

مهندسی حرارتی کاربردی

تأثیر جهت جریان ورودی و خروجی سینک حرارتی بر کارایی انتقال حرارت

مصطفی امیددی بیدگلی (نویسنده مسئول)^۱، محسن شهبابی^۲

^۱ عضو هیئت علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهرضا، شهرضا mostafaomidibidgoli@gmail.com

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهرضا، شهرضا shahabimohsen.m70@gmail.com

چکیده

در دستگاه های الکترونیکی کوچک برای بهبود عملکرد، نیاز به افزایش عملکرد انتقال حرارت در دستگاه وجود دارد، عملکرد مایع خنک کننده و هیت سینک، تحت تأثیر عوامل متعددی از جمله: اشکال باله، ابعاد باله، فضای شکاف باله، تعداد باله، آرایش آرایه باله، موقعیت سطوح حرارتی و نوع مایع خنک کننده مورد استفاده در هیت سینک قرار دارد، در این پژوهش تمرکز ما بر شبیه سازی جریان مایع خنک کننده از طریق میکرو پین است. و همچنین اثرات جهت جریان در ورودی و خروجی هیت سینک بر روی افت فشار و عملکرد حرارتی مورد بررسی قرار گرفته. در این مطالعه، آرایه باله ها به صورت پلکانی با قطر تخلخل ۰٫۶۷، لوله آلومینیومی ۰٫۶۶ ۶۰۶۱ میلی متر ساخته شد. سپس زاویه بین ورودی و خروجی به سطح جانبی هیت سینک از ۰ تا ۹۰ درجه تغییر کرده است. و همچنین همبستگی بین افت فشار و عملکرد حرارتی در شرایط عملیاتی مختلف نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است.

واژه های کلیدی

سینک حرارتی، باله های میکرو پین، دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) ..

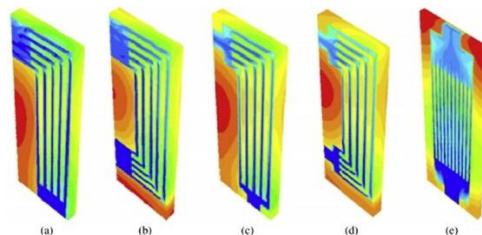
یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

معرفی

در حال حاضر، در بسیاری از دستگاه های الکترونیکی توسعه یافته مانند پروژکتور، ساطع نور دیود ، تراشه گرافیکی، لیزر با قدرت بالا و غیره به منظور به دست آوردن عملکرد بالا، کوچک سازی اندازه و توزیع حرارتی بالا ، هیت سینک ها نقش مهمی را دارا هستند. ، به ویژه در عملکرد قطعات الکترونیکی، افزایش دما عامل ۵۵ درصد خرابی های الکترونیکی است. (yeh,1995:7) برای مثال، سینک های حرارتی با بهبود عملکرد خود به مدیریت حرارتی کمک می کنند، ایمنی عملیاتی و چرخه عمر باتری های با چگالی توان بالا (Rao,2016:670) و (Huo,2015:390) علاوه بر این، حدود ۵۰٪ از انرژی تولید شده از الکترو شیمیایی است واکنش ها در پیل های سوختی به صورت گرما پخش می شوند. (Meng,2005:1351) باله میکرو پین هیت سینک ها دارای مزیت هایی هستند که دارای مقاومت جریان کم و بالا هستند. عوامل زیادی وجود دارد که بر عملکرد سینک حرارتی تأثیر می گذارد از جمله : اشکال هندسی باله های پین؛ اندازه و تخلخل باله پین آرایه؛ موقعیت سطح حرارتی؛ ماهیت مایع خنک کننده و جهت آن در ورودی و خروجی سینک حرارتی به افت فشار کمتر نسبت داده می شود. (Hasan,2014:601) در پژوهش انتقال حرارت و افت فشار سینک حرارتی باله میکرو پین از هیدروفوبیل مربعی، دایره ای و مخروطی شکل مورد بررسی قرار گرفته است (Kosar, Peles,2007:865) و یافته های آن مربوط به، بیشترین قدرت پمپاژ با کمترین افت فشار باله پین مربعی بود را نشان داد. (Kosar, Peles,2006:125) عملکرد حرارتی هیدرولیکی هیت سینک های باله پین اندازه و تخلخل آرایه باله پین، ناشی از چیدمان فضاهای افقی و عمودی ایجاد شده با باله ها از اهمیت بالایی برخوردار است افزایش منطقه انتقال حرارت (Huang, 2013: 995) نشان داد که طراحی حرارتی یک هیت سینک مستطیلی پین باله نانوسیال با استفاده از عرض باله های غیر یکنواخت بهینه شد. مقایسه کردن نتایج تجربی و عددی آنها نسبت به نسخه اصلی آرایه باله، مقاومت حرارتی کاهش یافته در حالی که، تعداد نانوسلت افزایش یافته است. (Huang,Chen, 2014: 630), (Huang,Chen, 2014: 842) سرعت جریان در هیت سینک حاوی آرایه باله میکرو پین آلومینیومی 0.45 میلی متر به قطر پین ۰.۶۶ میلی متر در محدوده افت فشار 686-2744 پاسکال با افزایش میکرو پین افزایش می یابد تخلخل آرایه باله و قطر پین (Chiu, et al, 2017: 174-180) در حالی که، عملکرد انتقال حرارت به تخلخل آرایه باله ریز پین بستگی دارد. در تخلخل محدوده ۰.۵-۰.۶، مقاومت حرارتی موثر ۰.۲۶ درجه سانتیگراد W به دست آمده که ساختار جریان بین آنها متفاوت است. آرایه متراکم ($e < 0.5$) و آرایه پراکنده ($e > 0.7$) در یک آرایه پراکنده دستگاه، آرایه های با قطر پین کوچکتر، دارای سطح بیشتری برای گرما هستند انتقال، منجر به کاهش مقاومت حرارتی موثر می شود. در مقابل، الف مقاومت حرارتی موثر بالاتر در نتیجه افزایش می باشد. نرخ جریان در قطر پین بزرگتر دستگاه آرایه متراکم تراست. (Peles, et al, 2005: 3615-3627)



شکل ۱. کانورتور دمای ناحیه جامد و مایع هیت سینک میکروکانال MCHS (a-d) طرح پیشنهادی جدید و (e) طراحی معمولی

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

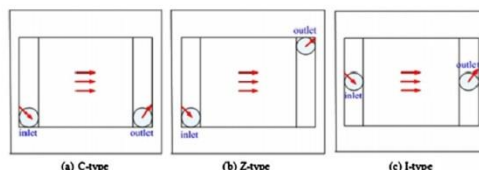
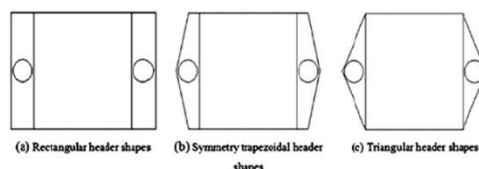


Fig. 2. Schematic diagram of the inlet/outlet locations (a) C-type (b) Z-type (c) I-type [24].



شکل ۲. نمودار شماتیک مکان های ورودی/خروجی (a) نوع C (b) نوع Z (c) نوع I

جدول ۱

خواص فیزیکی آلومینیوم ۶۰۶۱ و آب .

نوع	ρ چگالی	c_p گرمای ویژه	K حرارتی	μ پویا
ظرفیت	هدایت	ویسکوزیته	(kg/(m·s))	
(kg/m ³)	(J/(kg·K))	(W/(m·K))		
A1 6061	2700	896	151	-
آب	۹۹۸,۲	۴۱۸۲	۰,۶	۰,۰۰۱۰۰۳

جدول ۲

انواع هیت سینک

انواع هیت سینک	زاویه / (θ) فاصله بین سطح جلو و ورودی/خروجی خط مرکزی (S)
I-type	$\theta = 0, 15, 30, 45, 60, 75, 90$ درجه
نوع V	$\theta = 0, 15, 30, 45, 60, 75, 90$ درجه
نوع V با $\theta = 75$ درجه	$s = 2.5, 3.5, 4.5, 5.5, 6.5$ میلی متر .

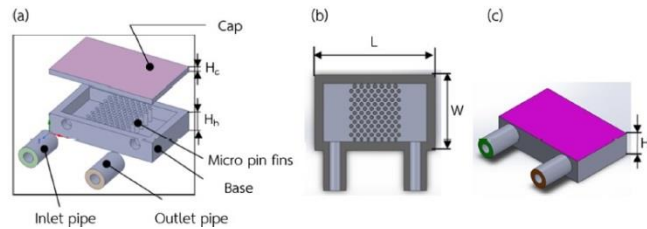
طراحی آرایه های باله میکرو پین مانند تخلخل، نسبت ورودی به خروجی و زاویه ورودی یا خروجی به سطح کناری هیت سینک . (Zhao, et al, 2016: 1347–1350) در نتایج نشان داد که انتقال حرارت در هیت سینک وجود دارد در باله های میکرو پین تحت شرایط مناسب تقویت شد و همچنین تحت تاثیر زاویه و شکل آرایه باله شد. (Liu, et al, 2013: 57–62) همچنین موقعیت سطح حرارت مانند مکان سطوح ورودی، خروجی و گرما بر عملکرد انتقال حرارت از طریق تأثیر آن بر میانگین دمای پایه هیت سینک تأثیر می گذارد (Ambreen, Kim, 2018: 245–251) نوع مایع خنک کننده مورد استفاده مانند استفاده از نانوسیال در هیت سینک میکروکانال پین فین بر انتقال حرارت نیز تأثیر می گذارد (Sohel, et al, 2015: 89–93) . افزایش غلظت نانوذرات تنها باعث افزایش چگالی مایع نمی شود بلکه مقایسه گرمای تولید شده بین هیت سینک هایی که از خنک کننده آب استفاده می کردند با سینک حرارتی که استفاده می کرد مخلوط آب و Al_2O_3 ، مشخص شد که خنک کننده مخلوط دارای نرخی از تولید آنتروپی حرارتی است کاهش یافت که تأثیر آن بر کاهش دمای سینک حرارتی ۱۱,۵ درصد نسبت دادند. (Ho, 2014: 276–282) استفاده از سیستم تعلیق هیبریدی حاوی نانوذرات آلومینا و نیکوزان میکرو کپسوله شده در آب نیز برای افزایش اثربخشی انتقال حرارت موثر است در هیت سینک میکروکانال 56% (Dominic, et al, 2015: 7) در حالی که بهبود انتقال حرارت توسط استفاده از مینی کانال های موج

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

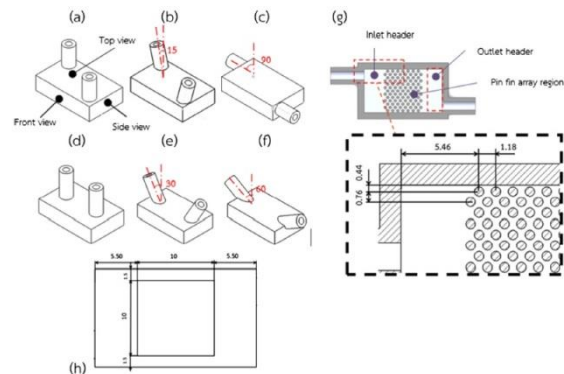
11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

دار و سیال، حاوی نانوذرات آلومینا می باشد (Dominic, et al, 2017: 959-971), , (Ali, 2015: 793-803) استفاده از
خنک کننده نانوسیال آب TiO_2 در هیت سینک با باله پین متلاشی شده نیز برای بهبود یافتن عدد ناسلت است. (Ali, 2017: 465-472)



شکل ۳. (a) اجزای هیت سینک (b-c) ابعاد هیت سینک.



شکل ۴. ابعاد هیت سینک، (g) شکاف باله های میکرو پین (h) موقعیت سطح حرارتی.

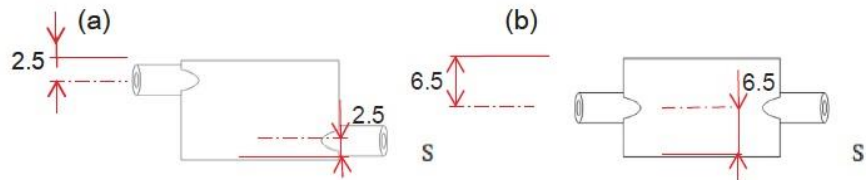
به این ترتیب، نانو پلاکت های گرافن- خنک کننده آب ضریب انتقال حرارت را افزایش داده است. استفاده از زوایای متفاوت کانال (۲۲،۵ درجه، ۴۵ درجه و ۹۰ درجه)، بالاترین ضریب انتقال حرارت پیدا شد در هیت سینک با کمترین زاویه کانال (Vinodhan, Rajan, 2014: 595-604) اثرات جهت ورودی و خروجی میکرو هیت سینک بر مقاومت حرارتی و توزیع دمایی بستر سیال آمده است. نتایج نشان داد که طرح های جدیدتر (a-d) همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است بهتر است مقاومت حرارتی از طراحی معمولی (e) در حداکثر مربوطه دماهای ۳۳۱، ۳۲۵، ۳۴۰، ۳۳۳ و ۳۹۲ کلوین در جامد و مایع مناطق. اثرات محل ورودی، ارتفاع پین باله، فاصله و طول لبه بر عملکرد حرارتی هیت سینک میکروکانال پین فین با ورودی نزدیک آرایه ریز پین باله مورب نقطه میانی و نسبت تصویر بالا (AR) مورد استفاده قرار گرفت. (Zhao, et al, 2014: 24) مشخص شد که حداکثر دمای تراشه است با قدرت اتلاف ۷۲ وات تا ۲۶،۷ درصد کاهش یافت در مقایسه با سایر تنظیمات ورودی/خروجی. یک عملکرد بهینه حرارتی با بهینه سازی ورودی به دست آمد موقعیت و پارامترهای هندسی اثرات ورودی های مختلف / مکان های خروجی همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است و شکل های سرصفحه (شکل ۳) روی مقاومت حرارتی در نتیجه تجزیه و تحلیل شد (Xia, et al, 2015: 439-447) که نوع I جریان یکنواخت و متقارن تری نسبت به هر یک از آنها ارائه می دهد نوع C یا Z. نوع Z با ناهموارترین توزیع جریان ظاهر شد انتقال حرارت کمتری نسبت به انواع دیگر داشته باشد. مقایسه اثرات از میان اشکال سربرگ، شکل سربرگ مستطیلی یکنواخت ترین شکل را داشت جریان نسبت به هر یک از هدرهای دوزنقه ای یا مثلی شکل. اثرات ترتیبات ورودی/خروجی سینک حرارتی مانند نوع N، نوع D، نوع U و نوع V در مورد بررسی قرار گرفت. (Chein, Chen, 2009: 1627-1638) آنها دریافتند که سینک حرارتی نوع V بهترین عملکرد هیدروترمال را در میان انواع دیگر دارد، که آنها به توزیع سرعت کمتر نسبت دادند و سرعت جریان هنوز مطالعه ای در مورد آن صورت نگرفته است. اثرات جهت جریان مایع خنک کننده بر ورودی و خروجی سینک حرارتی بنابراین، این

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

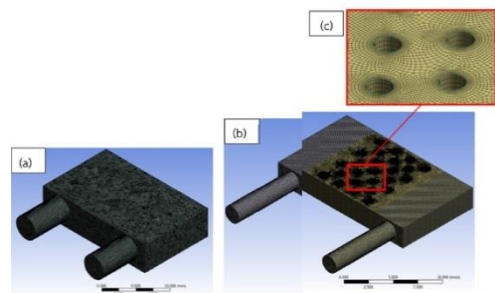
مقاله بر شبیه سازی اثرات جریان مایع خنک کننده تمرکز می کند در مورد انتقال حرارت از طریق پره های میکرو پین هیت سینک با استفاده از یک آگهی تجاری برنامه CFD با هدف افزایش انتقال حرارت عملکرد بین مایع خنک کننده و هیت سینک انجام شده است.



شکل ۵. فاصله بین سطح جلو و خط مرکزی ورودی یا خروجی V شکل هیت سینک ۷۵ درجه میلی متر $S=2.5$ (a) میلی (b) $S=6.5$ میلی

جدول ۴

جزئیات مش بندی .			
شبکه - ۱,۶۲۰,۳۳۹	شبکه - ۱,۱۶۳,۴۰۵	شبکه - ۹۱۹,۷۴۲	جزئیات شبکه های مشیک شبکه - ۲,۲۲۳,۹۴۶
۰,۱۸ میلی متر	۰,۲۰ میلی متر	۰,۲۲ میلی متر.	اندازه بدن @ بالادست و پایین دست ۰,۱۶ میلی متر
۰,۰۷ میلی متر	۰,۰۸ میلی متر	۰,۰۹ میلی متر.	اندازه بدنه @ mainzone ۰,۰۶ میلی متر
	انتقال صاف		@fin walls Inflation



شکل ۶. نتیجه مش بندی با استفاده از تعداد کل شبکه های ۱,۱۶۳,۴۰۵ (a) منطقه جامد (b) منطقه سیال (c) نتیجه تورم در دیواره نزدیک پره .

جدول ۵

استقلال گرید .

CFD -		CFD - 919,742		آزمایش [11] $R_{th,ave}$ ($^{\circ}C/W$)		افت فشار (Pa)	
		CFD - 2,223,946		CFD - 1,620,339		1,163,405	
خطا (%)	$R_{th,ave}$ ($^{\circ}C/W$)	خطا (%)	$R_{th,ave}$ ($^{\circ}C/W$)	خطا (%)	$R_{th,ave}$ ($^{\circ}C/W$)	خطا (%)	$R_{th,ave}$ ($^{\circ}C/W$)
0.402	0.438	0.561	0.437	1.75	0.432	0.440	686
						0.129	0.439
0.129	0.386	0.259	0.3855	5.563	0.365	0.387	1372
						0.129	0.386
0.651	0.351	0.651	0.351	5.746	0.333	0.353	2058

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

0.331	0.316	0.225	0.316	0.946	0.314	0.368	0.352
						0.317	2744
						0.005	0.317

روش شناسی

جهت جریان در ورودی و خروجی با استفاده از نوع I و a مورد مطالعه قرار گرفت هیت سینک نوع V با تغییر زاویه از 0 تا 90 درجه حرارت ورودی/خروجی به سطح جانبی. آرایه باله مورد استفاده از آلومینیوم 6061 ساخته شده است با قطر 0.66 میلی متر که به صورت پلکانی ساخته شده است تخلخل 0.67 را تشکیل داد. مایع خنک کننده مورد استفاده آب بود. فیزیکی خواص آلومینیوم 6061 و آب در جدول 1 نشان داده شده است. همبستگی بین افت فشار و عملکرد حرارتی از جمله ضریب انتقال حرارت، توزیع دما و سرعت ساده نیز مورد بررسی قرار گرفت.

مدل های هیت سینک

هیت سینک مورد استفاده در این مطالعه شامل لوله ورودی، لوله خروجی، پایه، درپوش هیت سینک و باله های میکرو پین. مونتاژ هیت سینک خود را نشان می دهد اجزای سازنده در شکل 4 نشان داده شده است. شرح دو هیت سینک اصلی انواع مورد استفاده در این مطالعه در جدول 2 ارائه شده است. ابعاد و فواصل ورودی و خروجی سینک حرارتی تا قسمت جلویی آن نشان داده شده است در شکل 4 و شکل 5. پارامترهای مورد استفاده برای مطالعات موردی مختلف در جدول 3 به تفصیل آمده است. (جعفریان و رهبر، 1392: 32)

تحلیل عددی

جریان آب از طریق هیت سینک با استفاده از یک آگهی تجاری شبیه سازی شد که، ANSYS-Fluent توزیع دما بر روی هیت سینک سطح با استفاده از معادله انرژی (معادل (3)) محاسبه شد. مزدوج تجزیه و تحلیل انتقال حرارت تحت فشار محرکه خاص بین هیت سینک ورودی/خروجی بر اساس یک فرض جریان تک فاز ثابت انجام شد. جریان غیر قابل تراکم و متلاطم فرض می شد که تشعشع و اتلاف ویسکوز ناچیز بود. معادلات حاکم برای تداوم، تکانه، انرژی، آشغته انرژی جنبشی و اتلاف در سیال محاسباتی اعمال شد محاسبات دینامیک (CFD) و به صورت معادله ارائه شده است. (نگاه کنید به شکل (6))

$$\rho_f \nabla \cdot \vec{v} = 0$$

Momentum Equation

$$\rho_f \nabla \cdot \vec{v} \vec{v} = -\nabla p + \nabla^2 [(\mu + \mu_t) \vec{v}] \quad (2)$$

Energy Equation

$$\rho_f c_p \vec{v} \cdot \nabla T = k \nabla^2 T \quad (3)$$

Turbulent Kinetic Energy Equation

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k_t v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right] - \rho \epsilon \quad (4)$$

Dissipation Equation

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k_t + \sqrt{\nu \epsilon}} \quad (5)$$

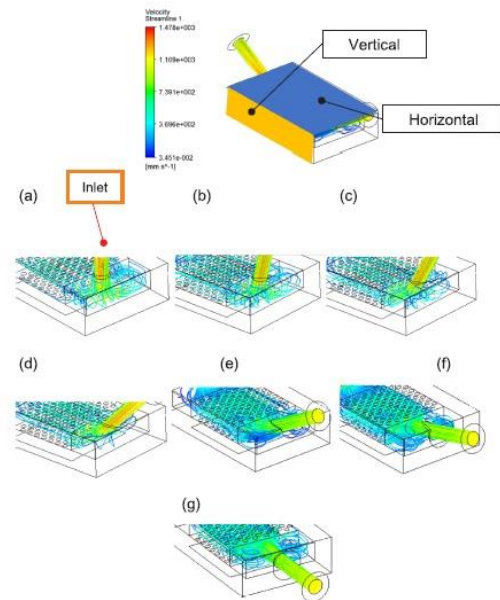
When $C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$, $\eta = S \frac{k_t}{\epsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\epsilon}$ and $C_\mu = 0.09$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1.2$.

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

یک شبکه با استفاده از سلول های چهار وجهی ساختاری ایجاد شد QUICK بود . به عنوان طرح گسسته سازی برای تکانه استفاده می شود در حالی که، SIMPLEC به عنوان طرحی برای محاسبات عددی استفاده شد. (Qian, et al,2018:173–182) برای محاسبه جریان حرارتی در سطحی که تحت فشار حرارتی قرار دارد w/m^2 ۳۰۰۰۰۰ در مرکز پایین آن، فشار بین هیت سینک کاهش می یابد ورودی/خروجی به طور متفاوتی در $\Delta p=686, 1372, 2058$ و 2744 پاسکال تنظیم شد. (Ozsipahi, et al,2018:500–506)



شکل ۸. خطوط جریان برای هیت سینک های نوع I در 2744 افت فشار پاسکال و زوایای مختلف: (a) 0° درجه (b) 15° درجه (c) 30° درجه (d) 45° درجه (e) 60° درجه (f) 75° درجه و (g) 90° درجه .

به ترتیب در حالی که دمای آب ورودی ثابت نگه داشته شد $293,15K$ سرعت جریان در تمام دیوارهای جامد در زیر صفر تنظیم شد وضعیت آدیاباتیک در طول محاسبه، همگرایی بین دو تکرارهای متوالی با انحراف نسبی کمتر از تنظیم شد 10^{-4} به ترتیب برای معادلات تداوم، سرعت، k و اپسیلون . در حالی که برای معادله انرژی، کمتر از 10^{-7} تنظیم شد . نتایج عددی به دست آمده در این مطالعه با نتایج تجربی با استفاده از تعداد کل شبکه های $742,919$; $405,163,1$; $339,620,1$ و $2023,946$ برای کیس $0,66$ میلی متر . باله میکرو پین قطر $e=0,67$ ، $\Delta p=686$ ، 1372 ، 2058 و 2744 پاسکال سیال به 3 قسمت تقسیم شد. بالادست، وزن اصلی و پایین دست جزئیات و نتایج مش بندی در جدول ۴ و نشان داده شده است شکل ۷. نتایج برای مقاومت حرارتی کمتر از 1% تغییر را نشان داد برای کسانی که بیش از 1163405 عدد شبکه دارند که می تواند همانطور که در جدول ۵ نشان داده شده است به اندازه کافی دقیق در نظر گرفته شود . عملکرد هیت سینک به طور کلی مرتبط و گزارش شده است مقاومت حرارتی متوسط با ضریب انتقال حرارت، ناسلت تعداد، ضریب اصطکاک و معیارهای ارزیابی عملکرد. اینها هستند . به طور کلی با استفاده از معادلات زیر تعریف و محاسبه می شود: مقاومت حرارتی متوسط $(^\circ C/W)$ را می توان به صورت تعریف کرد .

$$R_{th,ave} = \frac{T_{w,ave} - T_{in}}{\dot{Q}}$$

جایی که $T_{w,ave}$ میانگین دمای سطح سینک حرارتی $(^\circ C)$ ، قلع است دمای ورودی سیال $(^\circ C)$ و \dot{Q} شار حرارتی در پایه هیت سینک (W) است . میانگین ضریب انتقال حرارت $(W/^\circ C \cdot m^2)$ را می توان به دست آورد

$$h_{ave} = \frac{\dot{Q}}{A(T_{w,ave} - T_{in})}$$

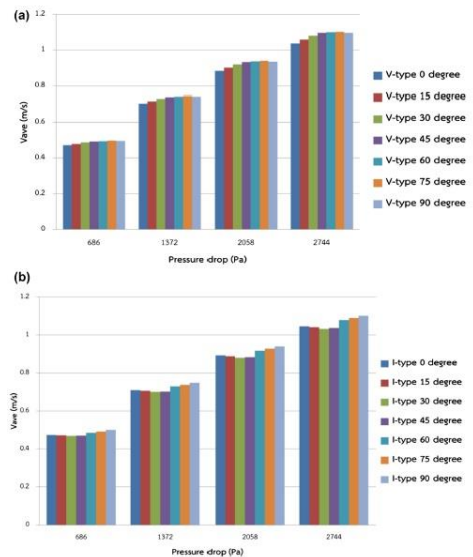
یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

که در آن A سطح هیت سینک (m^2) ، Q شار حرارتی در پایه هیت سینک (W) است $T_{w,ave}$. میانگین دمای سطح سینک حرارتی ($^{\circ}C$) و قلع ورودی است دمای سیال (درجه سانتیگراد) . (میانگین عدد ناسلت را می توان به صورت محاسبه کرد

$$Nu_{ave} = \frac{h_{ave} \times D_h}{k_f}$$



شکل ۹. سرعت متوسط ورودی برای (الف) نوع V و (ب) سینک حرارتی نوع I در زوایای مختلف و افت فشار .

که در آن D_h قطر هیدرولیکی باله میکرو بین (m) و k_f حرارتی است رسانایی . ($W/m \cdot K$) ضریب اصطکاک را می توان از معادله زیر به دست آورد .

$$f = \frac{1}{2} \frac{D_h}{L_x} \frac{\Delta P}{\rho_f u_{in}^2}$$

جایی که ΔP افت فشار (Pa) ، L_x ماتریس باله میکرو بین (m) ، ρ_f است چگالی سیال (kg/m^3) و u_{in} سرعت ورودی سیال (m/s) است . و معیارهای ارزیابی عملکرد (PEC) را می توان به صورت محاسبه کرد .

$$PEC = \frac{Nu}{Nu_{ref}} \left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^{1/3}$$

کجا در آن میانگین عدد ناسلت (Nu_{ref}) و ضریب اصطکاک (f_{ref}) هستند . محاسبه شده در زاویه 0° درجه برای هیت سینک نوع V و در 90° درجه است زاویه برای هیت سینک نوع I

نتایج و بحث ها

* اثر زاویه (θ) بین سطح جانبی سینک حرارتی و ورودی/خروجی خط مرکزی

* اثر θ روی خطوط جریان

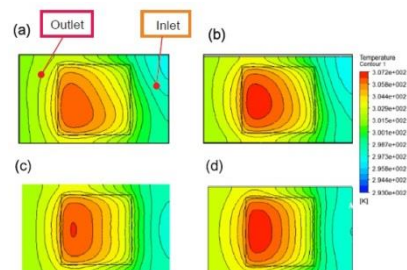
جریان جریان از طریق انواع مختلف هیت سینک در 686 افت فشار پاسکال و زوایای مختلف در شکل ۸ نشان داده شده است . شکل ۸ (a-g) نتایج از نوع V را نشان می دهد در حالی که شکل ۸ (h-n) آنها را می دهد که از هیت سینک های نوع I هستند. در نوع

V ، نتایج ظاهرا نشان می دهد که گرداب ها در زوایای بزرگتر ۷۵ و ۹۰ درجه تشکیل می شوند .

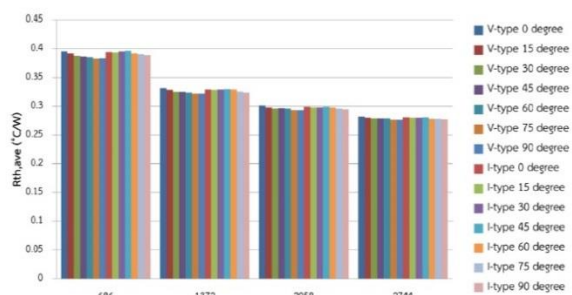
یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir



شکل ۱۰. توزیع دمای پایه هیت سینک در افت فشار ۶۸۶ پاسکال در: نوع (a) V ، 90 درجه (b) نوع V ، 0 درجه (c) نوع I ، 90 درجه و (d) نوع I ، 0 درجه



شکل ۱۱. اثر افت فشار بر مقاومت حرارتی متوسط موثر برای سینک های حرارتی نوع I و نوع V.

در حالی که در نوع I ، گرداب ها در زاویه ۶۰ درجه ظاهر می شوند . گرداب های بزرگی که در هدر ورودی بدون پره نیز رخ می دهند نیز به نظر می رسد افت فشار را نسبت به هدرها که هیچ گردابی وجود نداشت، کاهش دهید به وضوح تشکیل شده است. میانگین سرعت ورودی برای نوع V در ۰-۹۰ درجه و افت فشارهای مختلف در شکل ۱۰ (a) ارائه شده است. بر اساس این رقم، سرعت متوسط ورودی با افزایش زاویه از افزایش می یابد ۰ تا ۷۵ درجه برای تمام افت فشار. با این حال، در زاویه ۹۰ درجه، کاهش سرعت مشاهده شد که ممکن است مربوط به احتمال باشد انسداد ورود سیال به هیت سینک در زوایای ۰ تا ۷۵ درجه، زاویه بین ورودی/خروجی و صفحه افقی کاهش می یابد که باعث آسانی آن می شود ورود سیال به هیت سینک با این حال، به عنوان زاویه بیش از ۷۵ درجه، بزرگ است گرداب هایی تشکیل می شود که منجر به انسداد احتمالی جریان سیال می شود باعث کاهش میانگین سرعت ورودی می شود شکل ۸ (الف)

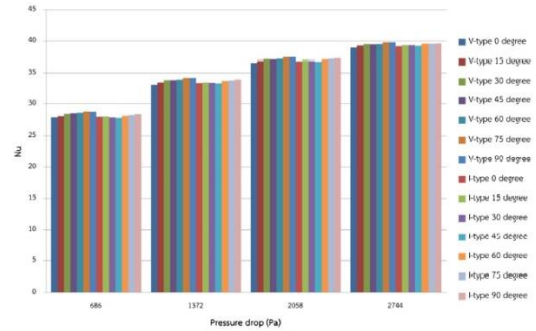
در هیت سینک نوع I ، میانگین سرعت ورودی با زاویه کاهش می یابد از ۰ تا ۴۵ درجه افزایش می یابد اما با بیشتر شدن زاویه افزایش می یابد تا ۹۰ درجه افزایش یافته است [شکل ۱۰ (ب)]. نتایج به نظر می رسد مرتبط است با اثرات گرداب های عمودی تشکیل شده در گرمای نوع I در زوایای ۰-۴۵ درجه فرو می رود [شکل ۹]. (a-d) گرداب های عمودی می توانند مانع شوند جریان سیال و باعث می شود که سرعت متوسط جریان به اندازه زاویه کاهش یابد به ۴۵ درجه افزایش یافت. در زاویه ۶۰ تا ۹۰ درجه، سیال تقریباً جریان دارد به موازات سطح سینک حرارتی باعث ورود آسان هیت سینک با حداقل می شود انسداد [شکل ۸ (h-j)] و شکل ۹ (e-g) را ببینید. با وجود آن افقی کوچک گرداب ها ظاهراً در دو طرف جت، عمودی وجود داشتند گرداب ها عملاً وجود نداشتند، و از این رو، میانگین ورودی افزایش یافت سرعت به عنوان زاویه از ۶۰ به ۹۰ درجه افزایش می یابد . (نصرتی و همکاران، ۱۳۹۹: ۱۸)

* اثر θ بر توزیع دما برای پی بردن به تأثیر زوایا بر توزیع دما، V و I

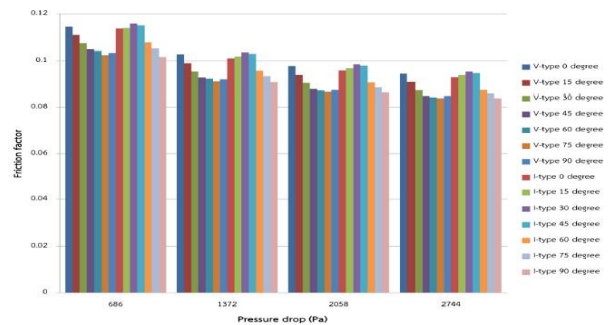
یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir



شکل ۱۲. اثرات افت فشار بر میانگین عدد ناسلت برای هیت سینک های نوع I و نوع V.



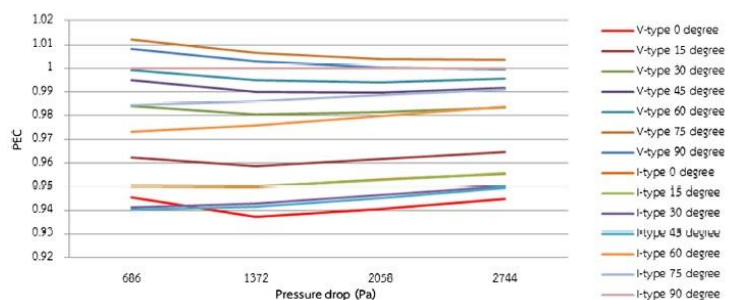
شکل ۱۳. اثرات افت فشار بر ضریب اصطکاک برای سینک های حرارتی نوع V و نوع I.

هیت سینک های نوع در زوایای ۹۰ و ۰ درجه در معرض $\dot{W}/300000$ شار حرارتی متر مربع در افت فشار ۶۸۶ پاسکال. دمای مربوطه توزیع بر روی سینک های حرارتی نوع V و نوع I در ارائه شده است

شکل ۱۱. (a-d) قابل توجه است که میانگین دمای پایین تر آشکار بود در هر دو نوع هیت سینک از زاویه ۹۰ درجه، که احتمالاً می تواند به اثر گرداب هایی که باعث سرعت ورودی می شوند نسبت داده می شود افزایش و احتمالاً دفع سریعتر گرما باعث کاهش می شود منطقه دمای بالا در پایه هیت سینک. این نیز دلالت بر آن دارد تشکیل گرداب در هدر ورودی به افزایش آن کمک می کند.

عملکرد سینک حرارتی

اثر افت فشار بر مقاومت حرارتی متوسط موثر بر روی سینک های حرارتی نوع I و نوع V در زوایای مختلف ارائه شده است شکل ۱۲. از نتایج کاملاً مشهود است که مقاومت حرارتی با افزایش افت فشار از ۶۸۶ به ۲۷۴۴ تمایل به کاهش دارد همچنین اشاره کرد که مقاومت حرارتی تمایل به کاهش در ۷۵ به دارد زوایای ۹۰ درجه در نوع V و در زوایای ۶۰ تا ۹۰ درجه در گرمای نوع I سینک برای تمام افت فشار تست شده است. این امر به عنوان گرداب هایی ایجاد می شود که در آن اتفاق می افتد هدر ورودی دمای متوسط را در پایه هیت سینک کاهش می دهد. در

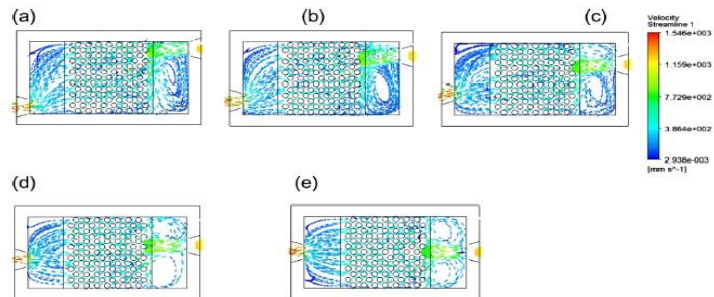


یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

شکل ۱۴. اثرات افت فشار بر معیارهای ارزیابی عملکرد برای سینک های حرارتی نوع V و نوع I.



شکل ۱۵. خطوط جریان برای فاصله (های) مختلف جلو و خط مرکزی در هیت سینک نوع V با زاویه ۷۵ درجه که در افت فشار پاسکال ۲۷۴۴ نگه داشته می شود: (الف) نوع V ۷۵ درجه، ۲٫۵ میلی متر. (ب) نوع V ۷۵ درجه، ۳٫۵ میلی متر. (ج) نوع V ۷۵ درجه، ۴٫۵ میلی متر. (د) نوع V ۷۵ درجه، ۵٫۵ میلی متر. (ه) نوع V ۷۵ درجه، ۶٫۵ میلی متر.

کمترین میانگین مقاومت حرارتی ۰٫۲۷۶۵ درجه سانتیگراد بر وات برای V_{type} به دست آمده است هیت سینک در ۷۵ درجه در حالی که بالاترین یا بدترین برای I بدست می آید در ۰ درجه با اختلاف ۳٫۱۴ درصد تایپ کنید .
در بین I-type ، هیت سینک در ۹۰ درجه بهترین عملکرد را نشان می دهد با R_{th} ، میانگین ۰٫۲۷۷۴ درجه سانتی گراد .
* اثر θ بر عدد ناسلت متوسط اثرات افت فشار بر عدد ناسلت متوسط نشان داده شده است

در شکل ۱۳. به طور کلی، میانگین عدد ناسلت با یک افزایش می یابد افزایش افت فشار برای هر دو نوع هیت سینک. بالاترین میانگین عدد ناسلت در هیت سینک نوع V در زاویه ۷۵ درجه به دست می آید . که احتمالاً به اثر گردابه های بزرگی که در ایجاد شده اند نسبت می دهند سیال در هدر ورودی بدون پره . (فرهادی و همکاران، ۱۳۹۳: ۱۲)

* اثر θ بر ضریب اصطکاک اثر ضریب اصطکاک بر هیت سینک زوایای مختلف ارائه شده است در شکل ۱۴. نتایج نشان می دهد که ضریب اصطکاک تمایل به کاهش دارد به عنوان افت فشار از ۶۸۶ به ۲۷۴۴ پاسکال، با کمترین افزایش یافته است ۰٫۰۸۴ برای هیت سینک نوع V با زاویه ۷۵ درجه زیر ۲۷۴۴ افت فشار. بنابراین به نظر می رسد که ضریب اصطکاک توسط ضریب اصطکاک کاهش می یابد . افزایش سرعت ورودی ناشی از گردابه های تشکیل شده در ورودی سرتیتر. این اثر قبلاً در شکل ۱۰ نشان داده شده است در حالی که معادله ۹ بیان می کند رابطه معکوس بین ضریب اصطکاک و سرعت ورودی رابطه مشابهی در هیت سینک های نوع I نیز مشاهده می شود .

ضریب اصطکاک در سینک های حرارتی در زاویه ۶۰ تا ۹۰ درجه کاهش می یابد . جایی که گرداب ها به طور قریب الوقوع در هدر ورودی وجود دارند . (Belhardj, et al, 2003: 247–253)

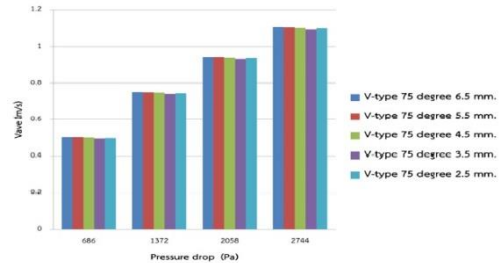
* اثر θ بر PEC شکل ۱۵ PEC را برای انواع مختلف هیت سینک نشان می دهد. مرجع مقدار استفاده شده در محاسبات معادله ۱۰ بر اساس نتایج به دست آمده است از نوع I در زاویه ۹۰ درجه. نتایج نشان می دهد که بالاترین PEC در ۶۸۶ Pa افت فشار از نوع V در به دست آمده است هیت سینک ۷۵ درجه در حالی که کمترین آن از نوع I در ۴۵ درجه است زاویه، ۷٫۶۵٪ اختلاف را تشکیل می دهد. همچنین اشاره شده است که نوع V سینک های حرارتی در زوایای ۷۵ و ۹۰ درجه دارای PEC بیش از حد مرجع هستند (Tae, et al , 2011: 1210–1216)

ارزش PEC . بالای بدست آمده از این سینک های حرارتی احتمالاً مرتبط است افزایش سرعت ورودی مایع خنک کننده در نتیجه تشکیل گرداب های بزرگ در سربرگ ورودی بدون پره .

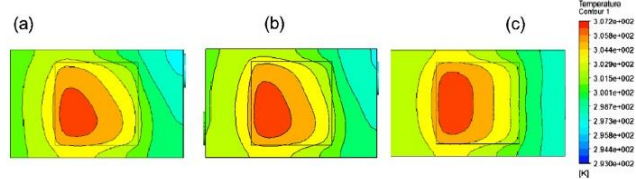
یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

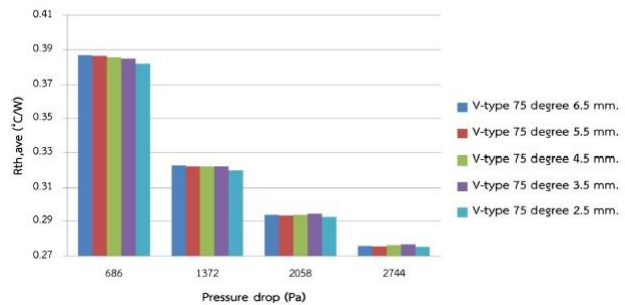
senaconf.ir



شکل ۱۶. میانگین سرعت ورودی برای هیت سینک نوع V در ۷۵ درجه .



شکل ۱۷. توزیع دما در هیت سینک نوع V در زاویه ۷۵ درجه که در افت فشار ۶۸۶ پاسکال برای S مختلف حفظ می شود: (الف) ۲.۵ میلی متر (ب) ۳.۵ میلی متر و (ج) ۶.۵ میلی متر .

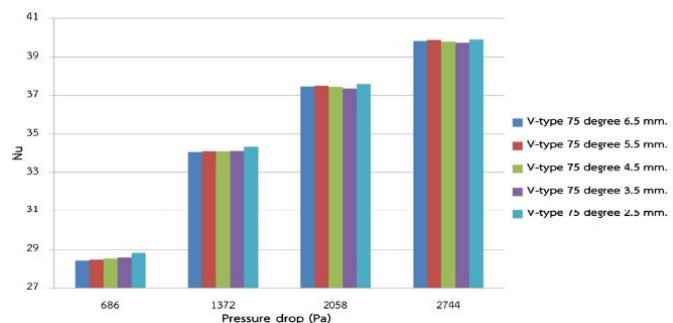


شکل ۱۸. اثر افت فشار بر مقاومت حرارتی متوسط موثر سینک حرارتی نوع V در ۷۵ درجه در S مختلف .

* اثرات فاصله بین سطح جلو و هدر ورودی / خروجی خط مرکزی (S)

* جریان جریان برای مطالعه اثر فاصله بین سطح جلو و

خط مرکزی هدر ورودی یا خروجی روی خطوط جریان، فواصل مختلف به صورت زیر تنظیم کنید: ۲.۵، ۳.۵، ۴.۵، ۵.۵ و ۶.۵ میلی متر. سینک حرارتی نوع V در زاویه ۷۵ درجه در افت فشار ۲۷۴۴ پاسکال نگهداری می شود. جریان مربوطه خطوط ساده برای S های مختلف در شکل ۱۶ ارائه شده است در حالی که شکل ۱۷ سرعت های ورودی مربوطه را برای S های مختلف در متفاوت نشان می دهد.

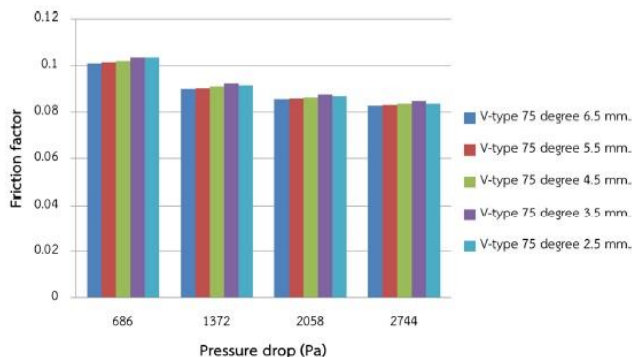


یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

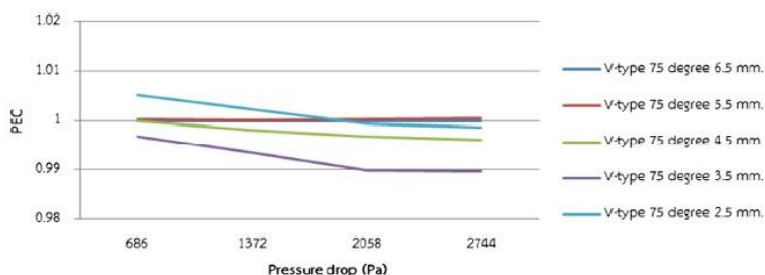
11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

شکل ۱۹. اثرات افت فشار بر روی عدد ناسلت متوسط هیت سینک نوع V در ۷۵ درجه در S مختلف .



شکل ۲۰. اثرات افت فشار بر ضریب اصطکاک سینک حرارتی نوع V ، زاویه ۷۵ درجه در S مختلف .



شکل ۲۱. اثرات افت فشار بر معیارهای ارزیابی عملکرد سینک حرارتی نوع V در ۷۵ درجه .

فشار کاهش می یابد بر اساس شکل ۱۶، آشکار است که گرداب ها تولید می شوند در هدر ورودی بدون پره در تمام S تست شده در حالی که نتایج در شکل ۱۷ نشان می دهد که به نظر می رسد سرعت ورودی تحت تأثیر S قرار نگرفته است، اگرچه سرعت ورودی نسبتاً کمتری نسبت به سایرین در $S=3.5$ میلی متر یافت شد . مشاهده می شود که در صورت وجود شکاف بین ورودی و دیواره جانبی، گرداب ها در این به جز $S=3.5$ میلی متر ظاهر می شوند. منجر به نتیجه گیری شد که $S = 3.5$ میلی متر. سرعت ورودی کمتر از بقیه خواهد بود. با این حال، با افزایش افت فشار، سرعت ورودی افزایش می یابد. (فتیحی، ۱۴۰۰: ۲۳)

*تأثیر S بر توزیع دما خطوط دمایی مربوطه پایه های هیت سینک S مختلف در شکل ۱۸ ارائه شده است. نتایج نشان می دهد که مناطق با دمای بالا با کوتاه شدن S تمایل به باریک شدن دارند. این به این دلیل است که در کوتاهتر S به عنوان مثال ۲.۵ میلی (متر)، مسافت طی شده توسط خط جریان بین ورودی و خروجی طولانی تر از هیت سینک های S طولانی تر است، به این معنی که بیشتر است . گرما توسط سیال از باله های میکرو بین جذب می شود منجر به کاهش میانگین دمای سطح گرما می شود که به طور همزمان می تواند مقاومت حرارتی متوسط را کاهش دهد (شکل ۱۹) و افزایش دهد شماره ناسلت (شکل ۲۰)

*تأثیر S بر ضریب اصطکاک اثر افت فشار بر ضریب اصطکاک برای S مختلف ارائه شده است در شکل ۲۱. از آن شکل، به نظر می رسد ضریب اصطکاک تحت تأثیر قرار نگیرد با S اگرچه به نظر می رسد که ضریب اصطکاک در $S = 3.5$ میلی متر تمایل دارد کمی بالاتر از بقیه S های آزمایش شده باشد. بر اساس معادله (۹) و شکل ۱۷، یک رابطه معکوس بین ضریب اصطکاک و ورودی وجود دارد سرعت، به این معنی که در $S = 3.5$ میلی متر، سرعت ورودی کمی کمتر است که بقیه هیت سینک ها تست شدند. سرعت ورودی نشان داده شده است قبل از آن با تشکیل گرداب ها در هدر ورودی تقویت می شود. (جعفریان و رهبر، ۱۳۹۲: ۳۵)

*اثر S بر PEC شکل ۲۲ معیارهای ارزیابی عملکرد را برای گرما نشان می دهد سینک در $S = 6.5$ میلی متر. (نوع V ۷۵ درجه از مقایسه زاویه متغیر ورودی/خروجی) به عنوان مقدار مرجع پذیرفته می شود. به طور کلی، PEC به نظر می رسد در افت فشار ۶۸۶ Pa بیشتر از افت فشار بالاتر است. با این حال، با مقایسه PEC در بین هیت سینک های S مختلف، PEC کمی بالاتر است به دست آمده از هیت سینک تحت افت فشار کمتر (در ۶۸۶ و ۱۳۷۲ Pa) و از افت فشارهای بالاتر (۲۰۵۸ و ۲۷۴۴ Pa)

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

Pa روند مشابهی قبالا برای تعداد نانسلت ها مشاهده شده بود (شکل ۲۰) روی هیتسینک در $s=2,5$ میلی متر. این نشان می دهد که با وجود ضریب اصطکاک بالاتر به دست آمده در $s=2,5$ میلی متر، اثر آن ناشی از گرداب هایی در هدر ورودی بر روی سرعت ورودی تشکیل شد که در نهایت افزایش یافت انتقال حرارت و PEC (Yu, et al, 2005: 173–182)

نتیجه گیری

بر اساس نتایج به دست آمده از این مطالعه می توان نتیجه گرفت که سینک حرارتی نوع V با باله های میکرو پین در ۷۵ درجه قرار گرفته است زاویه و در فاصله ۲,۵ میلی متری بین سطح جلو و ورودی/ خروجی خط مرکزی که تحت یک افت فشار ۲۷۴۴ پاسکال کار می کند بهترین عملکرد را دارد عملکرد انتقال حرارت سینک حرارتی در میان سایر موارد در این مطالعه . نتایج همچنین نشان دهنده عملکرد انتقال حرارت سینک حرارتی است تا حد زیادی به زاویه بین خط مرکزی ورودی یا خروجی بستگی دارد و سطح جانبی هر چه زاویه بزرگتر باشد، گردابه های بزرگتری در آن ایجاد می شود یک هدر ورودی بدون پره که منجر به تجمع سیال و افزایش آن می شود سرعت جریان جرم سیال که در نتیجه منجر به انتقال حرارت بهتر می شود کارایی . برعکس، عملکرد انتقال حرارت در ۶۸۶ تا ۲۷۴۴ محدوده افت فشار پاسکال به طور معکوس تحت تأثیر فاصله قرار می گیرد بین خط مرکزی ورودی/خروجی و سطح جلو. به عنوان این فاصله کاهش می یابد، عملکرد انتقال حرارت در هیت سینک افزایش می یابد . بر اساس نتایج به دست آمده، سینک حرارتی با بهترین عملکرد انتقال حرارت در این مطالعه Vtype بود در زاویه ۷۵ درجه با ۲,۵ میلی متر. فاصله بین سطح جلوی هیت سینک و خط مرکزی ورودی/خروجی. این نوع بالاترین عملکرد انتقال حرارت را ارائه می دهد که احتمالاً به یکنواخت پایین نسبت داده می شود توزیع دما در پایه هیت سینک که در نتیجه از اثر ناشی از زاویه یا موقعیت سطوح حرارتی که باعث ایجاد گرداب های بزرگ در ورودی هیت سینک می شود .

یازدهمین کنگره ملی سراسری فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

منابع

- جعفریان، محمد و رهبر، نادر، (۱۳۹۲)، مروری بر تحقیقات انجام گرفته در زمینه عملکرد حرارتی پره ها و هیت سینک ها، سمنان: مرکز تحقیقات انرژی و تولید پایدار، واحد سمنان، فصلنامه مهندسی مکانیک و ارتعاشات.
- ربیع نتاج درزی، احمد علی و فرهادی، موسی و موسوی اوریمی، سیدحامد، (۱۳۹۳)، بهبود انتقال حرارت طبیعی و کاهش دمای سطح پایه منابع حرارتی (هیت سینک حرارتی)، دومین همایش ملی انتقال حرارت و جرم ایران.
- فتحی، سعید، (۱۴۰۰)، بررسی عددی عملکرد حرارتی و هیدرولیکی هیت سینک های مرکب، ششمین کنفرانس سراسری دانش و فناوری مهندسی مکانیک و برق ایران، نصرتی، علی و پاک نژاد، مهرداد و هنربری، امیر سهیل، (۱۳۹۹)، تحلیل عددی عملکرد حرارتی
- یک هیت سینک سوزنی با پوشش فوم فلزی آلومینیومی (هیت سینک هیبریدی)، کرمانشاه: اولین کنفرانس ملی پژوهشهای کاربردی در صنعت آب و برق، <https://civilica.com/doc/1202105>.

References

- [1] L.T. Yeh, Review of heat transfer technologies in electronic equipment, J. Electron. Packag. 117 (1995) 7.
- [2] Z.Q. Rao, et al., Investigation of the thermal performance of phase change material/ mini-channel coupled battery thermal management system, Appl. Energy 164 (2016) 659–669.
- [3] Y. Huo, et al., Investigation of power battery thermal management by using minichannel cold plate, Energy Convers. Manage. 89 (2015) 387–395.
- [4] H. Ju, H. Meng, C.-Y. Wang, A single-phase, non-isothermal model for PEM fuel cells, Int. J. Heat Mass Transf. 48 (7) (2005) 1303–1315.
- [5] M.I. Hasan, Investigation of flow and heat transfer characteristics in micro pin fin heat sink with nanofluid, Appl. Therm. Eng. 63 (2014) 598–607.
- [6] A. Kosar, Y. Peles, Micro scale pin fin heat sinks—parametric performance evaluation study, IEEE Trans. Compon. Packag. Technol. 30 (2007) 855–865.
- [7] A. Kosar, Y. Peles, Thermal-hydraulic performance of MEMS-based pin fin heat sink, ASME J. Heat Transf. 128 (2006) 121–131.
- [8] C.H. Huang, Y.H. Chen, H.Y. Li, An impingement heat sink module design problem in determining optimal non-uniform fin widths, Int. J. Heat Mass Transf. 67 (2013) 992–1006.
- [9] C.H. Huang, Y.H. Chen, An impingement heat sink module design problem in determining simultaneously the optimal non-uniform fin widths and heights, Int. J. Heat Mass Transf. 73 (2014) 627–633.
- [10] C.H. Huang, Y.H. Chen, An optimal design problem in determining non-uniform fin heights and widths for an impingement heat sink module, Appl. Therm. Eng. 63 (2014) 481–494.
- [11] H.-C. Chiu, et al., The heat transfer characteristics of liquid cooling heat sink with micro pin fins, Int. Commun. Heat Mass Transf. 86 (2017) 174–180.
- [12] Y. Peles, et al., Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink, Int. J. Heat Mass Transf. 48 (2005) 3615–3627.

یازدهمین کنگره ملی سراسری
فناوریهای نوین در حوزه توسعه پایدار ایران

11th National Congress of
the New Technologies in Sustainable Development of Iran

senaconf.ir

- [13] J. Zhao, et al., Numerical study and optimizing on micro square pin-fin heat sink for electronic cooling, *Appl. Therm. Eng.* 93 (2016) 1347–1359.
- [14] C.-K. Liu, et al., Effect of non-uniform heating on the performance of the microchannel heat sinks, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 43 (2013) 57–62.
- [15] T. Ambreen, M.-H. Kim, Effect of fin shape on the thermal performance of nanofluid-cooled micro pin-fin heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.* 126 (2018) 245–256.
- [16] M.R. Sohel, et al., Cooling performance investigation of electronics cooling system using Al₂O₃-H₂O nanofluid, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 65 (2015) 89–93.
- [17] C.J. Ho, Experiment on thermal performance of water-based suspensions of Al₂O₃ nanoparticles and MEPCM particles in a minichannel heat sink, *Int. J. Heat Mass Transf.* 69 (2014) 276–284.
- [18] A. Dominic, et al., An experimental investigation of wavy and straight minichannel heat sinks using water and nanofluids, *J. Therm. Sci. Eng. Appl.* (2015) 7.
- [19] A. Dominic, et al., An experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics of divergent wavy minichannels using nanofluids, *Heat Mass Transf.* 53 (2017) 959–971.
- [20] H.M. Ali, W. Arshad, Thermal performance investigation of staggered and inline pin fin heat sinks using water based rutile and anatase TiO₂ nanofluids, *Energy Convers. Manage.* 106 (2015) 793–803.
- [21] H.M. Ali, W. Arshad, Effect of channel angle of pin-fin heat sink on heat transfer performance using water based graphene nanoplatelets nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 106 (2017) 465–472.
- [22] V.L. Vinodhan, K.S. Rajan, Computational analysis of new microchannel heat sink configurations, *Energy Convers. Manage.* 86 (2014) 595–604.
- [23] J. Zhao, et al., Design, fabrication and measurement of a microchannel heat sink with a pin-fin array and optimal inlet position for alleviating the hot spot effect, *J. Micromech. Microeng.* 24 (2014).
- [24] G.D. Xia, et al., Effects of different geometric structures on fluid flow and heat transfer performance in microchannel heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transf.* 80 (2015) 439–447.
- [25] R. Chein, J. Chen, Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance, *Int. J. Therm. Sci.* 48 (2009) 1627–1638.
- [26] Z. Qian, et al., Simulation investigation on inlet velocity profile and configuration parameters of louver fin, *Appl. Therm. Eng.* 138 (2018) 173–182.
- [27] M. Ozsipahi, et al., Numerical investigation of hydraulic and thermal performance of a honeycomb heat sink, *Int. J. Therm. Sci.* 134 (2018) 500–506.
- [28] S. Belhardj, S. Mimouni, A. Saidane, M. Benzohra, Using microchannels to cool microprocessors: a transmission-line-matrix study, *Microelectron J.* 34 (4) (2003) 247–253.
- [29] H.K. Tae, H.D. Kyu, K.K. Dong, Closed form correlations for thermal optimization of plate-fin heat sinks under natural convection, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (5–6) (2011) 1210–1216.
- [30] X. Yu, J. Feng, Q. Wang, Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink, *Appl. Therm. Eng.* 25 (2–3) (2005) 173–182.