



بررسی عملکرد میدان‌های مختلف جریان خنک‌کاری با کانال‌های موازی در پیل سوختی غشا پلیمری

زهرا شریعتی^۱ و ابراهیم افشاری^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی دانشگاه اصفهان

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۹/۱۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۱۲/۱۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۰۱/۱۹

چکیده

در پیل‌های سوختی غشا پلیمری، بیش از نیمی از انرژی شیمیایی هیدروژن، در طی تولید الکتروسیسته به گرما تبدیل می‌شود. در صورت دفع نامناسب این گرما، عملکرد و پایداری پیل آسیب می‌بیند. در این مقاله، چندین طرح مختلف کانال‌های موازی برای میدان جریان خنک‌کاری در پیل غشا پلیمری پیشنهاد می‌شود و انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی شبیه سازی می‌شود. عملکرد طرح‌های پیشنهادی بر اساس معیارهای دمای ماکزیمم سطح، دمای میانگین سطح، یکنواختی دما و افت فشار ارزیابی می‌شود. نتایج، نشان می‌دهند که مدل دارای کانال‌های موجی شکل، کمترین شاخص یکنواختی دما، کمترین دمای ماکزیمم سطح و کمترین دمای میانگین سطح را دارد، لذا از نظر عملکرد خنک‌کاری، بهترین مدل در بین مدل‌های مطالعه شده در این مقاله است؛ اما از طرفی افت فشار بیشتری ایجاد می‌کند. مدل دارای کانال‌های مستقیم با سطح مقطع دوزنقه‌ای، شاخص‌های دمایی کمی ضعیف‌تری نسبت به مدل دارای کانال‌های موجی دارد؛ اما افت فشار بسیار کمتری ایجاد می‌کند. از این‌رو این دو مدل، نسبت به بقیه مدل‌ها برای خنک‌کاری بسیار مناسب‌تر بوده، اما در انتخاب یک مدل از بین این دو مدل، باید مصالحه‌ای بین شاخص‌های دمایی و افت فشار مینیمم انجام پذیرد.

کلمات کلیدی: پیل سوختی غشا پلیمری؛ مدیریت گرمایی؛ میدان جریان خنک‌کاری؛ یکنواختی توزیع دما، افت فشار.

Study on performance of different cooling flow fields with parallel channels in polymer electrolyte membrane fuel cell

Z. Shariati¹ and E. Afshari^{2,*}

¹M.Sc. Student, Mech. Eng., Univ. of Isfahan, Isfahan, Iran

² Assoc. Prof., Mech. Eng., Univ. of Isfahan, Isfahan, Iran

Abstract

In polymer electrolyte membrane fuel cells (PEMFCs) more than half of the chemical energy of hydrogen is converted into heat during the generation of electricity. This heat, if not being properly exhausted, impairs the performance and durability of cell. In this paper, several different parallel channel designs were suggested for cooling flow field in PEMFC, and heat transfer in cooling plates was simulated using computational fluid dynamics. Performance of suggested designs was assessed in terms of maximum surface temperature, average surface temperature, temperature uniformity and pressure drop characteristics. The results indicate that the model with wavy channels, has the least temperature uniformity index, the least maximum surface temperature and the least average surface temperature, therefore in respect of cooling performance, is the best model among the models were studied in this paper; but it produces more pressure drop. The model with straight channels that have trapezoid cross sections areas, has weaker temperature characteristics than the model with wavy channels; but it produces less pressure drop; so these two models are more suitable for cooling than the other models; but for selection one model between them, a compromise must be done between temperature characteristics and minimum pressure drop.

Keywords: Polymer electrolyte membrane fuel cell; Heat management; Cooling flow field; Temperature distribution uniformity; Pressure drop.

۱- مقدمه

گرمای تولیدی در پیل‌های سوختی غشا پلیمری، به دلیل این که این پیل‌ها بازده گرمایی حدود ۴۰٪-۵۰٪ دارند، برابر یا حتی بیشتر از مقدار الکتروسیسته تولیدی در پیل است. این نوع پیل سوختی، جهت تجاری شدن با چالش‌های زیادی درگیر است که در این میان، مدیریت صحیح گرما یکی از معضلات اساسی آن بوده که باید رفع می‌شود. مدیریت حرارت در پیل، در واقع دفع گرمای تولید در داخل توده پیل به محیط اطراف است [۱]. غشا به عنوان قلب پیل سوختی، باید دارای رطوبت کافی باشد تا هدایت پروتون را به خوبی صورت دهد. عملکرد پیل در دماهای بالا، سبب خشک شدن غشا، افزایش مقاومت اهمی پیل، انقباض و گسیختگی غشا می‌شود. عملکرد در دماهای پایین نیز، سبب کاهش نرخ واکنش‌ها، ولتاژ، توان خروجی و همچنین سبب میعان آب و وقوع پدیده شناوری در سمت کاتد می‌شود. شناوری، سبب می‌شود بخشی از تخلخل‌های لایه پخش گاز، مسدود شود و انتقال اکسیژن از لایه پخش گاز به لایه کاتالیست کاهش یابد. علاوه بر محدودیت در جهت افزایش و کاهش دمای پیل، غیریکنواختی دما نیز سبب می‌شود، نرخ واکنش‌های الکتروشیمیایی در محل‌های مختلف پیل متفاوت باشد و سبب ایجاد نقاط داغ در مکان‌های خاصی از پیل و کاهش طول عمر پیل می‌شود [۲].

روش‌های مختلفی برای خنک‌کاری توده پیل سوختی وجود دارد. خنک‌کاری توسط جابه‌جایی آزاد با محیط اطراف، خنک‌کاری از طریق جریان هوای اضافی دمیده شده به کاتد، خنک‌کاری با استفاده از پخش‌کننده‌های حرارتی (خنک‌کاری لبه‌ای)، خنک‌کاری از طریق تغییر فاز سیال خنک‌کننده و خنک‌کاری به کمک هوا، آب و یا سیال‌های دیگر با تعبیه مسیرهای ویژه خنک‌کاری داخل توده پیل از جمله این روش‌ها است [۳]. انتخاب یک روش از مجموعه روش‌های یاد شده برای خنک‌کاری یک سیستم پیل سوختی به عواملی نظیر، توان پیل، سادگی یا پیچیدگی سیستم، استفاده از گرمای تولیدی، قیمت تمام شده سیستم و ... وابسته است. روش اول و دوم، برای پیل‌های تا توان ۱۰۰W استفاده می‌شود. در روش سوم، با استفاده از مواد با هدایت گرمایی بالا در صفحات خنک‌کاری، گرما از نواحی مرکزی پیل به لبه‌ها منتقل می‌شود. روش چهارم، بیشتر جنبه تحقیقاتی دارد و روشی عملی برای دفع گرمای پیل محسوب نمی‌شود. خنک‌کاری با آب و هوا، جزء روش‌های متداول‌تر برای خنک‌کردن پیل غشا پلیمری هستند، چون گرمای ویژه آب در مقایسه با هوا بیشتر است، خنک‌کاری با آب بهتر انجام شده و توزیع دما در توده پیل یکنواخت‌تر است، اتلاف‌های پارازیتی برای پمپ کردن آب نیز کمتر است و لذا استفاده از آب برای دفع

گرما کارآمدتر است، هر چند که خنک‌کاری با آب لوازم بیشتری می‌خواهد و نیاز به کنترل بیشتر دارد. علاوه بر این‌ها، ابعاد کانال‌های خنک‌کاری با آب نسبت به هوا کوچک‌تر است [۲]. از خنک‌کاری با هوا، در توده‌های پیل تا توان حداکثر ۲ kW استفاده می‌شود. در توده‌های با توان بالا، سیستم خنک‌کاری با هوا نسبت به خنک‌کاری با آب، درصد بالاتری از توان تولیدی پیل را مصرف می‌کند. به طور کلی در توده‌های با توان بالاتر از ۵ kW از آب و در توده‌های با توان کمتر از ۲ kW از هوا، به عنوان خنک‌ساز استفاده می‌شود. برای انتخاب خنک‌ساز در محدوده ۲-۵ kW، دستور کلی وجود ندارد و باید با توجه به شرایط کارکرد، محدودیت فضا و ... روش خنک‌کاری مناسب را انتخاب کرد.

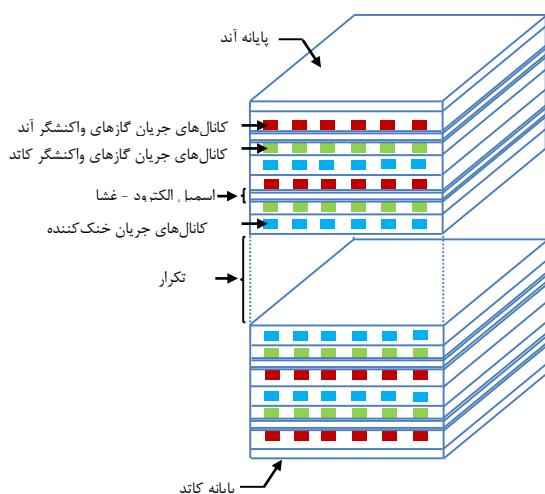
از نظر هندسی نیز، میدان‌های جریان متفاوتی برای خنک‌کاری توده پیل با آب می‌توان در نظر گرفت. کانال‌های موازی، مارپیچی و مارپیچی-موازی، انواع متداول‌تر هستند [۴]. میدان جریان خنک‌کاری، باید به نحوی طراحی شود که گرمای تولیدی در ولتاژهای کاری مختلف را دفع کند. از آنجا که با کاهش ولتاژ کاری (افزایش دانسیته جریان)، حرارت تولیدی افزایش می‌یابد، بنابراین شبکه توزیع جریان سیال خنک‌کننده، باید بتواند در دامنه وسیعی از ولتاژها، حرارت تولیدی را دفع کند، دمای توده پیل را در دمای کاری ثابت نگه دارد و توزیع دما نیز داخل پیل یکنواخت شود. از آنجا که سرعت انجام واکنش‌های الکتروشیمیایی و چگالی جریان به دما وابسته است، لذا توزیع یکنواخت دما در سطح توده پیل، منجر به توزیع یکنواخت چگالی جریان می‌شود؛ هرچند که ایجاد توزیع کاملاً یکنواخت دما در سیستم دینامیک امکان‌پذیر نیست. همچنین، باید توجه داشت که افت فشار سیال خنک‌کننده در کانال‌های خنک‌کاری از ورودی تا خروجی باید حداقل شود تا مصرف توان پمپ گردش سیال خنک‌کاری حداقل شود [۲]. در واقع دفع بالای گرما، توزیع یکنواخت دما و کم بودن افت فشار در طراحی میدان خنک‌کاری بسیار مهم است.

چن و همکاران [۵]، یک تحلیل گرمایی برای الگوی میدان جریان خنک‌کاری، برای بهینه‌سازی طرح میدان جریان خنک‌کاری توده پیل غشا پلیمری ارائه داده‌اند. آن‌ها شش میدان جریان شامل: سه میدان مارپیچی و سه میدان موازی ساده را بررسی کرده، نتیجه گرفته‌اند که میدان‌های مارپیچی، توزیع دمای یکنواخت‌تری نسبت به انواع موازی دارند؛ اما نوع موازی، افت فشار بسیار کمتری نسبت به نوع مارپیچی دارد. در طرح ارائه شده توسط لی [۶]، یک میدان جریان خنک‌کاری بررسی شده است که دارای نواحی با دبی‌های حجمی مختلف است. نواحی با دبی‌های حجمی مختلف، موجب توزیع یکنواخت‌تر دما در توده پیل می‌شوند. چو و همکاران [۷]، شش طرح میدان جریان خنک‌کننده را با استفاده از دینامیک

مارپیچی، موازی ساده و یا موازی مارپیچی هستند و به انواع مختلف کانال‌های موازی پرداخته نشده است که ساده‌ترین نوع کانال‌ها می‌باشند. در این مطالعه، چندین طرح جدید کانال موازی به صورت کانال‌های موازی ساده، کانال‌ها با تغییر اندازه و تعداد آن‌ها در محل‌های مختلف، کانال‌های با انحنا، کانال‌ها با تغییر سطح مقطع و کانال‌های موجی ارائه می‌شود و جریان سیال خنک‌کننده و انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری برای یک پیل غشا پلیمری با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، شبیه‌سازی می‌شود. عملکرد هشت طرح مختلف میدان جریان خنک‌کننده بر اساس دمای ماکزیمم سطح، یکنواختی دما و افت فشار ارزیابی و سپس عملکرد آن‌ها با یکدیگر مقایسه می‌شود. این طرح‌ها برای افزایش یکنواختی دما و کاهش دمای ماکزیمم سطح در مقایسه با کانال‌های موازی ساده ارائه شده‌اند.

۲- توصیف مدل

در حالت کلی برای دست‌یابی به توان مورد نظر پیل، چندین پیل تکی را کنار هم قرار می‌دهند. پیل تکی از یک مجموعه غشا برای هدایت یون‌ها، لایه‌های کاتالیست برای انجام واکنش‌های الکتروشیمیایی، دو لایه پخش گاز برای توزیع یکنواخت واکنش‌گرها و دو صفحه قطبی برای هدایت الکترون‌ها و توزیع جریان تشکیل می‌شود. برای عملکرد مناسب پیل، دفع گرمای ناشی از واکنش‌های الکتروشیمیایی، بسیار مهم است و معمولاً به وسیله آب مایع انجام می‌شود که در کانال‌های خنک‌کاری تعبیه شده در صفحات قطبی یا صفحات خنک‌کاری مخصوص جریان دارد، شکل ۱، یک توده پیل سوختی همراه با کانال‌های خنک‌کاری که داخل صفحات قطبی تعبیه شده‌اند را نشان می‌دهد.



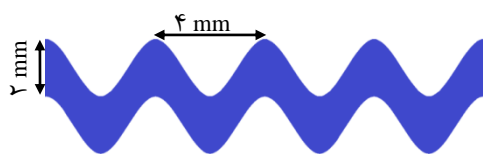
شکل ۱- توده پیل سوختی غشا پلیمری با صفحات خنک‌کاری

سیالات محاسباتی شبیه‌سازی کرده‌اند. در کار آن‌ها، دو مدل موازی و مارپیچی معمولی و دو مدل اصلاح شده از هر کدام از مدل‌های اول و دوم ارائه شده است. نتایج آنها نشان می‌دهد، مدلی که برای بهبود عملکرد مدل‌های مارپیچی طراحی شده است، ماکزیمم دمای سطح کمتر و توزیع دمای یکنواخت‌تری در طول کل سطح فعال، در بین مدل‌های مارپیچی دارد. یک مدل مارپیچی چند مسیره توسط نم و همکاران [۸] بررسی شده است. مدل آن‌ها در ابتدا برای بهبود عملکرد پیل برای میدان جریان واکنش‌گرها ارائه شده است و در ادامه برای میدان جریان خنک‌کاری به منظور یکنواخت کردن توزیع دما نیز به کار گرفته شده است. با استفاده از مدل‌سازی عددی، نتیجه گرفته است که میدان مارپیچی چند مسیره نسبت به مارپیچ‌های معمولی، از نظر بیشینه دمای سطح و از نظر یکنواختی دما، عملکرد خنک‌کاری بهتری دارد. طرح‌های متفاوت میدان جریان خنک‌کاری با کانال‌های منفرد یا چندگانه، به صورت عددی توسط هاشمی [۳] مطالعه شده‌اند. علاوه بر یکنواختی دما و افت فشار کمینه، مینیمم کردن تولید آنتروپی کلی نیز معیاری برای بهینه‌سازی است. بیک و همکاران [۱۱]، به بررسی عددی خنک‌کاری پیل‌های غشا پلیمری با سطح مقطع بزرگ، با چندین نوع کانال مارپیچی پرداخته، عملکرد هر یک را بررسی کرده‌اند. نتایج آن‌ها، نشان می‌دهد که طرح میدان مارپیچی چند راهه با فرض افت فشار یکسان، به طور قابل توجهی یکنواختی توزیع دما در صفحه خنک‌کاری را بهبود می‌بخشد. ساسمیتو و همکاران [۹]، طرح‌های مختلف کانال‌های خنک‌کاری و کانال‌های گاز را برای توده پیل‌های سوختی غشا پلیمری خنک‌شونده توسط مایع، به صورت عددی مطالعه کرده‌اند. آن‌ها به بررسی عملکرد توده پیل و توزیع پارامترهای کلیدی مربوط به مدیریت حرارتی، مدیریت آب و گاز پرداخته‌اند. در کار آن‌ها، به جای کل توده پیل، یک تک پیل به همراه شرط مرزی پرودیگ در بالا و پایین آن در نظر گرفته شده است. نتایج آن‌ها، نشان می‌دهد که طرح میدان مارپیچی موازی با پره‌های مایل مرکب، بهترین عملکرد را دارد. اصغری و همکاران [۲]، با مدل‌سازی عددی توده پیل ۵ kW خنک‌شونده با آب، مقدار بهینه نرخ جریان خنک‌کننده و توان پارازیتی توده پیل را تعیین کرده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیده‌اند که با افزایش تعداد کانال‌های موازی در میدان جریان مارپیچی-موازی، اختلاف دما بین خروجی خنک‌کننده و صفحه خنک‌کاری افزایش می‌یابد. لسبت و همکاران [۱۰]، با بررسی عملکرد گرمایی یک تک‌کانال، بازه انتقال حرارت، افت فشار و ویژگی‌های اختلاط برای چند طرح سه بعدی کانال شامل، کانال‌های C شکل، V شکل و B شکل، را به صورت عددی ارزیابی کرده، با کانال‌های مستقیم متداول مقایسه کرده‌اند.

در تمام طرح‌های مختلفی که مرور شد، کانال‌ها به صورت

شده است. فرض بر این است که هر اسمبل الکترو-غشا^۳ در یک پیل تکی، همان عملکردی را دارد که در توده پیل دارد [۱].

میدان‌های جریان خنک‌کاری مورد مطالعه، شامل، میدان جریان با ۳۷ کانال مستقیم موازی با سطح مقطع مستطیلی (مدل A)، میدان جریان با ۳۷ کانال مستقیم موازی مشابه مدل A اما با سطح مقطع دوزنقه‌ای با اندازه قاعده‌های ۲ و ۱/۵ میلی‌متر (مدل B)، میدان جریانی که عرض کانال‌ها ثابت و فاصله بین کانال‌ها در مرکز کمتر و در پیرامون بیشتر است، به طوری که فاصله‌ها با قدر نسبت ۰/۲۵ میلی‌متر افزایش یافته، بیشترین فاصله دو کانال ۴/۲۵ میلی‌متر است (مدل C)، میدان جریانی که در نواحی مرکز، عرض کانال‌ها زیاد و در نواحی پیرامونی عرض کانال‌ها کم است، به طوری که عرض کانال‌ها با قدر نسبت ۰/۲۵ میلی‌متر افزایش می‌یابند و بیشترین عرض کانال ۵/۵ میلی‌متر است (مدل D)، میدان جریانی که کانال‌ها در عوض مستقیم، منحنی شکل هستند و انحنا ی مقعر شکل دارند. انحنا در نواحی پیرامونی بالا و در نواحی مرکز پایین است، به طوری که کانال‌ها در مرکز تقریباً مستقیم هستند و فاصله کانال‌ها با قدر نسبت ۰/۲۵ میلی‌متر افزایش می‌یابد (مدل E)، میدان جریانی که کانال‌ها در عوض مستقیم، منحنی شکل هستند و انحنا ی محدب شکل دارند. انحنا در نواحی پیرامونی بالا و در نواحی مرکز پایین است، به طوری که کانال‌ها در مرکز، تقریباً مستقیم هستند و فاصله کانال‌ها با قدر نسبت ۰/۲۵ میلی‌متر افزایش می‌یابد (مدل F)، میدان جریانی که سطح مقطع کانال خنک‌کاری از سمت ورودی خنک‌کننده به سمت خروجی افزایش می‌یابد، به طوری که عرض ورودی کانال ۱ میلی‌متر و عرض خروجی ۳ میلی‌متر است (مدل G) و میدان جریان با کانال‌های موجی شکل با عرض ۲ میلی‌متر (مدل H) (شکل ۳)، هستند. این مدل‌ها برای افزایش یکنواختی دما و کاهش دمای ماکزیمم سطح در مقایسه با میدان جریان خنک‌کاری موازی (مدل A) ارائه شده‌اند.



شکل ۳- کانال موجی شکل (مدل H)

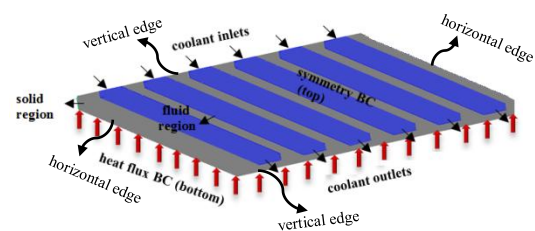
مدل‌های A تا H در شکل ۴ و پارامترهای استفاده شده برای شبیه‌سازی صفحه خنک‌کاری، در جدول ۱ ارائه شده‌اند [۱].

در وضعیت کارکرد دائم پیل، شار حرارتی میانگین یک صفحه خنک‌کاری (دو سطح خنک‌کاری) با استفاده از معادله ۱، به دست می‌آید [۱].

$$q = \frac{nI \left(-\frac{\Delta h_f^0}{2F} - V \right)}{2A} \quad (1)$$

n تعداد پیل‌های تکی مربوط به هر صفحه خنک‌کاری، I جریان، V ولتاژ خروجی، A سطح کل پیل، Δh_f^0 آنتالپی تشکیل آب (۲۴۱/۸ kJ/mol برای LHV^1 ، ۲۸۵/۸ kJ/mol برای HHV^2) و F ثابت فارادی (۹۶۴۸۷ C/mol) است. برای توده پیل نشان‌داده شده در شکل ۱، n برابر یک است؛ زیرا برای هر پیل تکی، یک صفحه خنک‌کاری قرار دارد.

مطابق شکل ۲، دامنه محاسباتی در این شبیه‌سازی، بخشی از صفحه خنک‌کاری است که کانال‌های خنک‌کاری در آن تعبیه شده است. در واقع گرمای تولیدی در پیل که از طریق هدایت حرارتی به صفحه خنک‌کاری وارد می‌شود، به صورت شار حرارتی که به سطح صفحه خنک‌کاری وارد می‌شود، شبیه‌سازی گردیده است.



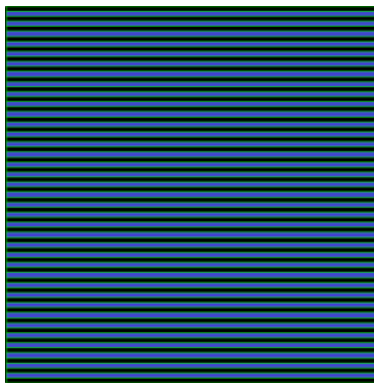
شکل ۲- مدل هندسی استفاده شده برای شبیه‌سازی عددی پیل به همراه شرایط مرزی

باید توجه شود که در طی عملکرد واقعی پیل، ایجاد شار حرارتی ثابت، غیرممکن است، زیرا توزیع شار حرارتی تولیدی به فاکتورهایی مانند، یکنواختی توزیع واکنشگرها در سطح فعال پیل، یکنواختی توزیع فشار بین اجزای پیل، یکنواختی کاتالیست، شکل میدان‌های جریان توزیع واکنشگرها و ... بستگی دارد [۲]. به دلیل این‌که در این مقاله فقط صفحه خنک‌کاری شبیه‌سازی می‌شود و توزیع واکنشگرها در سطح فعال پیل، توزیع کاتالیست، میدان‌های جریان واکنشگرها و ... در شبیه‌سازی در نظر گرفته نمی‌شوند، شار حرارتی اعمال شده به صفحات خنک‌کاری، ثابت در نظر گرفته می‌شود. با این وجود، نتایج حاصل از این شبیه‌سازی ایده‌آل، اطلاعات ضروری را در مورد عملکرد صفحات خنک‌کاری در شرایط واقعی در اختیار قرار می‌دهند. سیال خنک‌کاری آب در نظر گرفته

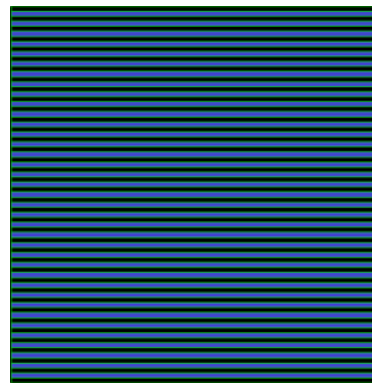
¹ Lower Heating Value

² Higher Heating Value

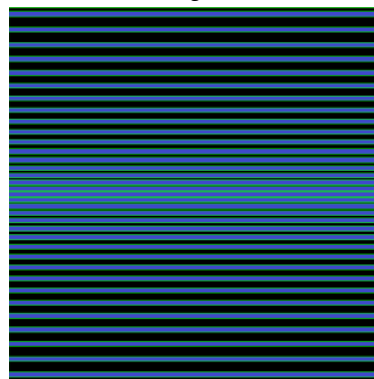
³ Membrane Electrode Assembly (MEA)



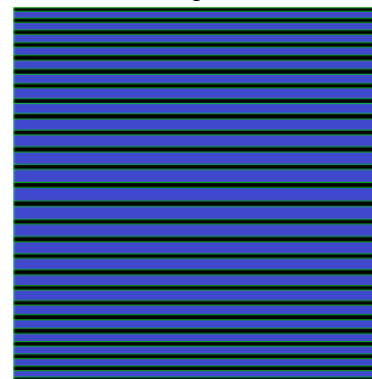
مدل A



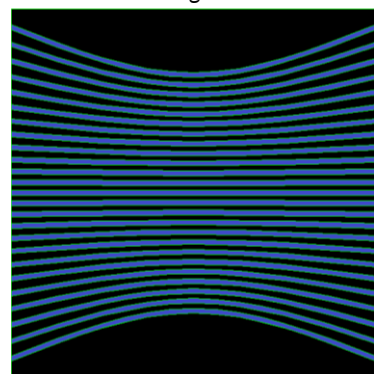
مدل B



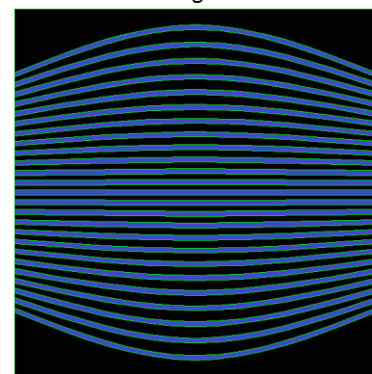
مدل C



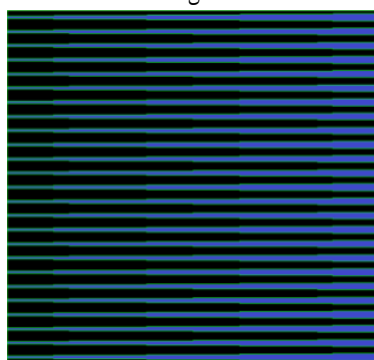
مدل D



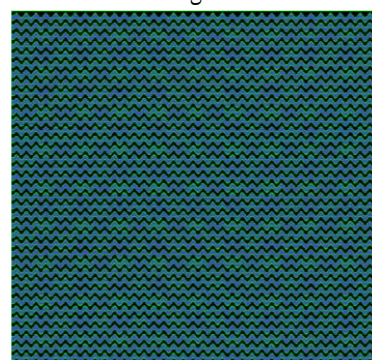
مدل E



مدل F



مدل G



مدل H

شکل ۴- هشت طرح میدان جریان خنک‌کاری برای یک صفحه خنک‌کاری با سطح مقطع ۱۵ cm × ۱۵ cm

طریق مصالحه بین مقادیر افت فشار و دمای ماکزیمم سطح صفحه خنک‌کاری، استفاده از کانال با طول موج ۴ mm مناسب است. همان‌طور که در جدول ۱ مشاهده می‌شود، شار حرارتی میانگین هر صفحه خنک‌کاری، برابر 5000 W/m^2 در نظر گرفته شده است [۱]. در حقیقت این مقدار شار حرارتی، با مراجعه به مشخصات یک نمونه پیل سوختی غشا پلیمری ۵ کیلو وات حاصل می‌شود. این پیل که شامل، ۵۰ تک سل با سطح فعال 225 cm^2 است، به دلیل داشتن بازده حدود ۴۷٪ در طی عملکرد با توان تولیدی 5000 W حدود 5625 W گرما تولید می‌کند؛ بنابراین شار گرمای تولیدی یک، تک سل تقریباً برابر 5000 W/m^2 است. از آنجا که دمای کاری پیل ۴۰ درجه سلسیوس است، دمای سیال خنک‌کننده ورودی نیز برابر ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

برای انتخاب ابعاد سطح مقطع کانال‌ها و همچنین فاصله بین کانال‌ها، تأثیر عمق و عرض کانال‌ها و فاصله بین کانال‌ها بر پارامترهای گرمایی و افت فشار در مدل موازی ساده بررسی شده است و این نتیجه حاصل است که استفاده از کانال با عرض ۲ میلی‌متر و عمق ۱ میلی‌متر مناسب است و استفاده از فاصله ۲ میلی‌متر نیز بین کانال‌ها مطلوب است. معیار انتخاب مقدار دبی خنک‌کننده ورودی، میزان افت فشار ایجاد شده در کانال‌ها و میزان افزایش دمای خنک‌کننده است.

۳- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان سیال خنک‌کاری شامل، معادلات بقای جرم، بقای مومنتوم و بقای انرژی در سیال خنک‌کاری و صفحات خنک‌کاری به صورت معادلات ۲ تا ۴ بیان می‌شود. با توجه به هندسه مسأله و عدد رینولدز جریان، فرض می‌شود که جریان آرام و سیال، غیرقابل تراکم است. مقادیر سرعت متوسط جریان، u_m ، قطر هیدرولیکی، D_h و ماکزیمم مقدار عدد رینولدز، Re برای تمامی مدل‌ها در جدول ۲، ارائه شده است.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

$$\rho \left(u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

ρ چگالی، μ ویسکوزیته سینماتیک، C_p گرمای ویژه، k ضریب هدایت گرمایی، u میدان سرعت، T میدان دما و P فشار است. u_{zj} نیز مؤلفه‌های سرعت در جهات x ، y و z است. به دلیل عملکرد خنک‌کاری در حالت دائم، ترم‌های گذرا در نظر گرفته نشده است.

برای بررسی تأثیر شکل سطح مقطع کانال بر عملکرد خنک‌کاری، کانال‌های موازی ساده با سطح مقطع دوزنقه‌ای شکل در مدل B بررسی شده‌اند و عملکرد آن با مدل A مقایسه شده است که کانال‌های موازی ساده با سطح مقطع مستطیلی شکل دارد. در سیستم پیل‌های متعارف، اختلاف دمایی، بین نواحی مرکز و پیرامونی سل واحد در توده پیل سوختی وجود دارد، زیرا سطح‌های پیرامونی، می‌توانند به وسیله هوای مجاور به روش جابه‌جایی طبیعی و یا جابه‌جایی آزاد خنک شوند. به همین دلیل در مدل‌های C، D، E و F طرح‌هایی ارائه شده‌اند که توزیع کانال‌ها در صفحه خنک‌کاری یکنواخت نیست و چگالی توزیع کانال‌ها در مرکز صفحه بیشتر و در پیرامون صفحه کمتر است.

در مدل G، سطح مقطع کانال خنک‌کاری از سمت ورودی به سمت خروجی افزایش می‌یابد. در کانال‌های ساده، آب به سمت خروجی کانال که حرکت می‌کند، دما افزایش می‌یابد و انتقال گرما از توده پیل به آب کاهش می‌یابد. در این طرح، در سمت پایین دست کانال، سطح تماس آب با MEA بیشتر بوده، در پایین دست کانال نیز نرخ انتقال حرارت بالا می‌رود.

جدول ۱- پارامترهای استفاده شده برای شبیه‌سازی

هندسه صفحه	
ابعاد صفحه	۱۵۰ mm × ۱۵۰ mm × ۲ mm
عرض کانال	۲ mm
فاصله بین دو کانال	۲ mm
عمق کانال	۱ mm
خواص صفحه خنک‌کاری (گرافیت) [۱۱]	
چگالی	۲۲۵۰ kg/m ³
گرمای ویژه	۶۹۰ J/kg.K
هدایت گرمایی	۲۴ W/m.K
خواص خنک‌کننده (آب ۴۰°C)	
چگالی	۹۹۲/۲ kg/m ³
گرمای ویژه	۴۱۷۹ J/kg.K
هدایت گرمایی	۰/۶۲ W/m.K
شرایط عملکردی	
شار حرارتی	۵۰۰۰ W/m ²
دمای ورودی خنک‌کننده	۴۰ °C
دبی جرمی ورودی خنک‌کننده	۰/۱۲ kg/s

طول موج کانال‌های موجی شکل در مدل H برابر ۴ mm در نظر گرفته شده است و بدین ترتیب در راستای طول هر کانال، ۳۷ قله موج وجود دارد. دلیل انتخاب این طول موج، این است که با کاهش طول موج (افزایش تعداد قله‌ها)، عملکرد خنک‌کاری بهبود می‌یابد، اما از طرفی میزان افت فشار خنک‌کننده بیشتر می‌شود. از

در رابطه ۹، β ضریب انبساط گرمایی حجمی هوا، T_s دمای بدنه صفحه خنک‌کاری در لبه آن، T_∞ دمای هوای محیط، ν ویسکوزیته سینماتیک هوا و α ضریب پخش گرمایی هوا است. با توجه به دمای سیال خنک‌کاری ورودی که برابر ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است، دمای تقریبی صفحات خنک‌کاری در لبه‌ها برابر ۴۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده. کلیه خواص در دمای متوسط فیلم استخراج میشوند که از رابطه ۱۰ محاسبه می‌گردد.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (10)$$

بنابراین، ضریب جابه‌جایی در لبه‌های عمودی $5/532 \text{ W/m.K}$ ، در لبه افقی بالا $2/84 \text{ W/m.K}$ و در لبه افقی پایین $6/90 \text{ W/m.K}$ به دست می‌آید.

۵- حل عددی

شبیه‌سازی جریان سیال و انتقال حرارت در صفحات با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، توسط نرم افزار فلونت انجام شده است. در این نرم افزار، معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی، بر اساس روش حجم محدود حل می‌شود. الگوریتم سیمپل برای کوپلینگ سرعت و فشار و روش upwind مرتبه، برای گسسته‌سازی معادلات ۲ تا ۴ در نظر گرفته شده است. برای بررسی عدم وابستگی نتایج به تعداد شبکه محاسباتی، وابستگی افت فشار و دمای ماکزیمم سطح به تعداد سل‌های شبکه بررسی شده است. افت فشار و دمای ماکزیمم، برای مدل‌های A، C، D، E، F و G هنگامی که تعداد سل‌های مکعبی بیشتر از ۱۲۰۰۰۰۰ است، به تعداد شبکه وابسته نیستند، بنابراین تعداد بهینه سل‌ها برای این مدل‌ها ۱۲۰۰۰۰۰ انتخاب شده است. این تعداد برای مدل‌های B و H نیز به ترتیب برابر، ۱۴۴۰۰۰۰ و ۱۶۵۰۰۰۰ انتخاب شده است.

۶- تحلیل نتایج

به منظور اعتبارسنجی مدل عددی، فاکتور اصطکاک داری و عدد نوسلت، برای مدل A (مدل کانال موازی ساده) بررسی و با نتایج تحلیلی مقایسه شده است. شکل ۵، افت فشار آب، ΔP ، (نتیجه شده از مدل عددی) را در طول یک کانال موازی نشان می‌دهد. فاکتور اصطکاک داری، f ، به صورت رابطه (۲) محاسبه می‌شود [۱۲].

$$f = \frac{dP}{dx} \frac{D_h}{\rho u_m^2} \quad (2)$$

که در آن، D_h قطر هیدرولیکی (در اینجا $1/33 \text{ mm}$)، u_m سرعت متوسط جریان در کانال، ρ چگالی آب خنک‌کننده و dP/dx شیب نمودار افت فشار در راستای طول کانال است. شکل ۵، مقدار پارامتر $f.Re$ را نیز در طول یک کانال موازی نشان می‌دهد. مقدار $f.Re$ شبیه‌سازی پس از طول ورودی هیدرولیکی $0/02 \text{ m}$ سریعاً به

برای ناحیه جامد با دانستن این موضوع که $u_z=0$ است، معادله ۴ به شکل، معادله هدایت حرارتی خالص در می‌آید.

جدول ۲- مقادیر سرعت متوسط، قطر هیدرولیکی و ماکزیمم عدد رینولدز

مدل	u_m (m/s)	D_h (m)	Re
A	۰/۱۶۳	۰/۰۰۱۳۳	۳۳۰/۲۸۴
B	۰/۱۸۶	۰/۰۰۱۵۱	۴۳۹/۱۹۸
C	۰/۱۷۲	۰/۰۰۱۳۳	۳۴۹/۱۵۷
D	۰/۱۲۲	۰/۰۰۱۶	۲۹۸/۵۰۵
E	۰/۲۴۱	۰/۰۰۱۳۳	۴۸۸/۸۲۰
F	۰/۲۴۱	۰/۰۰۱۳۳	۴۸۸/۸۲۰
G	۰/۴۸۳	۰/۰۰۱	۷۳۵/۰۶۹
H	۰/۱۶۳	۰/۰۰۱۳۳	۳۳۰/۲۸۴

۴- شرایط مرزی

به منظور کاهش زمان و حجم محاسبات، تنها نیمی از صفحه خنک کاری شبیه‌سازی می‌شود. به عبارتی، برای سطح روی صفحه از شرط مرزی تقارن استفاده می‌شود. برای سطح پایین صفحه از شرط شار حرارتی ثابت استفاده می‌شود. شرایط مرزی ورودی و خروجی سیال خنک‌کننده به ترتیب دبی ورودی مشخص و جریان توسعه یافته در نظر گرفته می‌شود. برای بررسی نقش جابه‌جایی آزاد در دفع گرما، امکان جابه‌جایی آزاد با محیط اطراف از طریق لبه‌های صفحات خنک‌کاری به مدل اضافه می‌شود. از آنجا که صفحه خنک‌کاری به صورت عمودی قرار می‌گیرد، دو لبه صفحه در راستای عمودی (لبه‌های چپ و راست) و دو لبه در راستای افقی (لبه‌های بالا و پایین)، قرار دارند که در شکل ۲ مشخص شده‌اند.

ضریب جابه‌جایی آزاد بر حسب عدد نوسلت، طبق رابطه ۵ محاسبه می‌شود.

$$h = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \quad (5)$$

که در آن \overline{Nu}_L عدد نوسلت متوسط، k ضریب هدایت گرمایی هوا و L طول لبه است. مقدار \overline{Nu}_L با استفاده از روابط ۶ تا ۸ محاسبه می‌شود [۱۲].

$$\overline{Nu}_L = 0.27 Ra_L^{1/4} \quad (6) \quad \text{لبه افقی بالا}$$

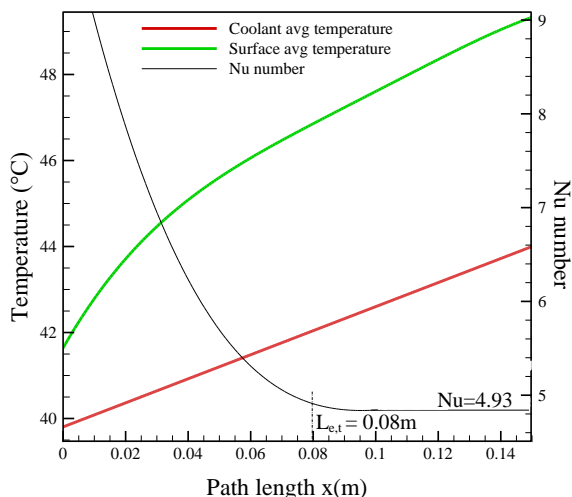
$$\overline{Nu}_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad (7) \quad \text{لبه افقی پایین}$$

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{1/4}}{\left(1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (8) \quad \text{لبه‌های عمودی}$$

Pr ، عدد پرانتل هوا و Ra_L عدد ریلی است.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (9)$$

برخورد می‌کند و تا رسیدن اثر آن به کانال‌های خنک‌کاری، تا حدی از شرط شار حرارتی ثابت انحراف می‌یابد.



شکل ۶- تغییرات عدد نوسلت Nu ، دمای میانگین آب و دمای میانگین سطح در راستای میدان جریان مستقیم موازی (مدل A)

طول ورودی حرارتی، $L_{e,t}$ ، نیز با استفاده از معادله ۱۴ و بر اساس عدد رینولدز $330/284$ (عدد رینولدز در مدل کانال موازی ساده)، برابر 0.094 m به دست می‌آید که اختلاف ناچیزی با مقدار حاصل از شبیه‌سازی دارد [۱۲].

$$\frac{L_{e,t}}{D_h} = 0.05 Re \cdot Pr \quad (5)$$

در شکل ۷، توزیع دما در سطح مرکزی صفحه خنک‌کاری (مرز تقارن) بر حسب درجه سلسیوس نشان داده شده است. این شکل اختلاف دمای محلی بین سیال و صفحه در مدل‌های مختلف را نیز نشان می‌دهد، زیرا سطح تقارن هم ناحیه سیال خنک‌کاری و هم ناحیه سطح جامد صفحه خنک‌کاری را در بر می‌گیرد. این شکل میزان افزایش دمای سیال خنک‌کننده را نیز نشان می‌دهد. در حالت کلی، دمای آب در طول کانال به دلیل جذب حرارت ناشی از واکنش الکتروشیمیایی پیل (شار حرارتی ثابت) افزایش می‌یابد. ورودی میدان جریان، کمترین میزان دما و خروجی بیشترین دما را دارد. همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، نرخ افزایش دمای آب خنک‌کننده در مدل‌های H و B به ترتیب نسبت به سایر مدل‌ها کمتر است و پس از آن‌ها به ترتیب مدل‌های G، A، D، C، E و F قرار می‌گیرند.

نقش صفحات خنک‌کاری، جلوگیری از گرم شدن بیش از حد به وسیله دفع مناسب گرمای واکنش و نگه داشتن توزیع دمای یکنواخت در سرتاسر سطح فعال پیل است. نکته مهم، توزیع دما در سطح انتقال حرارت صفحه خنک‌کاری (سطح جامد) است که در

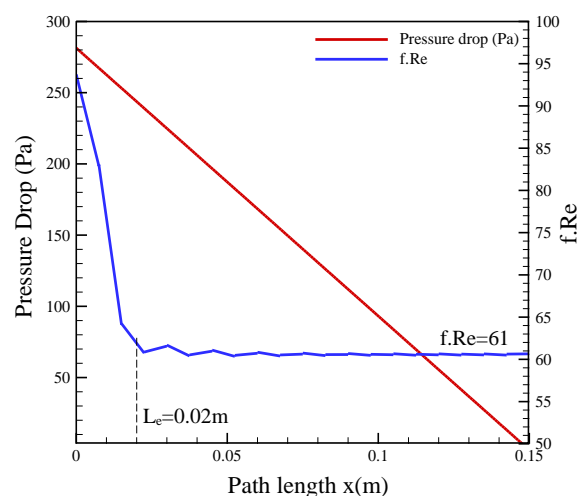
۶۱ می‌رسد که با مقدار $f \cdot Re$ مرجع که برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته در مقطع مستطیل شکل با نسبت طول به عرض ۲، برابر ۶۲ است [۱۲]، اختلاف ناچیزی (۱/۶ درصد) دارد. طول ورودی هیدرولیکی، L_e ، نیز با استفاده از معادله ۱۲ و بر اساس عدد رینولدز $330/284$ (عدد رینولدز در مدل کانال موازی ساده)، برابر 0.0219 m به دست می‌آید که اختلاف ناچیزی با مقدار حاصل از شبیه‌سازی دارد [۱۲].

$$\frac{L_e}{D_h} = 0.05 Re \quad (3)$$

در شکل ۶، تغییرات دمای میانگین آب خنک‌کننده T_m ، دمای میانگین سطح T_s ، و عدد نوسلت Nu ، در طول یک کانال موازی نشان داده شده است. عدد نوسلت Nu ، از رابطه ۱۳ به دست می‌آید [۱۲].

$$Nu = \frac{dT_m}{dx} \frac{\rho C_p u_m A_{ch} D_h}{k P_{ch} (T_s - T_m)} \quad (4)$$

که در آن، T_m دمای میانگین آب، T_s دمای میانگین سطح، A_{ch} مساحت سطح مقطع کانال، P_{ch} محیط کانال، D_h قطر هیدرولیکی کانال و k هدایت گرمایی سیال خنک‌کاری است.



شکل ۵- تغییرات فاکتور اصطکاک دارسی f ، و افت فشار در راستای میدان جریان مستقیم موازی (مدل A)

مطابق شکل ۶، عدد Nu حاصل از شبیه‌سازی بعد از طول ورودی حرارتی 0.08 m به $4/93$ می‌رسد که با مقدار Nu مرجع که برای جریان آرام کاملاً توسعه یافته در مقطع مستطیل شکل با نسبت طول به عرض ۲ و با شار حرارتی ثابت، برابر $4/12$ است [۱۲]، اختلاف ناچیزی دارد. تفاوت کمی که وجود دارد، به دلیل انحراف شرط مرزی حرارتی در سطح کانال از شرط شار حرارتی ثابت است. زیرا شار حرارتی ثابت، به سطح زیرین صفحه خنک‌کاری

مدل نسبت به دیگر مدل‌ها، مناسب نبوده، توصیه نمی‌شود. در ادامه نیز بحث روی این دو مدل انجام نمی‌شود. حتی بر اساس داده‌های جدول ۳، مشاهده می‌شود که این دو مدل از نظر شاخص‌های دیگر مانند، یکنواختی دما، دمای متوسط سطح و اختلاف دمای سیال خنک‌کاری نیز مناسب نیستند.

بر اساس جدول ۳، مدل H، کمترین دمای ماکزیمم سطح را دارد (۴۷/۶۰۴ درجه سلسیوس) و پس از آن، به ترتیب مدل B (۴۷/۹۳۹ درجه سلسیوس)، مدل G (۴۹/۳۵۴ درجه سلسیوس)، مدل A (۴۹/۹۱۹ درجه سلسیوس)، مدل D (۵۰/۱۹۷ درجه سلسیوس) و مدل C (۵۲/۰۶۷ درجه سلسیوس) قرار می‌گیرند. دمای ماکزیمم سطح مدل H، حدود ۲ درجه سلسیوس از مدل A کمتر است.

همچنین، مدل H، کمترین دمای میانگین سطح را دارد (۴۴/۰۸۷ درجه سلسیوس) و پس از آن، به ترتیب مدل D (۴۵/۱۶۶ درجه سلسیوس)، مدل B (۴۵/۱۸۱ درجه سلسیوس)، مدل A (۴۵/۴۲۸ درجه سلسیوس)، مدل C (۴۶/۲۰۴ درجه سلسیوس) و مدل G (۴۶/۸۶۴ درجه سلسیوس)، قرار می‌گیرند. دمای میانگین سطح مدل H، حدود ۱/۵ درجه سلسیوس از مدل A کمتر است.

مطابق جدول ۳ و همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، مدل H، کمترین شاخص یکنواختی دما را دارد؛ یعنی توزیع دمای یکنواخت‌تری دارد. از نظر یکنواختی دما، پس از مدل H، به ترتیب مدل B، مدل D، مدل A، مدل G، و مدل C قرار می‌گیرند.

بر اساس جدول ۳ و همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، در مدل H، نرخ افزایش دمای خنک‌کننده نسبت به سایر مدل‌ها کمتر است (۶/۷۴۶ درجه سلسیوس) و پس از آن، به ترتیب مدل B (۷/۷۰۲ درجه سلسیوس)، مدل G (۸/۹۳۰ درجه سلسیوس)، مدل A (۹/۳۹۷ درجه سلسیوس)، مدل D (۹/۷۷۹ درجه سلسیوس) و مدل C (۱۱/۵۱۳ درجه سلسیوس) قرار می‌گیرند.

شکل ۸، بر حسب درجه سلسیوس نشان داده شده است. برای اطمینان از پایایی گرمایی پیل، کنترل ماکزیمم دمای سطح صفحه خنک‌کاری در یک حد مشخص ضروری است؛ زیرا ماکزیمم دمای سطح، مهم‌ترین فاکتور برای جلوگیری از آسیب حرارتی پیل است. با توجه به شکل ۸، مدل‌های H و B به ترتیب کمترین دمای ماکزیمم سطح را دارند. برای مقایسه کمی بهتر عملکرد خنک‌کاری، شاخص یکنواختی دما، U_T ، به صورت رابطه (۶) تعریف می‌شود [۱].

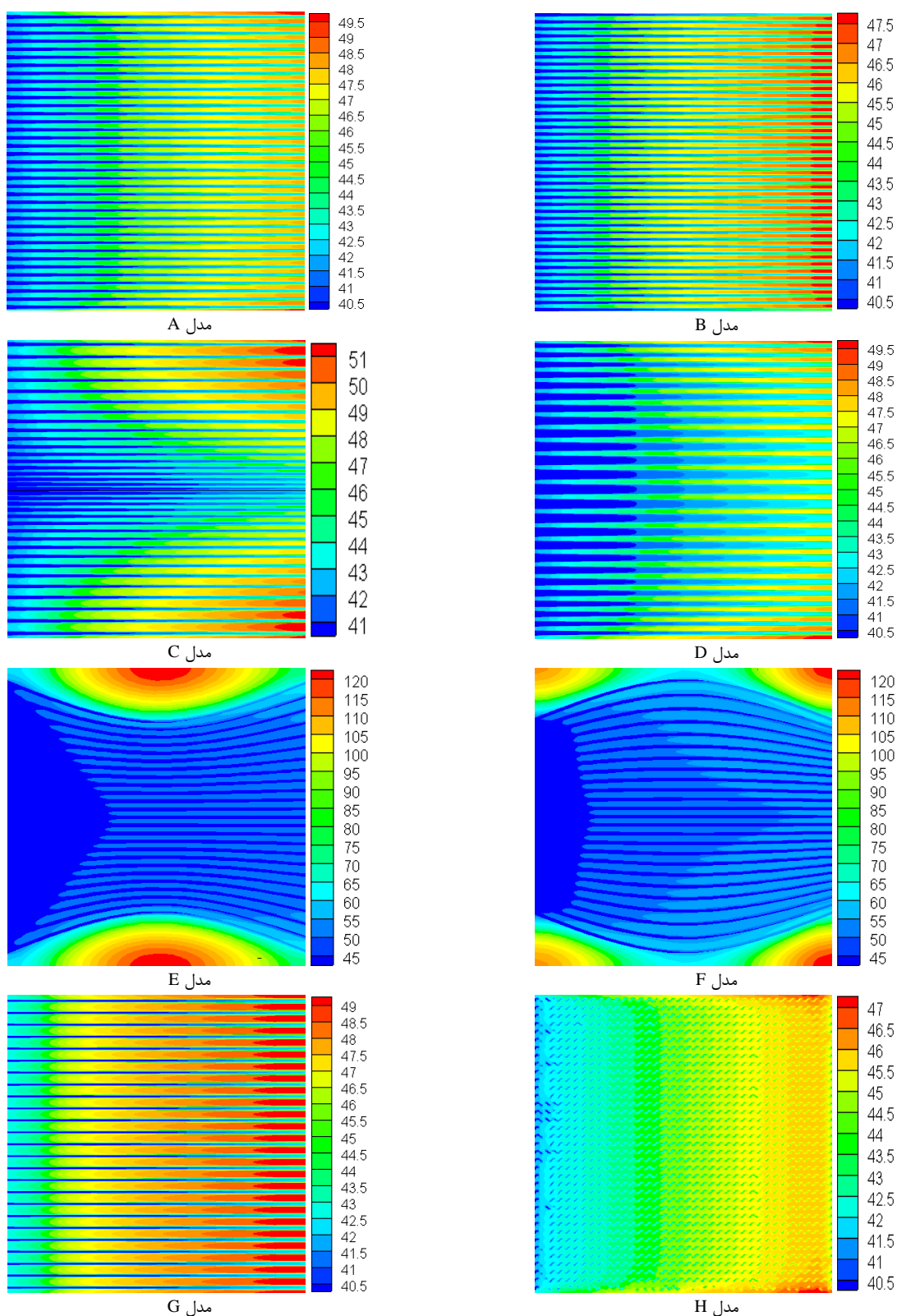
$$U_T = \frac{\int_A |T - T_{avg}| dA}{\int_A dA} \quad T_{avg} = \frac{\int_A T dA}{\int_A dA} \quad (6)$$

در معادله ۱۵، T دمای سطح و T_{avg} دمای میانگین سطح انتقال حرارت صفحه خنک‌کاری است. انتگرال معادله ۱۵، روی سطح با شرط مرزی شار حرارتی محاسبه می‌شود. شاخص یکنواختی دما، به صورت کمی، انحراف دما را از دمای میانگین سطح انتقال حرارت نشان می‌دهد. به عبارت دیگر، هنگامی که توزیع دما کاملاً یکنواخت باشد، U_T صفر است. همان‌طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، مدل H توزیع دمای یکنواخت‌تری نسبت به سایر مدل‌ها دارد و مدل‌های E و F بیشترین نایکنواختی توزیع دما را دارند.

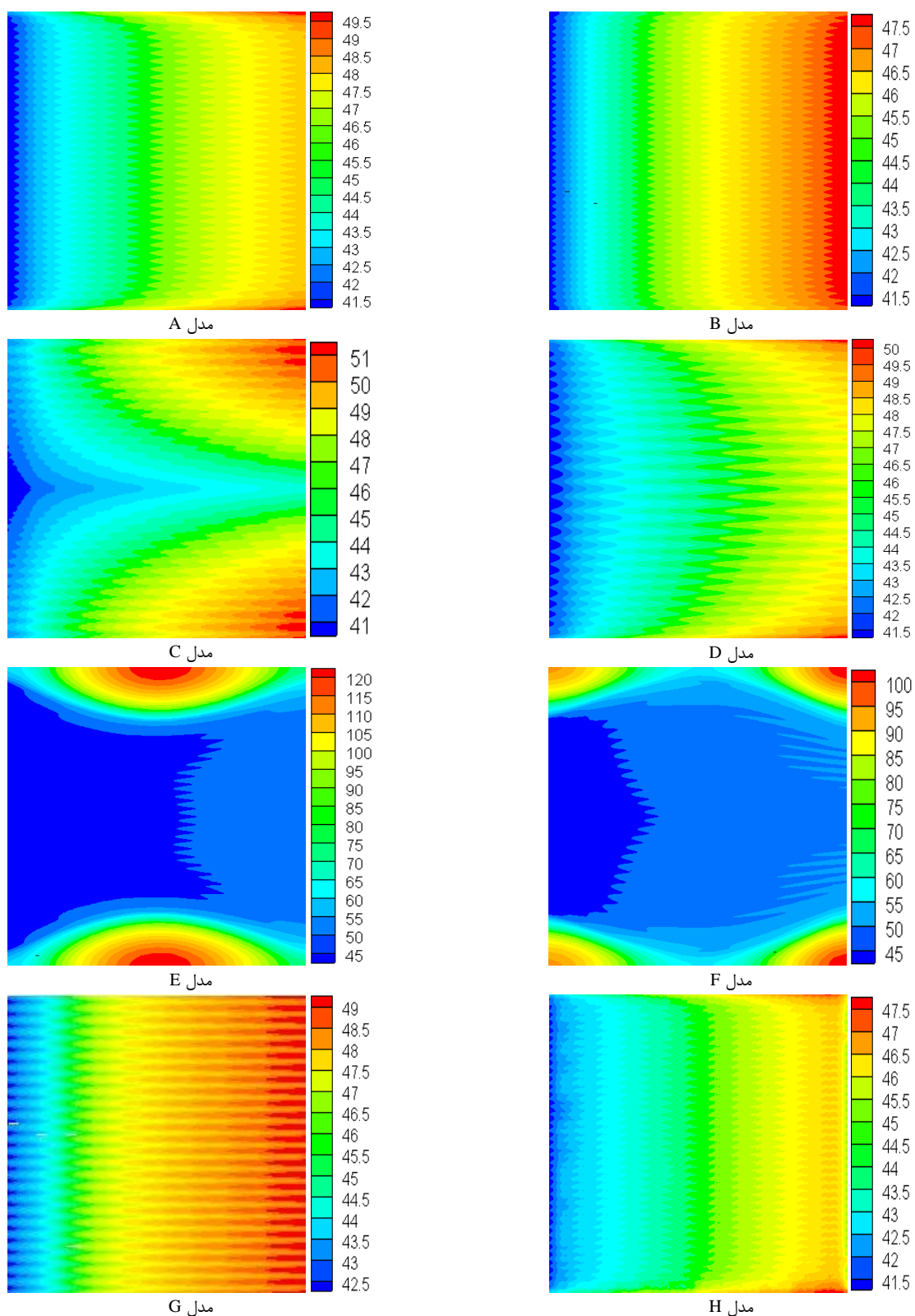
خلاصه نتایج حل عددی تمامی مدل‌ها در جدول ۳ آمده است. مطابق جدول ۳، دمای ماکزیمم سطح، T_{max} ، برای تمامی میدان‌ها به جز میدان‌های دارای کانال‌های منحنی شکل (مدل E و F)، حدود ۴۷ تا ۵۲ درجه سلسیوس است. در مدل‌های E و F، به دلیل این که مقداری از سطح فعال کاتالیست در بالا و پایین صفحه خنک‌کننده توسط کانال‌های خنک‌کاری پوشش داده نمی‌شود، دمای ماکزیمم سطح، بسیار افزایش می‌یابد و حدوداً به ۱۰۰ تا ۱۲۰ درجه سلسیوس می‌رسد. به دلیل بالا بودن این دماها، یا باید این دو مدل کنار گذاشته شوند و یا چنانچه نواحی بالا و پایین صفحات، توسط مکانیسم انتقال حرارت جابه‌جایی، دیگری خنک‌کاری گردند، این مدل‌ها نیز می‌توانند استفاده شوند، اما در این مقاله، هدف، مقایسه الگوهای مختلف با شرایط خنک‌کاری یکسان است، این دو

جدول ۳- خلاصه نتایج حل عددی

مدل	$T_{max,surface}$ (°C)	$T_{min,s}$ (°C)	$\Delta T_{surface}$ (°C)	$T_{avg,surface}$ (°C)	U_T	$\Delta T_{coolant}$ (°C)	ΔP (Pa)
A	۴۹/۹۱۹	۴۱/۱۶۵	۸/۷۵۴	۴۵/۴۲۸	۱/۸۵۴	۹/۳۹۷	۲۹۲/۲۴۴
B	۴۷/۹۳۹	۴۱/۰۵۳	۶/۸۸۶	۴۵/۱۸۱	۱/۷۶۴	۷/۷۰۲	۲۹۶/۳۸۰
C	۵۲/۰۶۷	۴۰/۴۶۰	۱۱/۶۰۷	۴۶/۲۰۴	۲/۵۸۴	۱۱/۵۱۳	۳۱۰/۰۰۸
D	۵۰/۱۹۷	۴۱/۰۳۴	۹/۱۶۳	۴۵/۱۶۶	۱/۷۸۹	۹/۷۷۹	۱۹۸/۹۶۲
E	۱۲۲/۱۳۱	۴۱/۰۲۵	۸۱/۱۰۶	۵۸/۸۴۶	۱۲/۷۷۴	۲۵/۸۶	۵۳۷/۴۰۵
F	۱۰۳/۴۶۳	۴۰/۹۷۴	۶۲/۴۸۹	۵۲/۲۳۶	۱۳/۷۸۶	۲۲/۵۰۵	۵۳۷/۴۰۵
G	۴۹/۳۵۴	۴۲/۱۶۱	۷/۱۹۳	۴۶/۸۶۴	۱/۹۱۵	۸/۹۳۰	۴۴۴/۸۹۲
H	۴۷/۶۰۴	۴۰/۸۸۷	۶/۷۱۷	۴۴/۰۸۷	۱/۷۴۹	۶/۷۴۶	۲۸۸۵/۵۲۰



شکل ۷- توزیع دمایی هشت طرح متفاوت میدان جریان خنک‌کننده در سطح مرکزی صفحه خنک‌کاری (مرکز تقارن) برحسب درجه سلسیوس



شکل ۸- توزیع دمای هشت طرح متفاوت میدان جریان خنک‌کننده در سطح انتقال حرارت (سطح با شرط مرزی شار حرارتی) بر حسب درجه سلسیوس

مدل انتخابی از نظر شاخص‌های دمایی (مدل B و مدل H)، مدل B از نظر افت فشار مناسب‌تر است.

بنابراین مدل H (مدل دارای کانال‌های موجی شکل) کمترین شاخص یکنواختی دما، کمترین دمای ماکزیمم، سطح و کمترین نرخ افزایش دمای خنک‌کننده را در بین تمام مدل‌ها داراست لذا از نقطه نظر عملکرد خنک‌کاری بهترین مدل است، اما از طرفی بیشترین میزان افت فشار را ایجاد می‌کند، به طوری که افت فشار خنک‌کننده در این مدل، حدود ۱۰ برابر دیگر مدل‌ها است. لذا توان مصرفی پمپ گردش خنک‌کننده افزایش می‌یابد که از توان تولیدی استک تأمین می‌شود.

باید توجه داشت به دلیل این‌که تمامی شاخص‌های دمایی صفحات با کانال‌های موجی نسبت به کانال‌های موازی ساده بهبود یافته است، هزینه و پیچیدگی ساخت کانال‌های موجی شکل در برابر بهبود عملکرد انتقال حرارت توسط این کانال‌ها ناچیز است.

همان‌طور که در جدول ۳ مشاهده می‌شود، به جز مدل‌های E و F که مطلوب نیستند، در سایر مدل‌ها، بیشترین میزان افزایش دمای خنک‌کننده حدود ۱۱/۵ درجه سلسیوس است و بیشترین میزان افت فشار حدود ۲۸۸۵ پاسکال است، بنابراین استفاده از دبی ۰/۰۱۲ kg/s مناسب است، زیرا به ازای این مقدار دبی، افت فشار و افزایش دمای خنک‌کننده قابل توجهی در مدل‌ها مشاهده نمی‌شود.

۷- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، با ارائه چندین طرح جدید کانال‌های موازی، جریان سیال خنک‌کننده و انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری برای یک پیل غشا پلیمری خنک شونده با آب مایع با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، بررسی شده است. عملکرد هشت طرح مختلف میدان جریان خنک‌کننده با کانال‌های موازی بر اساس دمای ماکزیمم سطح، دمای متوسط سطح، یکنواختی دما و افت فشار ارزیابی شده است. سپس عملکرد آن‌ها برای تعیین بهترین مدل برای خنک‌کاری مناسب و یکنواخت پیل با یکدیگر مقایسه شده است.

با توجه به این‌که در شش مدل باقی‌مانده (A، B، C، D، G و H)، مدل C، بالاترین شاخص یکنواختی و بالاترین دمای ماکزیمم سطح را دارد و همچنین دمای میانگین سطح آن نیز بالا است؛ این مدل مناسب نیست و در ادامه، بحث روی این مدل انجام نمی‌شود.

دو مدل A و B از نظر هندسی همانند یکدیگر هستند؛ اما بر اساس جدول ۳ و شکل‌های ۷ و ۸، ماکزیمم دمای سطح، دمای میانگین سطح، نرخ افزایش دمای خنک‌کننده و شاخص یکنواختی دما، در مدل B نسبت به مدل A کمتر است، بنابراین استفاده از سطح مقطع دوزنقه‌ای شکل به جای سطح مقطع مستطیل شکل در کانال‌های خنک‌کاری، موجب بهبود عملکرد خنک‌کاری می‌شود. افت فشار ایجاد شده نیز در این دو مدل، تفاوت چندانی ندارد. از این‌رو مدل B از نظر تمام شاخص‌ها نسبت به مدل A، برتری دارد و مدل A از ادامه بحث حذف می‌شود.

مدل‌های G و D، نسبت به دیگر مدل‌های باقی‌مانده (B و H)، دارای دمای میانگین سطح، شاخص یکنواختی دما و دمای ماکزیمم سطح، نرخ افزایش دمای خنک‌کننده و اختلاف دمای سطح بالاتر هستند و نسبت به دو مدل B و H مناسب نبوده، حذف می‌شوند. ضمن این‌که ساخت مدل G نسبت به مدل B نیز مشکل‌تر بوده، هزینه ساخت آن نیز بالاتر است.

با مقایسه دو مدل باقی‌مانده (مدل‌های B و H) مشاهده می‌شود که مدل H از نظر شاخص یکنواختی دما، ماکزیمم دمای سطح، دمای میانگین سطح، افزایش دمای سیال خنک‌کاری و اختلاف دمای سطح یا به عبارتی از نظر تمام شاخص‌های دمایی نسبت به مدل B مناسب‌تر است، اما باید توجه داشت اختلاف بین دو مدل از نظر این شاخص‌ها، زیاد نیست و از این، به افت فشار این دو مدل نیز باید توجه کرد. علاوه بر این، ساخت مدل H نسبت به مدل B، مشکل‌تر است.

بر اساس جدول ۳، کمترین میزان افت فشار در مدل D، مشاهده می‌شود. پس از مدل D، به ترتیب مدل A، مدل B، مدل C، مدل G و سپس مدل H، افت فشار کمتری ایجاد می‌کنند، اما به غیر از مدل H که تفاوت افت فشار آن نسبت به همه مدل‌ها محسوس است، افت فشار در بقیه مدل‌ها، تفاوت چندانی با هم ندارد. از این‌رو در بین دو

- design. Applied Thermal Engineering, 1427:1434-31.
- [2] Asghari S, Akhgar H (2011) Design of thermalmanagement subsystem for a 5kW polymer electrolyte membrane fuel cell system. Journal of Power Sources, 196(6):3141-8.
- [3] Hashmi SMH (2010) Cooling strategies for PEMFC stacks. PhD thesis, Helmut Schmidt University, Hamburg, Germany.
- [4] Larminie J, Dicks A (2003) Fuel Cell Systems Explained. 2nd Edition. JohnWiley & Sons, pp. 67-120.
- [5] Chen FC, Gao Z, Loutfy RO, Hecht M (2003) Analysis of optimal heat transfer in a PEM fuel cell cooling plate. Fuel Cells 3(4):181-8.
- [6] Lee JH (2005) Coolant flow field design for fuel cell stacks. US Patent 6924052.
- [7] Choi J, Kim YH, Lee Y, Lee KJ, Kim Y (2008) Numerical analysis on the performance of cooling plates in a PEFC. Journal of Mechanical Science and Technology 22(7):1417-25.
- [8] Nam JH, Lee KJ, Sohn S, Kim CJ (2009) Multi-pass serpentine flowfields to enhance under-rib convection in polymer electrolyte membrane fuel cells, design and geometrical characterization. Journal of Power Sources 188(1):14-23.
- [9] Sasmito AP, Birgersson E, Mujumdar AS (2011) Numerical investigation of liquid water cooling for a proton exchange membrane fuel cell stack. Heat Transfer Engineering 32(2):151-67.
- [10] Lasbet Y, Auvity B, Castelain C, Peerhossaini H (2007) Thermal and hydrodynamic performances of chaotic mini-channel: application to the fuel cell cooling. Heat Transfer Engineering 28(8-9):795-803.
- [11] Pierson HO (1993) Handbook of Carbon, Graphite, Diamond and Fullerenes: Properties, Processing and Applications. Noyes Publications, New Jersey.
- [12] Incropera FP, DeWitt DP (2002) Fundamentals of Heat and Mass Transfer. fourth ed. John Wiley & Sons, Inc, New York.

این کانال‌ها شامل، کانال‌های مستقیم با مقطع مستطیلی، کانال‌های مستقیم با سطح مقطع دوزنقه‌ای، کانال‌های با عرض ثابت و فاصله بین کانال‌ها در مرکز کمتر و در پیرامون بیشتر، کانال‌ها با عرض زیاد در مرکز و عرض کم در نواحی پیرامونی، کانال‌های منحنی شکل با انحنا بالا در نواحی پیرامونی و انحنا پایین در نواحی مرکز، کانال‌ها با سطح مقطع افزایشنده در راستای طول کانال و کانال‌های موجی شکل هستند.

نتایج، نشان می‌دهند که مدل دارای کانال‌های موجی شکل، کمترین شاخص یکنواختی دما، کمترین دمای ماکزیمم سطح، کمترین دمای میانگین سطح و کمترین نرخ افزایش دمای خنک‌کننده را در بین تمام مدل‌ها دارد، لذا از نقطه نظر عملکرد خنک‌کاری، بهترین مدل است؛ اما از طرفی افت فشار خنک‌کننده در این مدل، حدود ۱۰ برابر مدل موازی ساده است، بنابراین توان مصرفی پمپ گردش خنک‌کننده که از توان تولیدی استک تأمین می‌شود، افزایش می‌یابد.

مدل کانال‌های مستقیم با سطح مقطع دوزنقه‌ای شکل هر چند که از نظر شاخص‌های دمایی کمی ضعیف‌تر از مدل کانال‌های موجی شکل است؛ اما افت فشار آن کمتر است و ساخت آن نیز ساده‌تر است. لذا میدان جریان خنک کاری با کانال‌های موجی و کانال‌های مستقیم با سطح مقطع دوزنقه‌ای شکل، پتانسیل این را دارند که به عنوان میدان جریان خنک‌کاری برای پیل‌های غشا پلیمری استفاده شوند. هر چند که بین این دو مدل، باید مصالح‌های بین افت فشار و شاخص‌های دمایی انجام شود.

۹- مراجع

- [1] Baek SM, Yu SH, Nam JH, Kim CJ (2011) A numerical study on uniform cooling of large-scale PEMFCs with different coolant flow field