

بررسی استفاده از فوم فلزی به عنوان توزیع کننده سیال خنک کاری در پیل سوختی غشاء پلیمری

ابراهیم افشاری^{۱*}، زهرا شریعتی^۲

^۱ استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران

e.afshari@eng.ui.ac.ir

^۲ کارشناس ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان، ایران

zahra_shariati@ymail.com

چکیده: در این مقاله، به روش عددی جریان سیال خنک کننده و انتقال حرارت در صفحات خنک کاری پیل سوختی غشاء پلیمری، بررسی شده و عملکرد چهار طرح مختلف میدان جریان خنک کننده، براساس دمای ماکزیمم سطح، یکنواختی دما و افت فشار با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج نشان می دهند که میدان جریان متخلخل با ساختار فوم فلزی، مطلوب ترین میدان جریان خنک کاری به منظور کاهش اختلاف دمای سطح، دمای ماکزیمم و دمای میانگین سطح در بین مدل های بررسی شده در این مقاله است. از طرفی به دلیل بالا بودن ضریب نفوذپذیری فوم فلزی، افت فشار سیال خنک کننده نیز در این مدل نسبتاً کم است (۱/۴ کیلو پاسکال در مقایسه با ۱/۷ و ۶/۵ کیلو پاسکال در میدان های ماریچی). از این رو میدان جریان با فوم فلزی، پتانسیل این را دارد که به عنوان توزیع کننده سیال خنک کاری برای بهبود عملکرد توده پیل انتخاب شود.

واژه های کلیدی: پیل سوختی غشاء پلیمری، میدان جریان خنک کاری، فوم فلزی، یکنواختی توزیع دما.

۱. مقدمه

پیل های سوختی، تحت یک واکنش شیمیایی، انرژی شیمیایی نهفته در سوخت را مستقیماً به انرژی الکتریکی تبدیل می کنند و محصول نهایی آن ها، الکتریسیته، آب و گرم است. گرمای تولیدی در پیل های سوختی غشاء پلیمری به دلیل داشتن بازده گرمایی حدود ۴۰ تا ۵۰ درصد، برابر یا حتی بیشتر از الکتریسیته تولیدی در پیل است. تکنولوژی پیل سوختی جهت تجاری شدن، با چالش های زیادی درگیر است که در این میان، مدیریت صحیح گرما یکی از معضلات اساسی آن بوده که باید مرتفع گردد. مدیریت حرارت در پیل، در واقع دفع گرمای تولید شده در داخل توده پیل به محیط اطراف است [۱]. از آنجا که غشا باید دارای رطوبت کافی باشد تا هدایت پروتون را به خوبی صورت دهد، عملکرد پیل در دماهای بالا باعث خشک شدن غشا، افزایش مقاومت اهمی پیل، انقباض و گسیختگی غشا می شود. عملکرد در دماهای پایین نیز باعث کاهش نرخ واکنش ها، ولتاژ، توان خروجی و همچنین باعث میعان آب و وقوع پدیده شناوری در سمت کاتد می گردد. علاوه بر محدودیت در جهت افزایش و کاهش دمای پیل، نایکنواختی دما نیز باعث می شود نرخ واکنش های الکتروشیمیایی در محل های مختلف پیل، متفاوت باشد و باعث ایجاد نقاط داغ در مکان های خاصی از پیل و کاهش طول عمر پیل می شود.

خنک کاری با آب روشی متداول برای خنک کردن پیل غشاء پلیمری است و به طور کلی در توده های با توان بالاتر از ۵۰ kW از آب، به عنوان خنک ساز استفاده می شود. از نظر هندسی نیز میدان های جریان متفاوتی برای خنک کاری توده پیل با آب می توان در نظر گرفت. نوع موازی، مارپیچی و مارپیچی - موازی انواع متداول ترند [۳]. میدان جریان خنک کاری باید به نحوی طراحی شود که گرمای تولیدی در ولتاژهای کاری مختلف را دفع کند. از آنجایی که با کاهش ولتاژ کاری (افزایش دانسیته جریان)، میزان حرارت تولیدی افزایش می یابد، بنابراین شبکه توزیع جریان سیال خنک کننده باید بتواند در دامنه وسیعی از ولتاژها، حرارت تولیدی را دفع کند و دمای توده پیل را در دمای کاری ثابت نگه داشته و توزیع دما نیز داخل پیل یکنواخت شود. از آنجا که سرعت انجام واکنش های الکتروشیمیایی و چگالی جریان در ولتاژ کاری به دما وابسته است، توزیع یکنواخت دما در سطح توده پیل منجر به توزیع یکنواخت چگالی جریان می شود؛ هر چند که با توجه به اصول انتقال حرارت، ایجاد توزیع کاملاً یکنواخت دما در یک سیستم دینامیک امکان پذیر نیست. همچنین باید توجه داشت که افت فشار سیال خنک کننده در کانال های خنک کاری از ورودی تا خروجی باید حداقل گردد تا مصرف توان پمپ گردش سیال خنک کاری

حداقل شود [۲]. در واقع دفع بالای گرما، توزیع یکنواخت دما و کم بودن افت فشار در طراحی میدان خنک کاری بسیار اساسی و مهم است.

چن و همکاران [۴] یک تحلیل گرمایی برای الگوی میدان جریان خنک کاری، به منظور بهینه سازی طرح میدان جریان خنک کاری توده پیل غشاء پلیمری ارائه داده اند. آن ها شش میدان جریان شامل سه میدان مارپیچی و سه میدان موازی را بررسی کرده و نتیجه گرفته اند که میدان های مارپیچی دارای توزیع یکنواخت تر دما نسبت به انواع موازی هستند، اما نوع موازی افت فشار بسیار کمتری نسبت به نوع مارپیچی دارد. در طرحی که لی ارائه داده [۵]، یک میدان جریان خنک کاری که دارای نواحی با دبی های حجمی مختلف است، بررسی و نشان داده شده که این طرح موجب توزیع یکنواخت تر دما در توده پیل می شوند. چو و همکاران [۶]، شش طرح میدان جریان خنک کننده را شبیه سازی عددی کرده اند. در کار آن ها مدل های ۱ و ۴ به ترتیب مدل مارپیچ و مدل موازی معمولی، مدل های ۲ و ۳ اصلاح شده مدل ۱ و مدل های ۵ و ۶ اصلاح شده مدل ۴ هستند. نتایج آن ها نشان می دهد که مدل ۳ ماکزیمم دمای سطح کمتر و توزیع دمای یکنواخت تری در طول کل سطح فعال، در بین مدل های مارپیچ دارد و مدل ۶ که برای بهبود توزیع نایکنواخت جریان سیال در یک کانال موازی معمولی ساخته شده است، عملکرد خنک کاری بهتری نسبت به مدل های موازی دیگر دارد. یک مدل مارپیچی چندمسیره را نم و همکاران [۷] بررسی کرده اند. با استفاده از مدل سازی عددی نتیجه گرفته شده است که میدان مارپیچی چندمسیره نسبت به مارپیچ های معمولی، هم از نظر بیشینه دمای سطح و هم از نظر یکنواختی دما، عملکرد خنک کاری بهتری دارد. طرح های متفاوت میدان جریان خنک کاری با کانال های منفرد یا چندگانه، به صورت عددی توسط هاشمی [۸] مطالعه شده اند. علاوه بر یکنواختی دما و افت فشار کمینه، مینیمم کردن تولید آنتروپی کلی نیز به عنوان معیاری برای بهینه سازی در نظر گرفته شده است. من بیک و همکاران [۱] به بررسی عددی خنک کاری پیل های غشاء پلیمری با سطح مقطع بزرگ، با طرح های متفاوتی از میدان جریان خنک کاری پرداخته و عملکرد شش نوع طرح میدان یعنی میدان مارپیچی معمولی، میدان مارپیچی چندراهه، میدان مستقیم موازی و میدان حلزونی بررسی کرده اند. نتایج آن ها نشان می دهد که طرح میدان مارپیچی چند راهه، به طور قابل توجهی یکنواختی توزیع دما در یک صفحه خنک کاری را بهبود می بخشد. ساسمیتو و همکاران [۹] طرح های مختلف کانال های خنک کاری و کانال های گاز را برای توده پیل های سوختی غشاء پلیمری خنک شونده توسط مایع، به صورت عددی

نیکلی و تیتانیوم مشبک^۱) برای میدان جریان واکنشگرها استفاده شده است. گمبرزو و ایلپای [۱۲]، عملکرد پیل‌های غشاء پلیمری را که از مواد متفاوتی برای میدان جریان گازهای واکنشگر استفاده می‌کنند (مانند کربن کاغذی، کربن پارچه‌ای و فوم نیکلی) مورد آزمایش قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داده است که پیل با فوم نیکلی و با تخلخل ۹۷٪ بهترین عملکرد را دارد. کومر و ردی [۱۳ و ۱۴] یک مدل عددی سه‌بعدی با استفاده از نرم‌افزار فلونت، برای پیش‌بینی عملکرد پیل در صورت استفاده از فوم فلزی، به‌عنوان میدان جریان ارائه کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در میدان جریان متخلخل، توزیع واکنشگرها و توزیع دانسیته جریان یکنواخت‌تر است. سن و پولیکاکس [۱۵] نشان دادند که دانسیته جریان میانگین پیل در صورت استفاده از توزیع‌کننده های متخلخل جریان، چنانچه تخلخل ماده متخلخل آن بیشتر از ۷۰٪ باشد، حدود ۱۳٪ بیشتر از هنگام استفاده از میدان جریان موازی است. برون [۱۶] مطالعه‌ای در زمینه فوم‌های فلزی کامپوزیتی برای استفاده در پیل‌های غشاء پلیمری ارائه کرده است. براساس تکنولوژی متالورژی پودر، این فوم‌ها با استفاده از سینتر کردن کره‌های توخالی از جنس فولاد ضد زنگ یا فولاد کم‌کربن ساخته می‌شوند.

هرچند در مطالعات زیادی به بررسی استفاده از فوم فلزی به‌عنوان توزیع‌کننده جریان گازهای واکنشگر پرداخته شده است، استفاده از فوم‌های فلزی به‌عنوان توزیع‌کننده سیال خنک‌کاری تاکنون بررسی نشده است. در این مطالعه، جریان سیال خنک‌کننده و انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری به صورت مربع و با سطح مقطع ۲۲۵ سانتیمتر مربع برای یک پیل غشاء پلیمری به روش عددی بررسی شده اند. عملکرد چهار طرح مختلف میدان جریان خنک‌کننده شامل کانال‌های موازی ساده، کانال‌های مارپیچی با ۳ و ۵ مسیر موازی و فوم فلزی براساس معیارهای دمای ماکزیمم سطح، یکنواختی دما و افت فشار، ارزیابی و با یکدیگر مقایسه شده است.

۲. مدل فیزیکی و عددی

در حالت کلی، برای دستیابی به توان مورد نظر پیل سوختی، چند پیل تکی را کنار هم قرار می‌دهند. برای مثال در توده پیل خودرو، با استفاده از ۱۰۰ پیل می‌توان به توانی حدود ۸۰-۱۰۰ kW دست یافت. یک پیل از یک مجموعه الکتروود - غشا برای هدایت یون‌ها و انجام واکنش الکتروشیمیایی و دو صفحه قطبی برای هدایت الکترون و توزیع جریان تشکیل می‌شود. برای عملکرد مناسب پیل، دفع گرمای ناشی از واکنش‌های الکتروشیمیایی بسیار مهم است و با تعبیه

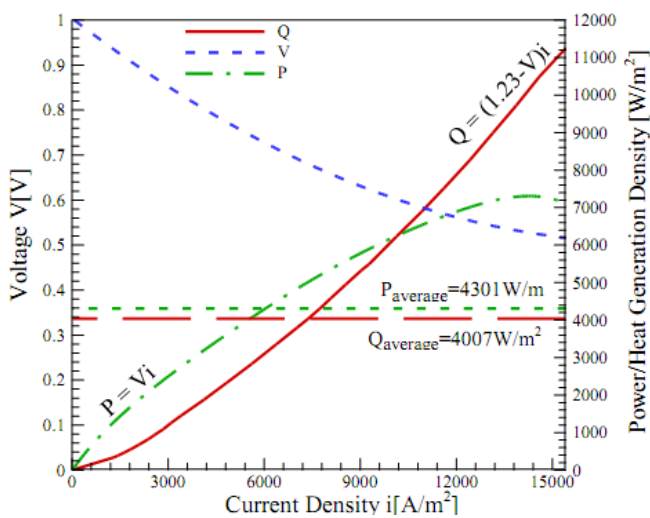
مطالعه کرده‌اند. آن‌ها به بررسی عملکرد توده پیل و توزیع پارامترهای کلیدی مربوط به مدیریت حرارتی، مدیریت آب و گاز پرداخته‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که طرح میدان مارپیچی موازی با پره‌های مایل مرکب، بهترین عملکرد را دارد. اصغری و همکاران [۲] با مدل سازی عددی توده پیل ۵kW خنک‌شونده با آب، مقدار بهینه 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 مارپیچ - موازی، اختلاف دما بین خروجی خنک‌کننده و صفحه خنک‌کاری افزایش می‌یابد. لسبت و همکاران [۱۰]، یک مدل حرارتی با هندسه‌ای که عامل به وجود آورنده جابجایی مغشوش است، برای خنک‌کاری پیل سوختی غشاء پلیمری ارائه داده‌اند. با بررسی عملکرد گرمایی یک تک‌کانال، بازده انتقال حرارت، افت فشار و ویژگی‌های اختلاط برای چند طرح سه بعدی، به صورت عددی ارزیابی شده و با کانال‌های مستقیم متداول مقایسه گردیده است. محاسبات انجام شده نشان می‌دهد که واگرایی مسیر ذرات و کشیدگی المان‌های سیال به صورت نمایی افزایش یافته و در نتیجه، اختلاط افزایش چشمگیری خواهد داشت.

هرکدام از طرح‌های مختلف کانال‌های خنک‌کاری، مشخصات و پی‌آمدهایی دارند، اما به دلیل وجود شانه‌ها و کانال‌ها در صفحات دوقطبی، توزیع نایکنواخت دما در این صفحات ایجاد می‌شود. به علاوه، هزینه ماشین‌کاری کانال‌های جریان، به خصوص کانال‌ها با ابعاد کوچک، زیاد است. همچنین، صفحات خنک‌کاری درصد زیادی از وزن توده پیل را به خود اختصاص می‌دهند. یک روش مؤثر برای افزایش انتقال حرارت و توزیع یکنواخت دما در صفحات قطبی، استفاده از فوم فلزی به‌عنوان توزیع‌کننده سیال خنک‌کاری می‌باشد. اگر صفحات قطبی از جنس گرافیت باشند، حتی ضریب انتقال حرارت هدایتی فوم فلزی بالاتر از گرافیت بوده و سهم حرارت انتقال یافته از طریق محیط متخلخل نسبت به انتقال از طریق شانه‌های جریان نیز بالاست. عموماً محیطی که برای مواد متخلخل داخل صفحه قطبی استفاده می‌شود، اسفنج‌های فلزی و کربن فیبر کاغذی متخلخل است تا گرما از طریق بخش جامد منتقل شود. تخلخل اسفنج‌های فلزی می‌تواند تا ۹۸٪ و فیبر کاغذی تا ۸۰٪ باشد.

در زمینه استفاده از فوم فلزی به‌عنوان توزیع‌کننده گازهای واکنشگر در پیل سوختی مطالعاتی انجام شده است [۱۱-۱۶]. مورفی و همکاران [۱۱]، یک توده ارزان و سبک پیل غشاء پلیمری با دانسیته توان بالا ساخته‌اند که در آن، از دو نوع ماده متخلخل مسطح (فوم

که در آن، Q_i ، V_i و i به ترتیب نشان دهنده شار گرمای تولیدی هر تک پیل، ولتاژ تک پیل و دانسیته جریان الکتریکی خروجی توده پیل هستند. $1/23$ ولتاژ مدار باز پیل و به عبارتی ماکزیمم ولتاژ متصور برای یک تک پیل سوختی است که با فرض تبدیل کل تغییر آنتالپی واکنش ها به انرژی الکتریکی به دست می آید.

شکل (۳) منحنی دانسیته جریان - ولتاژ تک پیل همراه با منحنی توان و گرمای تلف شده از آن را نشان می دهد. با توجه به معادله (۱)، با افزایش چگالی جریان (کاهش ولتاژ)، نرخ تولید گرما در پیل افزایش یافته و ممکن است از توان تولیدی پیل هم بیشتر شود. در نتیجه شار گرمایی که به صفحه خنک کاری وارد می شود، افزایش می یابد.



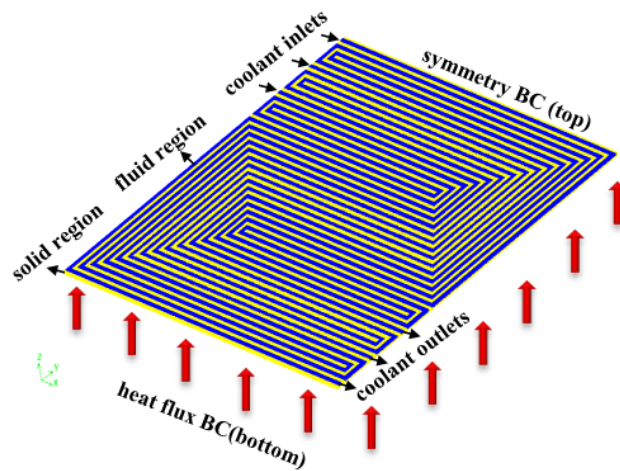
شکل (۳): مقایسه گرما و توان تولیدی در چگالی جریان های متفاوت پیل

در دمای کاری 60°C برای یک پیل براساس شبیه سازی انجام شده در مرجع [۱۸] دانسیته جریان الکتریکی میانگین و شار گرمایی میانگین در راستای محور x به ترتیب برابر 6755 A.m^{-2} و 4255 W.m^{-2} است. فرض می شود هر MEA در یک پیل تکی همان عملکردی را دارد که در توده پیل دارد. روش خنک کاری توسط آب در نظر گرفته شده است. پارامترهای مورد استفاده برای شبیه سازی، مطابق جدول (۱) در نظر گرفته شده اند [۱ و ۲].

به منظور انتخاب یک میدان جریان خنک کاری مناسب و مقایسه میدان های مختلف، شامل میدان های مارپیچی، موازی و فوم فلزی، یک میدان جریان خنک کاری شامل ۳۷ کانال مستقیم موازی (مدل A)، میدان جریان با ساختار فوم فلزی و دارای ۳۷ سطح ورود خنک کننده (مدل B)، میدان مارپیچی چندمسیره با ۳ مسیر موازی (مدل C) و میدان مارپیچی چندمسیره با ۵ مسیر موازی (مدل D) ارائه شده و در شکل (۴) نشان داده شده اند.

کانال های جریان خنک کاری در صفحات قطبی یا صفحات خنک کاری مخصوص، خنک کاری انجام می شود [۱]. مطابق شکل (۲) دامنه محاسباتی در نظر گرفته شده در این شبیه سازی، بخشی از صفحه قطبی است که کانال های خنک کاری در آن تعبیه شده است. در واقع گرمای تولیدی در پیل که از طریق هدایت حرارتی به صفحه خنک کاری وارد می شود، به صورت شار حرارتی که به سطح صفحه خنک کاری وارد می شود، شبیه سازی گردیده است.

همچنین به منظور کاهش زمان و حجم محاسبات، تنها نیمی از صفحه خنک کاری شبیه سازی شده است. به عبارتی، برای سطح روی صفحه از شرط مرزی تقارن استفاده شده است.



شکل (۲): ساختار شبکه صفحه خنک کاری شامل مدل هندسی استفاده شده برای شبیه سازی عددی و شرایط مرزی

۳. استخراج پارامترهای ورودی

عملکرد یک پیل با افزایش دمای عملکرد پیل بهبود می یابد؛ هر چند که نرخ بهبود عملکرد با افزایش دما کم می شود؛ یعنی در دماهای عملکردی بالاتر از 60°C تأثیر قابل توجهی در عملکرد پیل مشاهده نمی شود. به عبارت دیگر، کارکرد پیل در دماهای بالاتر، خطر تشکیل نقاط داغ را در سطح فعال پیل افزایش می دهد و باعث خرابی اسمبل الکتروود - غشاء می شود. بنابراین دمای 60°C به عنوان دمای عملکرد پیل در نظر گرفته می شود. ولتاژ 0.6 ولت به عنوان ولتاژ نامی هر تک پیل در توده پیل در نظر گرفته شده است.

شار گرمای تولیدی هر تک پیل در هر ولتاژ کاری آن، توسط منحنی قطبش و به وسیله معادله (۱) محاسبه می شود [۲].

$$Q_i = (1.23 - V_i)i \quad (1)$$

جدول (۱): پارامترهای استفاده شده برای شبیه‌سازی صفحه خنک‌کاری

پارامتر	مقدار
پارامترهای هندسی	
ابعاد صفحه	۱۵۰ mm × ۱۵۰ mm × ۲ mm
عرض کانال	۲ mm
فاصله بین دو کانال	۲ mm
عمق کانال	۱ mm
قطر هیدرولیکی	۱/۳۳ mm
خواص صفحه (گرافیت)	
چگالی	۲۲۵۰ Kg.m ^{-۳}
گرمای ویژه	۶۹۰ J.kg ^{-۱} .K ^{-۱}
هدایت گرمایی	۲۴ W.m ^{-۱} .K ^{-۱}
خواص فوم فلزی	
نفوذپذیری	۱/۴۴ × ۱۰ ^{-۹} m ^۲
ضریب تخلخل	٪۶۰
ضریب هدایت حرارتی	۴۴۷ W.m ^{-۱} .K ^{-۱}
خواص خنک‌کننده (آب در دمای ورودی ۶۰°C)	
چگالی	۹۸۳/۲۸۴ Kg.m ^{-۳}
گرمای ویژه	۴۱۸۵ J.kg ^{-۱} .K ^{-۱}
هدایت گرمایی	۰/۶۵۳ W.m ^{-۱} .K ^{-۱}
شرایط عملکردی	
دمای ورودی خنک‌کننده	۶۰°C
دبی حجمی ورودی خنک‌کننده	۶ × ۱۰ ^{-۶} m ^۳ .s ^{-۱}
شار حرارتی	۴۲۵۵ W.m ^{-۲}

۴. معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان سیال خنک‌کاری شامل معادله بقای جرم، بقای مومنتوم و انرژی در سیال خنک‌کاری و صفحات خنک‌کاری به صورت معادلات (۲) تا (۴) بیان می‌شوند. با توجه به هندسه مسئله و عدد رینولدز جریان فرض می‌شود که جریان آرام و سیال غیر قابل تراکم است. عدد رینولدز برای مدل‌های A, B, C و D به ترتیب برابر ۱۵۰/۷۲۵، ۱۵۰/۷۲۵، ۱۸۵۸/۹۴۵ و ۱۱۱۵/۳۶۷ می‌باشد.

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

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

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

ρ چگالی، μ ویسکوزیته سینماتیک، c_p گرمای ویژه، k هدایت

گرمایی سیال خنک‌کننده، u میدان سرعت، T میدان دما و P فشار هستند. u_j مؤلفه‌های سرعت در جهات x ، y و z می‌باشد. به دلیل عملکرد خنک‌کاری در حالت دائم، ترم‌های گذرا در نظر گرفته نشده است. برای ناحیه جامد با دانستن این موضوع که $u_j = 0$ است، معادله (۴) به شکل معادله هدایت حرارتی خالص در نظر گرفته می‌شود. در جریان آرام در محیط متخلخل فوم فلزی، افت فشار معمولاً با سرعت متناسب است. با صرف نظر از پخش و شتاب جابجایی، مدل محیط متخلخل، به صورت به قانون داریسی تبدیل می‌شود.

$$\nabla P = - \frac{\mu}{\alpha} u \quad (5)$$

لذا افت فشار در راستای سه محور x ، y و z محیط متخلخل، به صورت‌های روابط (۶) تا (۸) بیان می‌شود.

$$\Delta P_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} u_j \Delta n_x \quad (6)$$

$$\Delta P_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} u_j \Delta n_y \quad (7)$$

$$\Delta P_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} u_j \Delta n_z \quad (8)$$

α نفوذپذیری، Δn_x ، Δn_y و Δn_z ضخامت محیط متخلخل در جهات x ، y و z هستند.

طبق معادله Blake - Kozeny، هنگام مدل‌سازی جریان آرام در لایه متخلخل، نفوذپذیری به صورت رابطه (۹) تعریف می‌شود [۱۹].

$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)^2} \quad (9)$$

که در آن D_p قطر متوسط ذره و ε ضریب تخلخل است که به صورت حجم فضاهای خالی به حجم کل ناحیه متخلخل تعریف می‌شود. فوم فلزی مورد استفاده، فولاد ضد زنگ SS۳۱۶ با $D_p = 400 \mu m$ است [۲۰].

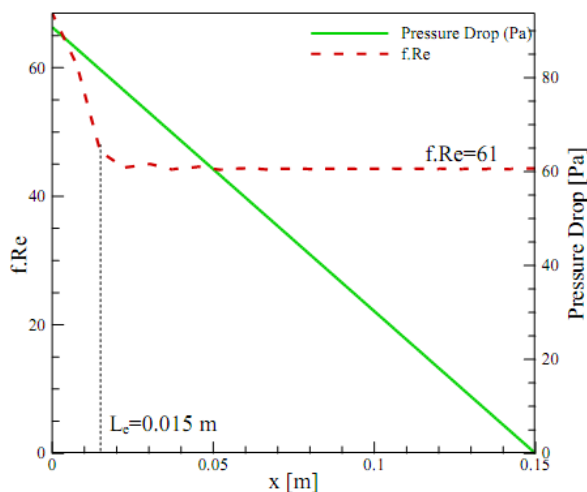
علاوه بر صفحه بالایی که بر روی آن شرط مرزی تقارن صفحه پایینی که شار حرارتی ثابت اعمال شده، شرایط مرزی ورودی و خروجی سیال خنک‌کننده، به ترتیب دبی ورودی مشخص و جریان توسعه‌یافته در نظر گرفته شده است. از آنجایی که صفحه خنک‌کاری به صورت عمودی قرار می‌گیرد، دو لبه صفحه در راستای عمودی و دو لبه در راستای افقی قرار دارند. با توجه به ابعاد هندسی صفحه، ضریب جابه‌جایی در لبه‌های عمودی $5/532 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ، در لبه افقی بالا $2/184 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ و در لبه افقی پایین $6/090 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ به دست می‌آید.

داریسی، f ، به‌صورت رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود [۲۱].

$$f = \frac{dp}{dx} \frac{D_h}{\rho \frac{u_m^2}{2}} \quad (10)$$

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.

در شکل ۵ مقدار پارامتر $f.Re$ در طول یک کانال موازی نشان داده شده است. مقدار $f.Re$ شبیه‌سازی پس از طول ورودی هیدرولیکی ($0/015 \text{ m}$) سریعاً به ۶۱ می‌رسد که با مقدار $f.Re$ مرجع که برای جریان آرام کاملاً توسعه‌یافته در مقطع مستطیل شکل با نسبت طول به عرض ۲ برابر ۶۲ است، توافق مناسبی دارد.



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

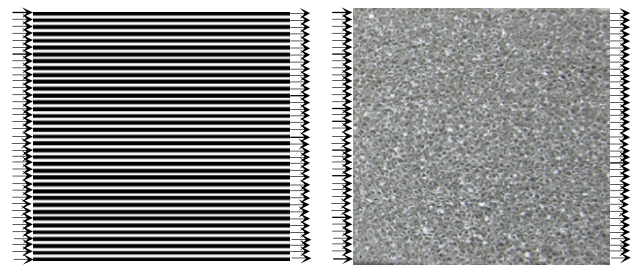
طول ورودی هیدرولیکی، L_e ، به‌کمک معادله (۱۱) به‌دست می‌آید...

$$\frac{L_e}{D_h} = 0.05 Re \quad (11)$$

با استفاده از معادله (۱۱)، طول ورودی هیدرولیکی براساس عدد رینولدز $150/725$ ، برابر $0/011 \text{ m}$ به‌دست می‌آید.

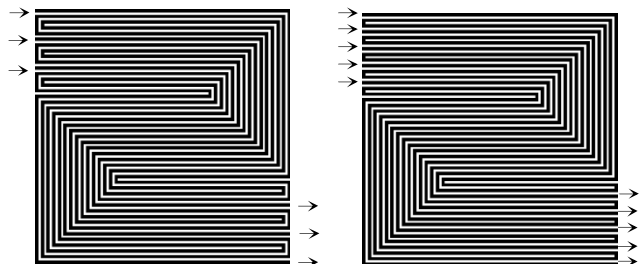
به‌دلیل اینکه حل تحلیلی برای کانال‌های جریان در وضعیت شار حرارتی ثابت در مراجع وجود دارد، در شکل (۶)، تغییرات دمای میانگین آب خنک‌کننده، T_m ، دمای میانگین سطح، T_s ، و عدد ناسلت، Nu ، در طول یک کانال موازی در وضعیت شار حرارتی ثابت (برابر با شار گرمایی متوسط) نشان داده شده است. عدد ناسلت، Nu ، به‌صورت معادله (۱۲) محاسبه می‌شود [۲۱].

$$Nu = \frac{dT_m}{dx} \frac{\rho C_p u_m A_{ch} D_h}{k P_{ch} (T_s - T_m)} \quad (12)$$



مدل A

مدل B



مدل C

مدل D

شکل (۴): چهار طرح میدان جریان خنک‌کاری برای یک صفحه خنک‌کاری با سطح مقطع $15 \text{ cm} \times 15 \text{ cm}$

۵. حل عددی

شبیه‌سازی جریان سیال و انتقال حرارت در صفحات با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی، توسط نرم‌افزار فلوئنت انجام شده است. در این نرم‌افزار، معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی براساس روش حجم محدود حل می‌شود. الگوریتم سیمپل برای کوپلینگ سرعت و فشار و روش آپ ویند مرتبه دو برای گسسته‌سازی معادلات (۲)، (۳) و (۴) در نظر گرفته شده است.

به‌منظور بررسی عدم وابستگی نتایج به تعداد سل‌های شبکه، وابستگی افت فشار و دمای ماکزیمم سطح به تعداد سل‌های شبکه بررسی شده است. افت فشار و دمای ماکزیمم، برای مدل A، هنگامی که تعداد سل‌های مکعبی بیشتر از 1200000 است، به تعداد سل‌ها وابسته نیستند، بنابراین تعداد بهینه سل‌ها، حدود 1200000 انتخاب شده است. برای سایر مدل‌ها نیز آزمایش وابستگی به شبکه برای تعیین تعداد بهینه سل‌ها انجام شده و برای مدل‌های B، C و D به ترتیب 1200000 ، 4193600 و 4193600 انتخاب شده است. دلیل متفاوت بودن تعداد شبکه این است که نواحی گوشه‌های میدان‌های جریان مارپیچی، به‌دلیل ساختارهای جریانی پیچیده، چگالی شبکه بیشتری نیاز دارند، درحالی‌که نواحی مستقیم تعداد شبکه کمتری نیاز دارند.

برای اعتبارسنجی مدل عددی، فاکتور اصطکاک داریسی و عدد ناسلت، برای مدل A بررسی و با نتایج تحلیلی مقایسه شده است. با استفاده از شکل (۵)، که افت فشار آب، ΔP ، (نتیجه شده از مدل عددی) را در طول یک کانال موازی نشان می‌دهد، فاکتور اصطکاک

افت فشار در طول کانال حاصل از نتایج عددی با نتایج تحلیلی نیز با یکدیگر مقایسه شده است. افت فشار در یک کانال طبق رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود.

$$\Delta P = \rho g z + \sum \frac{\rho k u_m^2}{2} + \frac{\rho f L u_m^2}{2 D_h} \quad (14)$$

g شتاب گرانش، z اختلاف ارتفاع ورودی و خروجی کانال، k ضریب افت موضعی خم و L طول کانال است. مقدار f از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$f = \frac{62}{Re} \quad (15)$$

عدد Re برحسب سرعت متوسط و قطر هیدرولیکی کانال مشخص می‌شود. مقدار k نیز برای خم 90° تقریباً برابر $30f$ است [۲۲].

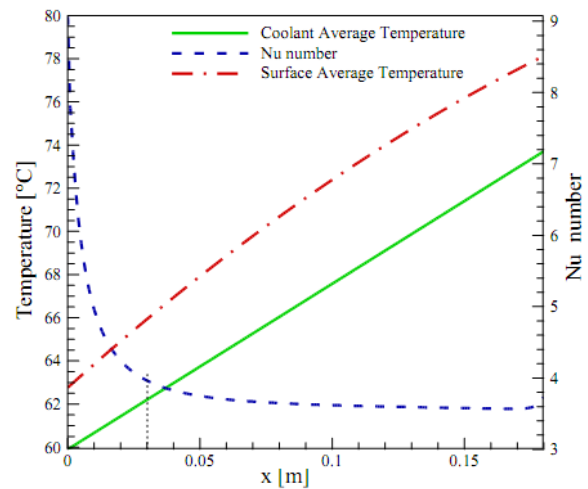
برای محاسبه افت فشار در محیط متخلخل، از قانون داریسی مطابق معادله (۵) استفاده شده و افت فشار در مدل B تعیین می‌شود.

۷. تحلیل نتایج

نتایج حل تحلیلی و عددی جریان سیال در چهار مدل بررسی شده، در جدول (۲) ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، تفاوت بسیار ناچیزی بین حل عددی و حل تحلیلی افت فشار وجود دارد و این نشان‌دهنده صحت نتایج عددی در حل جریان سیال خنک‌کننده است. این تفاوت ناچیز نیز بیشتر در مدل‌های مارپیچی (مدل‌های C و D) که دارای خم هستند، وجود دارد؛ زیرا در نواحی خم‌های میدان‌های جریان مارپیچ، ساختارهای جریانی پیچیده‌تر است. در حل تحلیلی این خم‌ها به صورت تقریبی و با در نظر گرفتن ضریب افت فشار جزئی که در مراجع پیشنهاد شده است، بررسی شده‌اند. از آنجا که توان مصرفی پمپ گردش سیال خنک‌کننده از توان تولیدی توده پیل تأمین می‌شود، لازم است با طراحی مناسب میدان جریان، توان مصرفی کاهش یابد تا توان خالص خروجی افزایش یابد. از این رو شبکه توزیع جریان باید به گونه‌ای طراحی شود تا افت فشار سیال خنک‌کننده از ورودی تا خروجی تا حد امکان کم باشد.

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.

در شکل (۶)، عدد Nu شبیه‌سازی بعد از طول ورودی حرارتی به $3/8$ می‌رسد که با مقدار Nu مرجع که برای جریان آرام کاملاً توسعه‌یافته در مقطع مستطیل شکل با نسبت طول به عرض ۲ و با شار حرارتی ثابت، برابر $4/12$ است، توافق مناسبی دارد. تفاوت کمی که وجود دارد، به دلیل انحراف شرط مرزی حرارتی در سطح کانال از شرط شار حرارتی ثابت است. شار حرارتی ثابت به سطح زیر صفحه خنک‌کاری برخورد کرده و تا رسیدن اثرش به کانال‌های خنک‌کاری، تا حدی از شرط شار حرارتی ثابت انحراف می‌یابد.



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

طول ورودی حرارتی، $L_{e,t}$ ، با استفاده از معادله (۱۳) براساس عدد رینولدز $150/725$ ، نیز برابر $0/30m$ به دست می‌آید [۲۱].

$$\frac{L_{e,t}}{D_h} = 0.05 Re . Pr \quad (13)$$

۶. حل تحلیلی میدان فشار

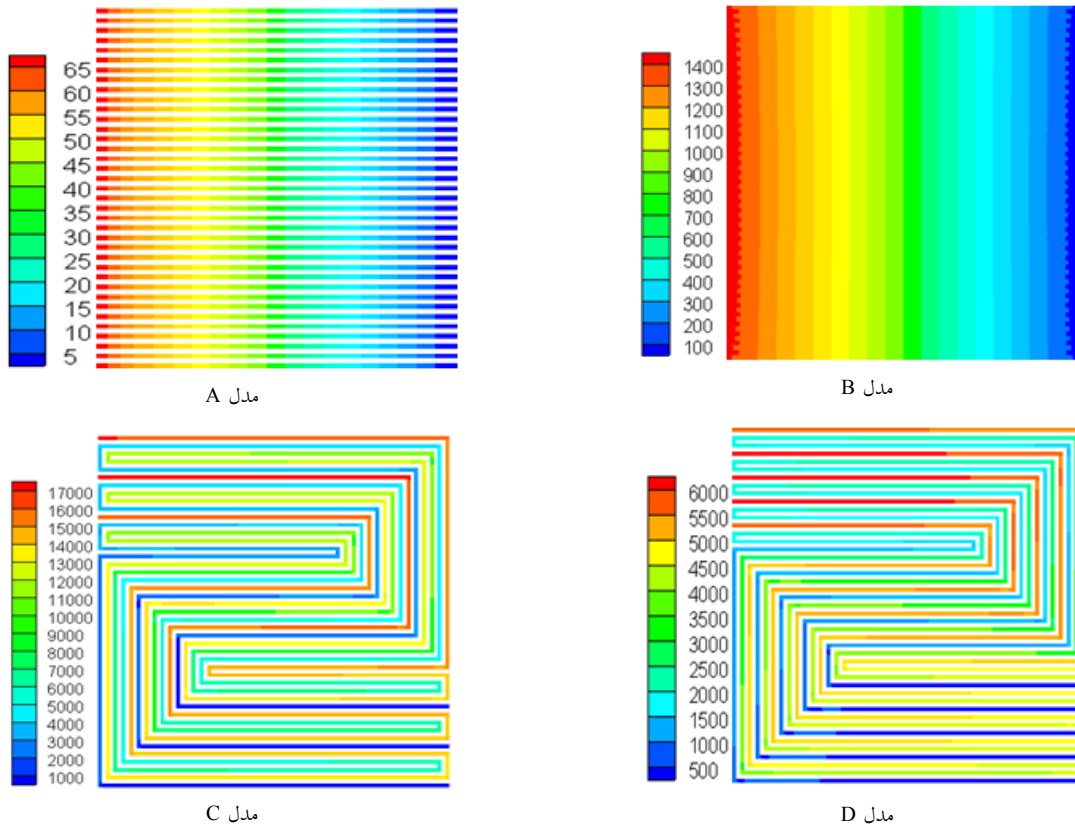
به دلیل اینکه در شکل‌های (۵) و (۶) جریان در کانال‌های مدل A مقایسه شدند، به منظور اعتبارسنجی جریان سیال در تمامی مدل‌ها،

جدول (۲): مقایسه افت فشار حاصل از نتایج حل عددی و حل تحلیلی در چهار مدل ارائه‌شده

مدل	u_m (m.s ⁻¹)	Re	f	ϵ	Δn (m)	z (m)	L (m)	تعداد خم	ΔP تحلیلی (Pa)	ΔP عددی (Pa)
A	0/054	150/725	0/411	-	-	0	0/15	0	67/642	67/137
B	0/027	150/725	-	0/6	0/15	-	-	-	1319/062	1409/379
C	0/666	1858/945	0/033	-	-	0/114	1/895	28	17604/510	17331/745
D	0/4	1115/367	0/055	-	-	0/108	1/137	16	6878/315	6522/640

خم، کمتر بودن سرعت سیال (به دلیل وجود ۳۷ مسیر موازی) و کوتاه بودن طول مسیر، کمترین میزان افت فشار را ایجاد می کند.

شکل (۷) افت فشار خنک کننده را در چهار مدل میدان جریان خنک کاری بر حسب پاسکال نشان می دهد. مطابق این شکل و همچنین جدول (۲)، مدل A (میدان جریان مستقیم موازی) به دلیل عدم وجود



شکل (۷): توزیع فشار در کانال های خنک کاری

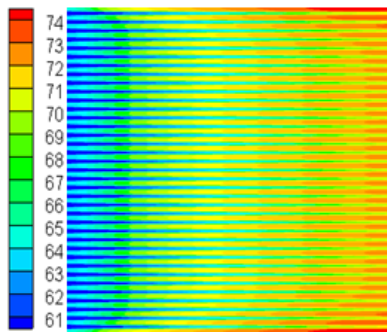
استفاده از این مدل توجه پذیر است. ضمن اینکه با افزایش نفوذپذیری فوم می توان از افت فشار پایین داخل میدان سیال خنک کاری اطمینان حاصل کرد و مقدار آن را کنترل کرد.

شکل (۸) توزیع دما در سطح مرکزی صفحه خنک کاری (مرز تقارن) را برای چهار مدل ارائه شده بر حسب درجه سلسیوس نشان می دهد. در حالت کلی، در طول کانال دمای آب به دلیل جذب حرارت از پیل افزایش می یابد. شکل (۹) اختلاف دمای محلی بین سیال و صفحه را نیز در مدل های مختلف نشان می دهد. نقش صفحات خنک کاری، جلوگیری از گرم شدن بیش از حد به وسیله دفع مناسب گرمای واکنش و نگه داشتن توزیع دمای یکتواخت در سرتاسر سطح فعال پیل است. همان طور که در این شکل مشاهده می شود، افزایش دمای آب خنک کننده در مدل A (میدان جریان مستقیم موازی) حدود ۱۴ درجه سلسیوس، در مدل B (میدان جریان با ساختار فوم فلزی) حدود ۱۱ درجه سلسیوس و در مدل های C و D (میدان های مارپیچ چندمسیره) به ترتیب حدود ۱۸ و ۱۹ درجه سلسیوس است. نکته مهم، توزیع دما در سطح انتقال حرارت صفحه

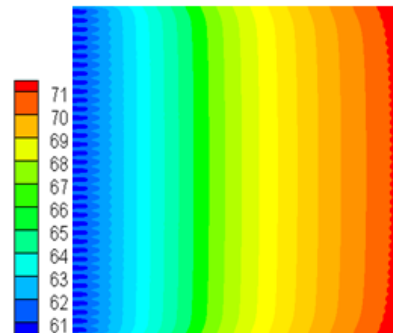
نحوه قرار گرفتن و چیدمان خم ها در مسیر جریان مارپیچی بر روی افت فشار بسیار تأثیرگذار است. تعداد خم های مدل C نسبت به مدل D بیشتر است و بنابراین چرخش جریان یا انحراف جریان بیشتر است. سیال خنک کننده در مدل C (مدل میدان مارپیچی با ۳ مسیر موازی) افت فشار بیشتری نسبت به سایر مدل ها دارد، دلیل آن بیشتر بودن طول کانال خنک کاری، بیشتر بودن سرعت سیال (به دلیل وجود ۳ مسیر موازی) و تعداد خم بیشتر است. سرعت جریان نیز در مسیرهای موازی مدل های A و B نسبت به مدل های C و D که به ترتیب سه مسیره و پنج مسیره هستند، بسیار کمتر است و به همین دلیل، مدل های A و B افت فشار بسیار کمتری ایجاد می کنند. در مدل B (میدان جریان با فوم فلزی) به دلیل بالا بودن ضریب نفوذپذیری فوم فلزی، افت فشار ایجاد شده نسبت به کانال های مارپیچی بسیار پایین تر است. همچنین افت فشار مدل B نسبت به مدل A (۱۴۰۰ در مقایسه با ۶۷ پاسکال) در مقایسه با افت فشار مدل های C و D نسبت به مدل A (۱۷۶۰۰ و ۶۸۷۰ در مقایسه با ۶۷ پاسکال) پایین است. به همین دلیل، در صورت مناسب بودن مدل B از نظر معیارهای دمایی،

می‌دهد که اختلاف دمای کلی از دمای کم نزدیک ورودی‌ها شروع می‌شود و به دمای زیاد نزدیک خروجی‌ها می‌رسد.

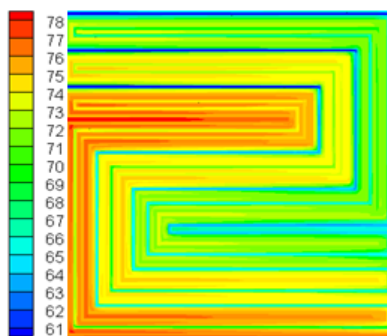
خنک‌کاری است که در شکل (۹)، برای هر چهار مدل برحسب درجهٔ سلسیوس نشان داده شده است. توزیع دمای مدل‌های A و B نشان



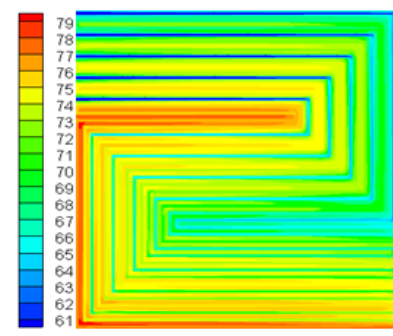
مدل A



مدل B

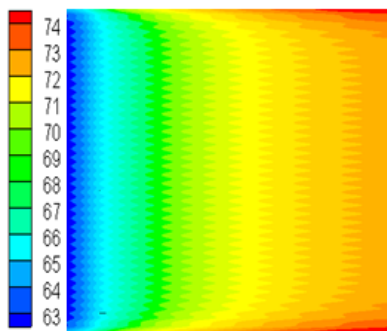


مدل C

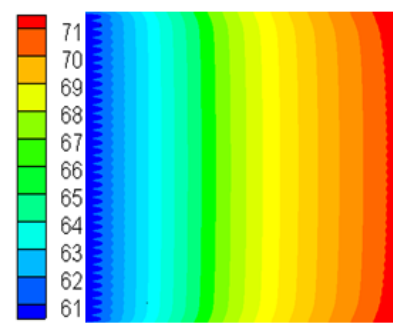


مدل D

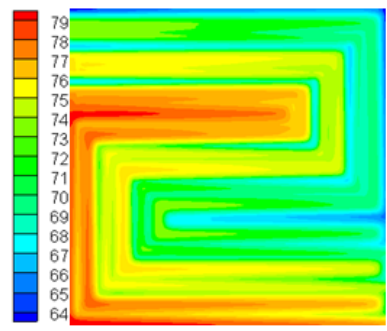
شکل (۸): توزیع دما در چهار طرح میدان جریان خنک‌کننده در سطح مرکزی صفحه خنک‌کاری (مرز تقارن)



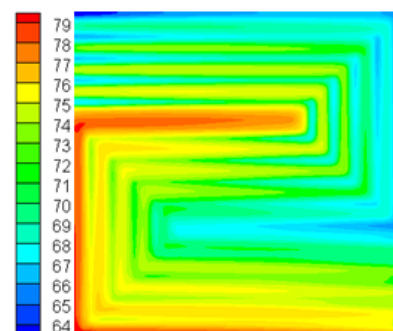
مدل A



مدل B



مدل C



مدل D

شکل (۹): توزیع دما در چهار طرح متفاوت میدان جریان خنک‌کننده در سطح انتقال حرارت (سطح با شرط مرزی شار حرارتی)

نسبت به مدل A (میدان جریان مستقیم موازی)، حدود ۳ درجه سلسیوس و نسبت به مدل های C و D (مدل های میدان مارپیچ چندمسیره) حدود ۷ درجه سلسیوس کمتر است. در مدل های میدان مارپیچی چندمسیره نیز اختلاف دمای سطح نسبت به میدان جریان مستقیم موازی، حدود ۴ درجه سلسیوس بیشتر است. به طوری که ماکزیمم دمای سطح در مدل A برابر ۷۵/۰۱۶ درجه سلسیوس، در مدل B، ۷۲/۰۸۴ درجه سلسیوس و در مدل های C و D به ترتیب ۷۹/۳۰۵ و ۷۹/۸۲۲ درجه سلسیوس است.

بر اساس شکل (۹) و جدول (۳) اختلاف دمای سطح، $\Delta T = T_{max} - T_{min}$ دمای میانگین و ماکزیمم سطح، $T_{avg,s}$ و $T_{max,s}$ در مدل B (میدان جریان با ساختار فوم فلزی) به میزان قابل توجهی از سایر مدل ها کمتر است. اختلاف دمای سطح در مدل B نسبت به مدل A (میدان جریان مستقیم موازی)، ۱ درجه سلسیوس و نسبت به مدل های C و D (مدل های میدان مارپیچ چندمسیره) حدود ۵ درجه سلسیوس کمتر است. در مدل های میدان مارپیچی چندمسیره نیز اختلاف دمای سطح نسبت به میدان جریان مستقیم موازی، حدود ۴ درجه سلسیوس بیشتر است. به طوری که اختلاف دمای سطح در مدل A برابر ۱۲/۶۳۳ درجه سلسیوس، در مدل B، ۱۱/۵۲۸ درجه سلسیوس و در مدل های C و D به ترتیب ۱۶/۲۹۶ و ۱۶/۹۹۴ درجه سلسیوس است.

دمای میانگین سطح در میدان جریان با ساختار فوم فلزی حدود ۳ درجه سلسیوس از میدان جریان مستقیم موازی و حدود ۶ تا ۷ درجه سلسیوس از میدان های مارپیچ چندمسیره کمتر است. در مدل های میدان مارپیچی چندمسیره نیز اختلاف دمای سطح نسبت به میدان جریان مستقیم موازی، حدود ۴ درجه سلسیوس بیشتر است. به طوری که دمای میانگین سطح در مدل A برابر ۶۹/۶۰۴ درجه سلسیوس، در مدل B، ۶۶/۹۱۵ درجه سلسیوس و در مدل های C و D به ترتیب ۷۳/۲۶۲ و ۷۲/۴۷۵ درجه سلسیوس است.

نرخ افزایش دمای آب خنک کننده نیز در میدان جریان با ساختار فوم فلزی نسبت به سایر مدل ها کمتر است. در مدل های میدان مارپیچی چندمسیره نیز این نرخ نسبت به میدان جریان مستقیم موازی، حدود ۴ تا ۵ درجه سلسیوس بیشتر است. مدل های میدان مارپیچی چندمسیره دمای ماکزیمم، دمای میانگین سطح و نرخ افزایش دمای خنک کننده بیشتری نسبت به دو مدل دیگر دارند و همچنین طبق نتایج جدول (۳)، مشاهده می شود عملکرد خنک کاری این دو مدل نسبتاً یکسان است.

برای مقایسه بهتر کمی عملکرد خنک کاری، شاخص یکنواختی دما، U_T ، به صورت رابطه (۱۶) تعریف می شود [۱].

$$U_T = \frac{\int_A |T - T_{avg}| dA}{\int_A dA}, T_{avg} = \frac{\int T dA}{\int dA} \quad (16)$$

در معادله (۱۶)، T دمای سطح و T_{avg} دمای میانگین سطح انتقال حرارت صفحه خنک کاری است. انتگرال معادله (۱۶) بر روی سطح با شرط مرزی شار حرارتی انجام می شود. شاخص یکنواختی دما، به صورت کمی، انحراف دما را از دمای میانگین سطح انتقال حرارت نشان می دهد. به عبارت دیگر هنگامی که توزیع دما کاملاً یکنواخت باشد، U_T صفر است.

نتایج بررسی عددی هر چهار مدل در جدول (۳) ارائه شده است. بر اساس جدول (۳) شاخص یکنواختی تمامی مدل ها تقریباً یکسان است. لذا عملکرد خنک کاری هر چهار مدل از نظر این معیار، تقریباً یکسان است. دلیل یکسان بودن این شاخص در تمام مدل ها، متغیر بودن شار حرارتی در طول کانال هاست، به طوری که شار گرمایی در طول کانال ها کاهش می یابد. به منظور درک بهتر تأثیر متغیر در نظر گرفتن شار گرمایی در عوض اعمال شار گرمایی متوسط (کاری که در مطالعات گذشته انجام می شده است)، بررسی عددی هر چهار مدل در وضعیتی که شار اعمالی به صفحه خنک کاری ثابت و برابر شار گرمایی متوسط است، انجام شده و نتایج آن در جدول (۴) ارائه شده است. مطابق جدول (۴)، در وضعیت شار حرارتی ثابت، شاخص یکنواختی چهار مدل با یکدیگر متفاوت است. مدل A بالاترین و مدل C کمترین شاخص یکنواختی دما را دارد. این شاخص برای هر دو مدل مارپیچی (مدل های C و D) تفاوت زیادی با یکدیگر ندارد. به عبارتی، مارپیچی کردن کانال ها از نظر این شاخص یک مزیت محسوب شده ولی نوع مارپیچی بودن کانال ها تفاوت زیادی بر این شاخص ندارد. با مقایسه نتایج ارائه شده در جداول (۳) و (۴)، می توان گفت که اعمال شار حرارتی ثابت در عوض شار حرارتی متغیر (آنچه واقعاً در پیل های سوختی اتفاق می افتد) فرض دقیقی نیست.

به منظور اطمینان پیدا کردن از پایایی گرمایی پیل، کنترل ماکزیمم دمای سطح صفحه خنک کاری در یک حد مشخص ضروری است؛ زیرا ماکزیمم دمای سطح مهم ترین فاکتور برای جلوگیری از آسیب حرارتی پیل است.

بر اساس نتایج جدول (۳) و همان طور که در شکل (۹) نیز مشاهده می شود، ماکزیمم دمای سطح صفحه خنک کاری، $T_{max,s}$ ، در مدل B

جدول (۳): خلاصه نتایج عددی تحلیل حرارتی

مدل	$T_{max,s} (^{\circ}C)$	$T_{min,s} (^{\circ}C)$	$\Delta T_s (^{\circ}C)$	$T_{avg,s} (^{\circ}C)$	U_T	$\Delta T_c (^{\circ}C)$
A	۷۶/۶۴۵	۶۱/۶۷۳	۱۴/۹۷۲	۶۸/۷۱۵	۳/۶۱۱	۱۶/۱۹۲
B	۷۲/۲۵۸	۶۰/۳۸۸	۱۱/۸۷۰	۶۶/۰۵۱	۳/۳۶۶	۱۱/۸۹۳
C	۷۷/۹۳۴	۶۲/۷۳۸	۱۵/۱۹۶	۷۳/۴۵۰	۲/۶۶۷	۱۷/۴۸۷
D	۷۸/۲۸۰	۶۲/۵۱۴	۱۵/۷۶۶	۷۲/۵۷۴	۲/۴۳۸	۱۷/۸۳۰

فوم فلزی دارند. علاوه بر این، افت فشار سیال خنک‌کننده نیز در میدان‌های ماریپیچی بیشتر است. مدل میدان جریان با ساختار فوم فلزی مطلوب‌ترین میدان جریان خنک‌کاری به‌منظور کاهش اختلاف دمای سطح، کاهش دمای ماکزیمم و دمای میانگین سطح، در بین مدل‌های بررسی شده در این مقاله است. از طرفی، افت فشار سیال خنک‌کننده نیز در این مدل نسبتاً کم است. بنابراین میدان جریان متخلخل با ساختار فوم فلزی، می‌تواند به‌عنوان میدان جریان خنک‌کننده برای بهبود عملکرد استک پیل سوختی غشا پلیمری انتخاب شود. البته بهبود بیشتر این مدل ضروری است.

نتایج این مقاله در طراحی سیستم‌های خنک‌کاری پیل‌های سوختی غشا پلیمری و همچنین سایر سیستم‌هایی که نیاز به خنک‌کاری دارند، مفید است.

۸. نتیجه‌گیری

در این مطالعه، جریان سیال خنک‌کننده و انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری برای یک پیل غشا پلیمری خنک‌شونده با آب مایع با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بررسی شده‌اند. عملکرد چهار طرح مختلف میدان جریان خنک‌کننده شامل کانال‌های موازی ساده، کانال‌های ماریپیچی با ۳ و ۵ مسیر موازی و فوم فلزی براساس دمای ماکزیمم سطح، یکنواختی دما و افت فشار ارزیابی شده و با یکدیگر مقایسه شده است.

نتایج نشان می‌دهند که مدل‌های میدان ماریپیچ با ۳ و ۵ مسیر موازی، دمای ماکزیمم، دمای میانگین سطح و نرخ افزایش دمای خنک‌کننده بیشتری نسبت به مدل موازی ساده و مدل میدان با ساختار

منابع

- [۱] Baek, S.M., "A numerical study on uniform cooling of large-scale PEMFCs with different coolant flow field design", Applied Thermal Engineering, Vol. ۳۱, ۲۰۱۱.
- [۲] Asghari, S.; Akhgar, H., "Design of thermal management subsystem for a $^{\circ}kW$ polymer electrolyte membrane fuel cell system", Journal of Power Sources, Vol. ۱۹۶(۶), ۲۰۱۱.
- [۳] Larminie, J., Dicks, A., "Fuel cell systems explained", 2nd Edition, John Wiley & Sons, ۲۰۰۳.
- [۴] Chen, F.C., Gao, Z., Loutfy, R.O., Hecht, M., "Analysis of optimal heat transfer in a PEM fuel cell cooling plate", Fuel Cells, Vol. ۳(۴), ۲۰۰۳.
- [۵] Lee, J.H., "Coolant flow field design for fuel cell stacks", US Patent ۶۹۲۴۰۵۲, ۲۰۰۵.
- [۶] Choi, J., Kim, Y.H., Lee, Y., Lee, K. J., Kim, Y., "Numerical analysis on the performance of cooling plates in a PEFC", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. ۲۲(۷), ۲۰۰۸.
- [۷] Nam, J.H., Lee, K.J., Sohn, S., Kim, C.J., "Multi-pass serpentine flowfield to enhance under-rib convection in polymer electrolyte membrane fuel cells, design and geometrical characterization", Journal of Power Sources, Vol. ۱۸۸(۱), ۲۰۰۹.
- [۸] Hashmi, S.M.H., "Cooling strategies for PEMFC stacks", PhD thesis, Helmut Schmidt University, Hamburg, Germany, ۲۰۱۰.
- [۹] Sasmito, A.P., Birgersson, E., Mujumdar, A.S., "Numerical investigation of liquid water cooling for a proton exchange membrane fuel cell stack", Heat Transfer Engineering, Vol. ۳۲(۲), ۲۰۱۱.
- [۱۰] Lasbet, Y., Auvity, B., Castelain, C., Peerhossaini, H., "Thermal and hydrodynamic performances of chaotic mini-channel: application to the fuel cell cooling", Heat Transfer Engineering, Vol. ۲۸(۸-۹), ۲۰۰۷.
- [۱۱] Murphy, O.J., Cisar, A., Clarke, E., "Low-cost light weight high power density PEM fuel cell stack", Electrochimica Acta, Vol. ۴۳, ۱۹۹۸.
- [۱۲] Gamburgzev, S., Appleby, A. J., "Recent progress in performance improvement of the proton exchange membrane fuel cell (PEMFC)", Journal of Power Sources, Vol. ۱۰۷, ۲۰۰۲.
- [۱۳] Kumar, A., Reddy, R.G., "Polymer electrolyte membrane fuel cell with metal foam in the gas flow-field of bipolar/end plates", Journal of New Materials for Electrochemical Systems, Vol. ۶, ۲۰۰۳.
- [۱۴] Kumar, A., Reddy, R.G., "Materials and design development for bipolar/end plates in fuel cells", Journal of Power Sources, Vol. ۱۲۹, ۲۰۰۴.
- [۱۵] Senn, S.M., Poulidakos, D., "Polymer electrolyte fuel cells with porous materials as fluid distributors and comparisons with traditional channelled systems", Journal of Heat Transfer ASME, Vol. ۱۲۶, ۲۰۰۴.
- [۱۶] <http://www.mae.ncsu.edu/academics/duke-energy-research/pdfs/brown.pdf>.
- [۱۷] Zhang, G., Kandlikar, S., "A critical review of cooling techniques in proton exchange membrane fuel cell stacks", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. ۳۷, ۲۰۱۲.

- [۱۸] Ju, H., Meng, H., Wang, C.Y., "A single-phase, non-isothermal model for PEM fuel cells", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. ۴۸, ۲۰۰۵.
- [۱۹] Wang, Y., "Porous - media flow fields for polymer electrolyte fuel cells", Journal of The Electrochemical Society, Vol. ۱۵۶, ۲۰۰۹.
- [۲۰] Parvanian, A., Panjepour, M., "Development of open pore copper foams to use as bipolar plates in polymer electrolyte membrane fuel cell stacks", Iranica Journal of Energy & Environment, Vol. ۴ (۲), ۲۰۱۳.
- [۲۱] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., "Fundamentals of heat and mass transfer", fourth edition, John Wiley & Sons, Inc, New York, ۲۰۰۲.
- [۲۲] Barbir, F., "PEM fuel cells: theory and practice" Elsevier, ۲۰۰۵.