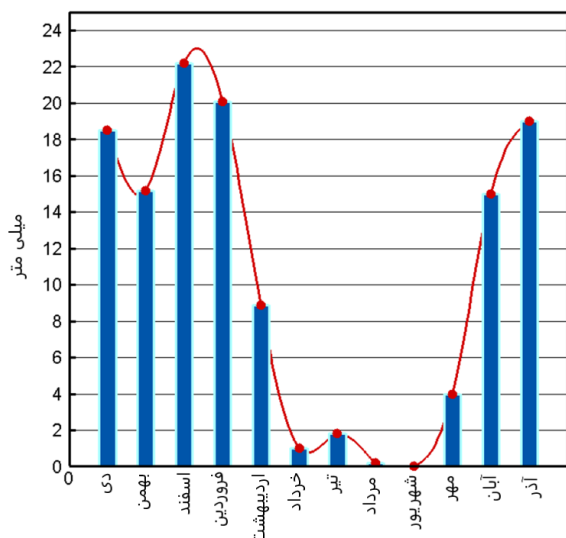
سید مرتضی موسوی زاهد<sup>۱</sup>، ابراهیم افشاری<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه اصفهان، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اصفهان، ایران (sm.z75.moosavi@gmail.com)

<sup>۲</sup> دانشیار، دانشگاه اصفهان، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، اصفهان، ایران (e.afshari@eng.ui.ac.ir)

### چکیده

شکل (۱) نشان می‌دهد که میزان بارش سالیانه در اصفهان، ۱۲۷ میلی‌متر است. از اواخر فروردین تا آبان ماه میزان بارش در اصفهان به شدت کاهش می‌یابد و بهاز این‌رو دوره خشک سالی در اصفهان در نیمه اول سال شکل می‌گیرد. بیشترین و کمترین بارش در این شهر به ترتیب مربوط به اسفند و شهریورماه است.



شکل ۱: نمودار اقلیمی میزان بارش ماهیانه در اصفهان [۲]

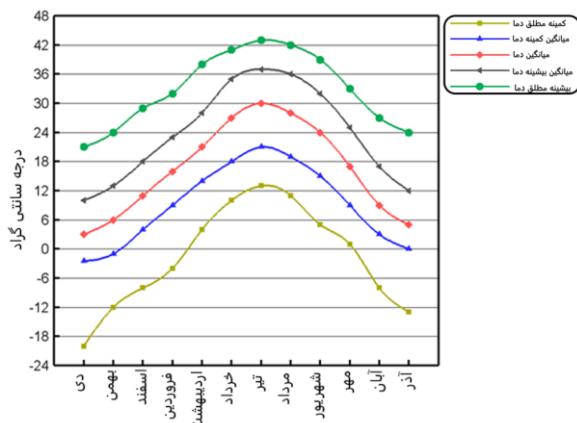
شرایط اقلیمی یکی از عوامل موثر بر آسایش زندگی افراد است. در سال‌های اخیر به دلیل تغییرات آب و هوایی و شرایط داخل ساختمان و مصرف برق در فصل تابستان، تهویه مطبوع مناسب امری ضروری است. بسیاری از طراحان تصور می‌کنند با شناخت اقلیم یکی از مناطق جغرافیایی می‌توانند برای سایر اقلیم‌های مشابه همان طراحی-ها را انجام دهند. شهر اصفهان از اقلیم‌های نسبتاً گرم و خشک کشور ایران است و توجه به شرایط آب و هوایی این شهر در فرآیند طراحی سیستم تهویه مطبوع ساختمان امری ضروری است. در این مقاله با در نظر گرفتن شرایط آب و هوایی اصفهان، به کمک مدل‌سازی عددی یک مرطوب‌ساز غشایی صفحه تخت به بررسی رطوبت و دمای هوای مورد نیاز ساختمان و نزدیک کردن این دو پارامتر به شرایط ایده‌آل برای افراد داخل ساختمان پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که در تابستان با افزایش دبی ورودی سمت خشک، رطوبت خروجی سمت خشک کاهش می‌یابد.

### واژه‌های کلیدی

مرطوب‌ساز غشایی، تهویه مطبوع، تابستان، رطوبت نسبی، دما، مدل‌سازی عددی

### مقدمه

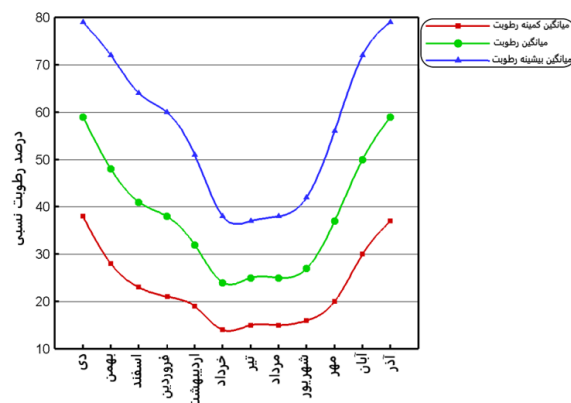
مطابق شکل (۲)، میانگین سالانه دما در اصفهان ۱۶/۴ درجه سلسیوس و در گرم‌ترین و سردترین روز سال که مربوط به تیر و دیماه است؛ به ترتیب ۲۹ و ۳ درجه سلسیوس است.



شکل ۲: نمودار اقلیمی میانگین دما ماهیانه در اصفهان [۲]

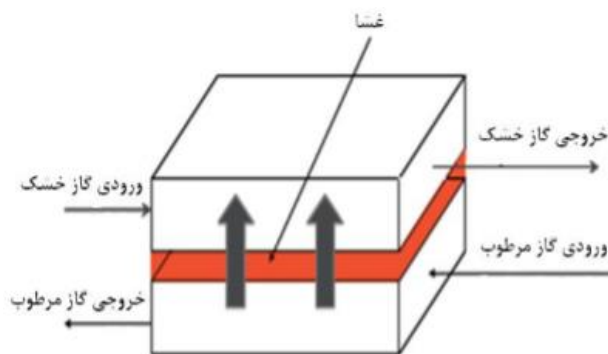
در حال حاضر بشر در حال استفاده بی‌رویه انرژی‌های تجدیدناپذیر و سوخت‌های فسیلی است. مصرف انرژی در ساختمان‌های مسکونی بیشترین سهم را در الگوی مصرف انرژی دارد [۱]. عدم توجه به اصول طراحی تهویه مطبوع در ساختمان‌ها و شرایط آب و هوایی مناطق جغرافیایی، باعث هدر رفتن انرژی و پایین بودن بازده سیستم تهویه مطبوع می‌شود. عواملی نظیر جهت ساختمان، باد، نور، جنس خاک و مصالح ساختمانی در طراحی تهویه مطبوع و تاسیسات یک ساختمان حائز اهمیت هستند. امروزه بخش عظیمی از شهر اصفهان دگیر بارش‌های کم سالیانه برف و باران بوده و باعث شده است که اصفهان جز مناطق نسبتاً گرم و خشک ایران شود. بارش‌ها در اصفهان از جنوب به شمال و از غرب به شرق افزایش می‌یابد.

بر اساس شکل (۳)، میانگین رطوبت نسبی ماهیانه هوا در اصفهان ۳۸/۷ درصد است. همچنین میانگین حداقل رطوبت نسبی ۲۳ درصد و میانگین حداکثر آن ۵۷/۶ درصد است.



شکل ۳: نمودار اقلیمی میانگین درصد رطوبت نسبی ماهیانه در اصفهان [۲]

یکی از روش‌های نزدیک کردن شرایط طرح خارج به شرایط داخل ساختمان استفاده از مرطوب‌ساز غشایی است. مطابق شکل (۴) مرطوب‌سازهای غشایی از سل‌هایی معمولاً به جنس پلیمرها، غشایی از جنس نافایون و صفحات انتهایی تشکیل شده است. هر سل از دو صفحه تشکیل شده است که هر یک از صفحه‌ها وظیفه عبور گاز مرطوب و خشک را به عهده دارند. در واقع هر سل مرطوب‌ساز از دو سمت خشک و مرطوب تشکیل شده است. گاز مرطوب (یا بخار آب) از میان کانال‌های سمت مرطوب عبور کرده و هوای خشک از میان کانال‌های سمت خشک عبور می‌کند. بدین ترتیب یک اختلاف غلظت آب بین دو سمت خشک و مرطوب به وجود می‌آید. این امر باعث می‌شود که آب از سمت مرطوب به سمت خشک انتقال یافته و هوای خشک را مرطوب کند. این گاز مرطوب شده وارد ساختمان می‌گردد.



شکل ۴: ساختمان یک مرطوب‌ساز غشایی [۳]

در زمینه مرطوب‌ساز غشایی مطالعات عددی فراوانی انجام شده است. خیابان و مریدا [۴] یک رطوبت ساز مستقیم و تک کاناله

طراحی کردند که غشا نافایون را به عنوان تبادل کننده آب در نظر گرفتند و اثرات نرخ جریان هوا را مطالعه کردند.

هوانگ و همکاران [۵] عملکرد یک غشای مسطح را برای درصد رطوبت نسبی رطوبت‌ساز، دمای نقطه شبنم (DPAT)، نسبت بازیافت آب (WRR) و نرخ انتقال بخار آب (WVTR) را ارزیابی کردند؛ مطالعه آنها نشان می‌دهد که در نرخ جریان بالاتر از ۳۵۰ SLPM، نرخ انتقال بخار آب به شدت کاهش می‌یابد. زاوودزینسکی و همکاران [۶] جذب رطوبت غشا نافایون ۱۱۷ را بررسی کردند. هیناتسو و همکاران [۷] در یک مطالعه دیگر، جذب بخار آب را برای نافایون ۱۱۷ بررسی کردند. همچنین یک معادله تجربی برای جذب رطوبت غشا به عنوان تابعی از فعالیت بخار آب ارائه کردند. کادیلاک و همکاران [۸] یک مرطوب‌ساز غشایی جریان مخالف را مدل‌سازی کردند. آنها دریافتند که افزایش سرعت جریان منجر به کاهش بازیابی آب می‌شود. یان و همکاران [۹] در مطالعه‌ای متوجه شدند که افزایش میزان دما و رطوبت ورودی سمت خشک باعث کاهش دمای نقطه شبنم و نرخ بازیابی آب و افزایش جزئی افت فشار می‌شود. کومار و ردی [۱۰] در یک مدل‌سازی عددی، یک مرطوب‌ساز غشایی به همراه فوم فلزی را برای کاربرد پیل سوختی مطالعه کردند. تک و همکاران [۱۱] از شرایط عملیاتی هم دما استفاده کردند. آنها نشان دادند که در نرخ جریان پایین‌تر، دمای نقطه شبنم بالاتر در خروجی سمت خشک رخ می‌دهد. بریز و همکاران [۱۲] یک مدل ریاضی از مرطوب‌ساز غشایی در پیل سوختی برای مصرف موبایل ارائه دادند. آنها مدل خود را با داده‌های تجربی تایید و مشاهده کردند.

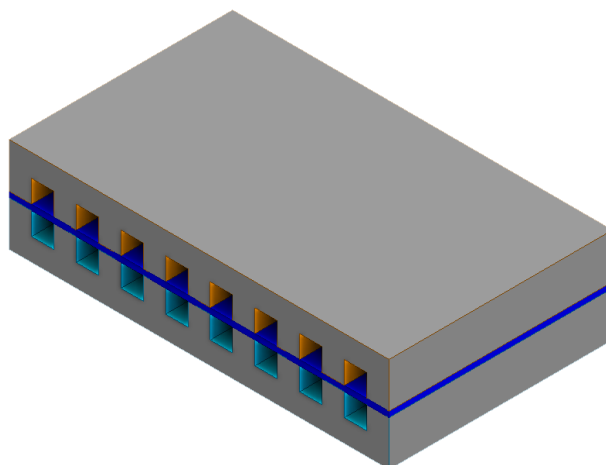
هدف از این تحقیق، مدل‌سازی عددی و سه بعدی یک مرطوب‌ساز غشا پلیمری با کانال‌های موازی ساده برای تامین هوای مرطوب در کاربرد تهویه مطبوع برای شرایط آب و هوایی اصفهان در فصل تابستان است.

#### مدل‌سازی

شکل (۵) شماتیکی از مرطوب‌ساز غشایی با کانال‌های موازی ساده مدل‌سازی شده را نشان می‌دهد. غشا به عنوان قلب مرطوب‌ساز در وسط و کانال‌ها کانال‌های موازی که محل عبور گازهای خشک و مرطوب هستند در دو طرف غشا داخل صفحات سمت خشک و مسمت مرطوب قرار دارند. بستگی به ابعاد مرطوب‌ساز تعداد کانال‌ها تغییر می‌کند. مدل‌سازی با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلونت و با استفاده از روش سیمپل انجام شده است. مشخصات هندسی این مرطوب‌ساز در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۲: معادلات حاکم و روابط مربوط به خواص مرطوب‌ساز

شماره معادله	معادله
(۱)	$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0$
(۲)	$-\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{u}) + S_{Dar} = \frac{1}{\varepsilon^2} \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u})$
(۳)	$s_u = -\frac{\mu}{K} \vec{u}$
(۴)	$\nabla \cdot (\rho C_p \vec{u} T) = \nabla \cdot (K_{eff} \nabla T)$
(۵)	$K_{eff} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon}{3K_m} + \frac{\varepsilon}{2K_m + K_w}}$
(۶)	$\nabla \cdot (\vec{u} C^i) = \nabla \cdot (D_{eff}^i \nabla C^i)$



شکل ۵: شماتیکی از مرطوب‌ساز مدل سازی شده

جدول ۱: مشخصات هندسی و شرایط عملکردی مرطوب‌ساز

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
طول مرطوب‌ساز	$L$	mm	۵۰
عرض مرطوب‌ساز	$W$	mm	۳۴
ارتفاع مرطوب‌ساز در هر سمت	$H$	mm	۴
ارتفاع کانال	$H$	mm	۲
عرض کانال	$W$	mm	۲
فاصله کانال‌ها از یکدیگر	$D$	mm	۲
ضخامت غشا	$T$	$\mu\text{m}$	۱۲۷
مساحت غشا	$A$	$\text{mm}^2$	۲۰۰
ضریب هدایت حرارتی غشا	$K$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	۲
چگالی غشا خشک	-	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	۱۹۸۰
وزن معادل غشا	-	$\text{kg}\cdot\text{mol}^{-3}$	۱/۱
نفوذپذیری غشا	$K$	$\text{m}^2$	$1 \times 10^{-12}$
ضریب تخلخل غشا	$\varepsilon$	-	۰/۵

### فرضیات

برای ساده‌تر شدن معادلات حاکم بر مرطوب‌ساز فرض می‌شود که جریان آرام است، وظیفه غشا فقط انتقال حرارت و اب است، رفتار گاز و بخار شبیه رفتار گاز ایده‌آل است، مرطوب‌ساز آدیاباتیک است، گرماهای ویژه گازها ثابت هستند و عملکرد دایم مرطوب‌ساز بررسی می‌شود.

### معادلات

معادلات حاکم بر مرطوب‌ساز غشایی بر اساس فرضیات اعمال شده شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و اجزا می‌باشد. این معادلات به همراه خواص ترموفیزیکی به طور خلاصه در جدول (۲) ارائه شده است. معادله بقای اجزا، مربوط به جز هوا و بخار آب است. بدنه مرطوب‌ساز عایق فرض شده و انتقال گرما صرفاً بین سیال مرطوب و سیال خشک انجام می‌شود.

معادله (۱)، معادله بقای جرم است و در آن،  $\rho$  و  $\vec{u}$  به ترتیب چگالی مخلوط گاز و بردار سرعت است. در معادله (۲) که مربوط به معادله مومنتوم در محیط متخلخل است،  $\mu$  و  $p$ ،  $\varepsilon$  و  $\rho$  به ترتیب ضریب تخلخل، فشار و ویسکوزیته مخلوط گاز است. در این معادله در نواحی متخلخل جمله چشمه قرار می‌گیرد و قانون دارسی در جایی که سرعت گاز بسیار کم است وارد می‌شود. جمله چشمه در معادله (۳) آمده است و این ترم در کانال‌ها برابر صفر است [۱۳].

در معادله (۳)،  $K$  ضریب نفوذپذیری محیط متخلخل که در اینجا غشا است می‌باشد. در معادله انرژی (معادله (۴))،  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه و  $K_{eff}$  ضریب هدایتی موثر است [۱۴] که  $K_m$  و  $K_w$  مربوط به ضریب هدایتی غشا و بخار آب است. در معادله (۶) که بیانگر بقای اجزا است، نیز  $G^i$  غلظت جز  $i$  و  $D_{eff}^i$  ضریب پخش موثر جز  $i$  در مخلوط گاز است [۱۵].

### نتایج

میزان رطوبت نسبی برای هوای داخل ساختمان مسکونی در فصل تابستان ۴۵-۵۰ درصد و دما ۲۷-۲۰ درجه سلسیوس است [۱۶]. شکل (۲) و (۳) دما و رطوبت نسبی در فصل تابستان برای شهر اصفهان را به ترتیب حدود ۲۸ درجه سلسیوس و ۲۵ درصد نشان می‌دهد. در تابستان، دمای سمت مرطوب را کاهش می‌دهیم تا رطوبت این سمت افزایش یابد و انتقال حرارت از سمت خشک به سمت مرطوب و انتقال رطوبت از طرف مرطوب به طرف خشک صورت پذیرد.

همان طور که از شکل (۷) مشخص است؛ اگر درصد رطوبت نسبی در سمت مرطوب ۸۰ درصد و دبی سمت خشک بین ۳ تا ۴ مترمکعب بر ساعت باشد، آنگاه درصد رطوبت نسبی خروجی سمت خشک در شرایط ایده آل قرار می‌گیرد. با کاهش رطوبت مرطوب به ۷۰ درصد، دبی ورودی سمت خشک باید از ۲٫۵ مترمکعب بر ساعت کمتر باشد. همچنین اگر درصد رطوبت مرطوب ۶۰ درصد و پایین‌تر باشد، نتیجه می‌شود که مرطوب‌ساز در هیچ دبی در سمت خشک، توانایی مرطوب‌سازی هوا تا شرایط استاندارد برای ساختمان مسکونی را ندارد.

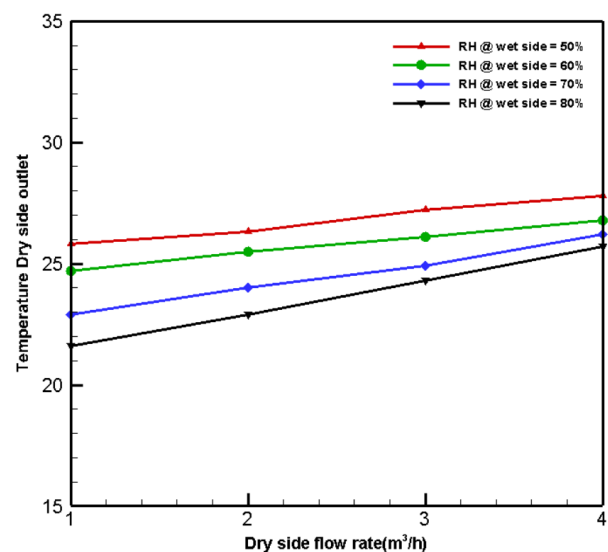
### نتیجه‌گیری

- (۱) در تابستان با افزایش دبی ورودی سمت خشک، انتقال حرارت کمتر است و دمای خروجی سمت خشک نسبت به دبی‌های پایین، زیادتر است.
- (۲) در تابستان با افزایش دبی ورودی سمت خشک، رطوبت خروجی سمت خشک کاهش می‌یابد.
- (۳) در تابستان در یک دبی ورودی ثابت در سمت خشک، با افزایش درصد رطوبت مرطوب، رطوبت خروجی سمت خشک افزایش می‌یابد.

### مراجع و منابع

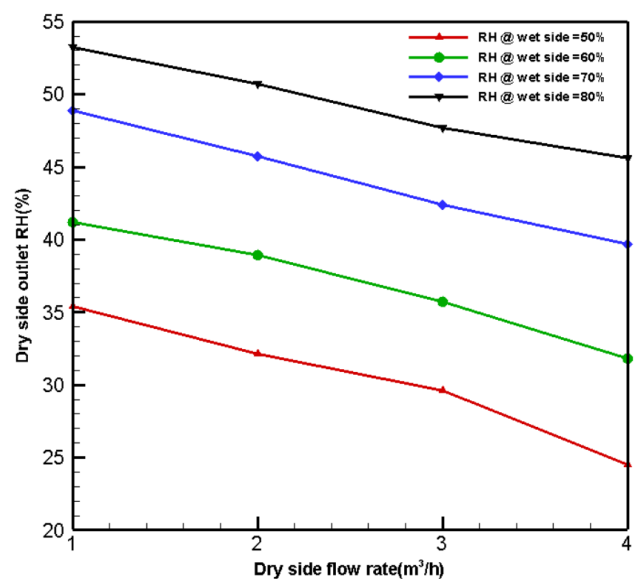
- [1] W. Yang and L. C. Marr, "Mechanisms by which ambient humidity may affect viruses in aerosols," *Appl. Environ. Microbiol.*, vol. 78, no. 19, pp. 6781–6788, 2012, doi: 10.1128/AEM.01658-12.
- [2] سایت هواشناسی استان اصفهان
- [3] D. Chen, W. Li, and H. Peng, "An experimental study and model validation of a membrane humidifier for PEM fuel cell humidification control," *J. Power Sources*, vol. 180, no. 1, pp. 461–467, 2008, doi: 10.1016/j.jpowsour.2008.02.055.
- [4] S. Yu *et al.*, "A parametric study of the performance of a planar membrane humidifier with a heat and mass exchanger model for design optimization," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 7–8, pp. 1344–1351, 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.054.
- [5] J. Jiang, W. Ru, J. Kun, and W. Wu, "Experimental study on performance of a planar membrane humidifier for a proton exchange membrane fuel cell stack," *J. Power Sources*, vol. 215, pp. 69–76, 2012, doi: 10.1016/j.jpowsour.2012.04.051.
- [6] T. A. Zawodzinski *et al.*, "Water Uptake by and Transport Through Nafion | 117

شکل (۶) دمای خروجی سمت خشک را بر حسب دبی سمت خشک در درصد رطوبت‌های نسبی مختلف سمت مرطوب نشان می‌دهد. در یک درصد رطوبت نسبی ثابت در سمت مرطوب، با افزایش دبی سمت خشک، انتقال حرارت از سمت خشک به سمت مرطوب کاهش می‌یابد و دمای سمت خشک کاهش کمی دارد. با کاهش درصد رطوبت نسبی سمت مرطوب، دمای این سمت افزایش می‌یابد، بنابراین در یک دبی ثابت در سمت خشک، با افزایش رطوبت طرف مرطوب، انتقال حرارت افزایش می‌یابد و دمای سمت خشک کاهش می‌یابد.



شکل ۶: تاثیر درصد رطوبت مرطوب بر دمای خروجی

شکل (۷) مربوط به درصد رطوبت نسبی هوای خروجی سمت خشک در فصل تابستان برای شهر اصفهان است.



شکل ۷: تاثیر درصد رطوبت مرطوب بر درصد رطوبت خروجی

- Energy*, vol. 39, no. 2, pp. 958–965, 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.10.140.
- [12] E. Breaz, F. Gao, B. Blunier, and R. Tirnovan, “Mathematical modeling of proton exchange membrane fuel cell with integrated humidifier for mobile applications,” *2012 IEEE Transp. Electr. Conf. Expo, ITEC 2012*, 2012, doi: 10.1109/ITEC.2012.6243436.
- [13] E. Afshari and S. A. Jazayeri, “Analyses of heat and water transport interactions in a proton exchange membrane fuel cell,” *J. Power Sources*, vol. 194, no. 1, pp. 423–432, 2009, doi: 10.1016/j.jpowsour.2009.04.057.
- [14] T. Model, P. Exchange, and M. F. Cells, “Two-Dimensional Model,” vol. 44, no. 11, 1998.
- [15] Y. Wang and C. Y. Wang, “Simulation of flow and transport phenomena in a polymer electrolyte fuel cell under low-humidity operation,” *J. Power Sources*, vol. 147, no. 1–2, pp. 148–161, 2005, doi: 10.1016/j.jpowsour.2005.01.047.
- [16] م. طباطبایی، محاسبات تاسیسات ساختمان، نشر روزبهان، چاپ نوزدهم، ۱۳۹۵.
- Membranes,” vol. 140, no. 4, 1993.
- [7] J. T. Hinatsu, M. Mizuhata, and H. Takenaka, “Water Uptake of Perfluorosulfonic Acid Membranes from Liquid Water and Water Vapor,” vol. 141, no. 6, pp. 8–13, 1994.
- [8] D. Kadylak and W. Mérida, “Experimental verification of a membrane humidifier model based on the effectiveness method,” *J. Power Sources*, vol. 195, no. 10, pp. 3166–3175, 2010, doi: 10.1016/j.jpowsour.2009.12.005.
- [9] W. Yan, C. Chen, Y. Jhang, Y. Chang, and P. Amani, “Performance evaluation of a multi-stage plate-type membrane humidifier for proton exchange membrane fuel cell,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 176, no. May, pp. 123–130, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.09.027.
- [10] A. Kumar and R. G. Reddy, “Materials and design development for bipolar / end plates in fuel cells,” vol. 129, pp. 62–67, 2004, doi: 10.1016/j.jpowsour.2003.11.011.
- [11] H. Tak, J. Yun, J. Han, and S. Yu, “Mass transfer characteristics of the hydrophilic membrane with the isolation of heat transfer effect by isothermal bath,” *Int. J. Hydrogen*