

## بهینه سازی انتقال حرارت میکرومبادله کن دو لایه ای مستقیم و مارپیچ

در مطالعه حاضر، بهینه سازی با تغییر پارامترهای هندسی و هیدرودینامیکی جریان میکروکانال انجام گرفته شده است. معادلات حاکم به صورت عددی و به روش حجم محدود حل شده اند. نتایج نشان می دهد که در حالت مستقیم، تعداد کانال، عرض دنده و سرعت ورودی کانال پایینی تاثیر قابل توجهی در عملکرد حرارتی میکروکانال مستقیم خواهند داشت. هم چنین از آنجاییکه هندسه مارپیچ در ادبیات فن تا به حال بررسی نشده است، لذا در این تحقیق به بررسی هندسه مارپیچ در عملکرد خنک کاری میکروکانال نیز پرداخته شده است. در این حالت نیز نتایج نشان می دهد که هرچه شعاع انحنا کاهش یابد خنک کاری بهبود می یابد.

سهراب زابلی<sup>۱</sup>

دانشجوی کارشناسی ارشد

حبیب امین فر<sup>۲</sup>

استاد

آیت شفیعی دیزجی<sup>۳</sup>

کارشناسی ارشد

واژه های راهنما: بهینه سازی، میکروکانال دو لایه ای، خنک کاری.

### ۱- مقدمه

یکی از مهم ترین تکنولوژی های مربوط به میکروکانالها (MCHS) توسط توکرمن و پیز [۱] ثبت شده است و دارای مزیت های فراوانی همچون پخشندگی بالای گرما، اندازه و حجم پایین تر بر واحد بار گرمایی، نیاز به خنک کننده کمتر و هزینه های جانبی کمتر که به سبب فشردگی، وزن سبک و نسبت مساحت سطح انتقال گرما به حجم سیال بالاتر نسبت به سایر سیستم های ماکرو مورد استفاده قرار می گیرند [۲] و [۳]. با پیشرفت تکنولوژی، مبدل ها از موادی با کیفیت و تکنولوژی بهتر ساخته می شوند، اما تحقیق بر روی نوع سیال بکار رفته و شکل مبدل ها باعث ایجاد روش های نوین برای انتقال بیشتر گرما می شود [۴]. میکروکانالها به صورت عمده از دو نوع تک لایه ای و دو لایه ای تشکیل می شوند. یکی از اشکالات میکروکانال تک لایه ای، توزیع دمایی غیر یکنواخت در طول کانال، در مقایسه با سایر منابع گرمایی می باشد. توزیع غیر یکنواخت دما منجر به ایجاد تنش های حرارتی و در نهایت منجر به کاهش عملکرد الکتریکی خواهد شد. گرادیان بالای دما، با تغییر در هندسه کانال به سرعت تغییر پیدا می کند.

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

<sup>۲</sup> استاد، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

<sup>۳</sup> نویسنده مسئول، کارشناسی ارشد، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز [ayat.shafiei@gmail.com](mailto:ayat.shafiei@gmail.com)

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۲/۲۵، تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۲۷

از این رو، جهت فراهم کردن گرادیان پایین دمایی و بهبود عملکرد حرارتی، روش‌هایی جهت کاهش گرادیان دمایی نیاز می‌باشد [۵]. یکی از روش‌های دستیابی به نرخ بالاتری از انتقال گرما، افزایش خواص ترموفیزیکی سیال عامل به واسطه نانوسیال‌ها می‌باشد. تلفیق نانوسیالات و میکروکانال‌ها عملکرد انتقال حرارتی بیشتری نسبت به سیستم‌های شامل سیالات سنتی دارند [۶] و [۷]. جهت کاهش گرادیان نامطلوب دمایی، وافای و ژو [۸] یک مفهوم طراحی جدیدی را بر مبنای انباشته کردن ساختارهای دو لایه از منبع گرمایی میکروکانال، طوری که یک لایه در بالای لایه دیگری و دبی جریان هم به صورت خلاف جهت هم در هر لایه میکروکانال را پیشنهاد دادند. جیوان و همکاران [۹] جهت بررسی کمترین مقدار مقاومت حرارتی، ارتفاع کانال، پهنای کانال و عرض دنده (rib) را به کمک الگوریتم ژنتیک و روش بهینه سازی جعبه‌ای (box optimization method) در توان پمپی ثابت بهینه کردند و نتایج آن‌ها نشان داد که میکروکانال دو لایه‌ای مقاومت حرارتی کمتری در مقایسه با تک لایه‌ای دارد وافای و خالد [۱۰] میکروکانال‌های انعطاف پذیر دو و تک لایه را تحلیل کردند. آن‌ها نشان دادند که میکروکانال‌های دو لایه‌ای انعطاف پذیر نرخ خنک‌کنندگی بالاتری در محدوده پایین تر افت فشارها خواهند داشت. میکروکانال‌های تک لایه‌ای انعطاف پذیر برای کاربردهای با افت فشار بالاتر ترجیح داده می‌شوند، در حالیکه میکروکانال دو لایه‌ای برای کاربردهای با افت فشار پایین تر استفاده می‌شوند. چونگ و همکاران [۱۱] یک مدل مقاومت حرارتی را که با یک الگوریتم جستجوی مستقیم چند متغیره مشروط شده است، ارتباط دادند تا عملکرد میکروکانال تک لایه‌ای و دو لایه‌ای را در افت فشار ثابت بهینه سازی کنند.

نتایج آن‌ها نشان داد که میکروکانال دو لایه و تک لایه‌ای، هر دو، ملاحظات هیدرودینامیکی و گرمایی را به جا می‌آورند. کالته و همکاران [۶] همچنین یک مدل دو سیاله اولری جهت شبیه سازی جریان نانوسیال در داخل میکروکانال، معادلات بقاء، مومنتم و انرژی برای سیال مینا و ذرات نانو که برای اولین بار به کمک روش حجم محدود در آن حل شده است ارائه دادند. جزئیات مطالعه آن‌ها در ارتباط با سرعت نسبی و دمای فازها معرفی شده بود و نشان داده شد که سرعت نسبی و دمای بین سیال مینا و ذرات نانو خیلی کوچک و قابل چشم پوشی بودند و توزیع ذرات نانو به شکل یکنواخت بود.

نتایج مدل سازی جریان دو فازی آن‌ها نشان داد که افزایش انتقال گرما در این مدل در مقایسه با سیال تک فاز بیشتر است. پارامترهای هندسی میکروکانال، تعداد کانال، نسبت طول به عرض کانال و نسبت ضخامت کانال به گام، همه بر میزان انتقال گرما و افت فشار میکروکانال تاثیر گذار است. لین و همکاران [۱۲] هندسه و خنک‌کننده یک میکروکانال را که از آب به عنوان خنک‌کننده استفاده شده بود را بهینه کردند تا اینکه به یک مقاومت حرارتی مینیمم دست پیدا کنند.

میزان انتقال حرارت را می‌توان به وسیله روش‌های فعال هم چون روش‌های غیر فعال گسترش داد که این نیازمند توسعه و پیشرفت‌های بهتری و همچنین امکانات و تجهیزات زیادی دارد که می‌تواند پیچیدگی‌ها، هزینه‌های عملیاتی و یا نیاز به سرمایه‌ها را در سیستم افزایش دهد، در تضاد با آن سرعت افزایش انتقال حرارت غیر فعال را می‌توان با تغییر دادن هندسه افزایش داد، بنابراین روش غیر فعال نسبت به روش فعال مطلوب تر است. یک روش غیر فعال برای افزایش سرعت انتقال حرارت، مارپیچ کردن سطح انتقال حرارت از جمله در مبدل‌های حرارتی است. نوع هندسه، جریان ثانویه‌ای با حرکت چرخشی تولید می‌کند که با کاهش گرادیان دما در سطح مقطع عرضی لوله نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد.

همان طور که ملاحظه شد، مطالعات گسترده‌ای در این مورد انجام شده است، اما در مطالعه مقاله حاضر سعی شده است که گام‌هایی در راستای تکمیل مطالعات قبلی صورت گیرد. از این رو، بهینه‌سازی انتقال گرما با تغییر شرایط هیدرودینامیکی جریان و پارامترهای هندسی میکروکانال مستقیم، در سه حالت توان پمپی ثابت، دبی حجمی ثابت و افت فشار ثابت بررسی شده است. همچنین، در مطالعات پیشین تاثیر شکل مارپیچ در این نوع میکروکانال‌ها بررسی نشده است که در کار حاضر سعی شده است به مطالعه اثر این مورد نیز بر روی انتقال گرما پرداخته شود.

## ۲- معادلات حاکم و روش حل عددی

مدل سه بعدی دوگانه سیال-جامد<sup>۱</sup> جهت تحلیل جریان همرفتی و رسانشی در کانال‌ها و دنده‌های میکروکانال مورد استفاده قرار گرفته اند. جریان در داخل کانال به شکل تک فاز، آرام و حالت پایا و همچنین خواص ترموفیزیکی سیال و جامد ثابت در نظر گرفته شده است. از نیروی گرانش و مقاومت حرارتی تماسی ما بین میکروکانال و تجهیزات الکترونیکی و همچنین از تلفات گرما به اتمسفر به جز دیواره پایینی صرف نظر شده است.

معادله پیوستگی برای خنک کننده مطابق زیر می باشد [۲]:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

حال می توان معادله مومنتم را برای خنک کننده بدین صورت مطرح نمود [۲]:

$$\rho_f (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

معادله انرژی را نیز مطابق زیر می توان بیان نمود [۲]:

$$\rho_f c_{pf} (\vec{V} \cdot \nabla) T_f = k_f \nabla^2 T_f \quad (3)$$

حال اگر معادله انرژی را برای ناحیه مربوط به جامد بیان کنیم، خواهیم داشت [۲]:

$$k_s \nabla^2 T_s = 0 \quad (4)$$

در مطالعه حاضر، بهینه سازی در سه شرط توان پمپی ثابت، دبی حجمی ثابت و افت فشار ثابت صورت گرفته است. از این رو لازم است که برای هر سه شرط مطرح شده، سرعت‌های ورودی خنک کننده برای کانال بالایی و پایینی محاسبه شود تا معادلات (۱) - (۴) به شکل عددی حل شوند.

در توان پمپی ثابت، سرعت های ورودی خنک کننده در کانال های بالایی و پایینی را می توان به کمک روابط زیر محاسبه نمود [۲]:

$$u_{in1} = \left( \frac{4\alpha_1}{2\mu_f(4.7(1+\alpha_1)^2 + 19.64(1+\alpha_1^2)) NL_x} \frac{\Omega_1}{NL_x} \right)^{0.5} \quad (5-الف)$$

$$u_{in2} = \left( \frac{4\alpha_2}{2\mu_f(4.7(1+\alpha_2)^2 + 19.64(1+\alpha_2^2)) NL_x} \frac{\Omega_2}{NL_x} \right)^{0.5} \quad (5-ب)$$

<sup>1</sup> solid fluid conjugate

که در این دو رابطه،  $\alpha_1$  و  $\alpha_2$  مقدار نسبت ابعاد (aspect ratio) برای کانال های پایینی و بالایی می باشد و به شکل زیر محاسبه می شوند [۲]:

$$\alpha_1 = \frac{H_{c1}}{W_{c1}} \quad (۵-ج)$$

$$\alpha_2 = \frac{H_{c2}}{W_{c2}} \quad (۵-د)$$

همچنین  $\Omega_1$  و  $\Omega_2$  به ترتیب توان پمپی برای لایه های پایینی و بالایی می باشند که بدین صورت می توان بیان نمود [۲]:

$$\Omega_1 = Q_{v1} \Delta p_1 = N \cdot u_{in1} \cdot A_{c1} \cdot \Delta p_1 \quad (۶-الف)$$

$$\Omega_2 = Q_{v2} \Delta p_2 = N \cdot u_{in2} \cdot A_{c2} \cdot \Delta p_2 \quad (۶-ب)$$

که در این عبارات نیز مقادیر  $Q_{v1}$  و  $Q_{v2}$  دبی های حجمی برای کانال پایینی و بالایی می باشند.  $\Delta p_1$  و  $\Delta p_2$  نیز افت فشار مربوط به کانال های پایینی و بالایی می باشد. توان پمپی کل مجموعه مطابق رابطه زیر بدست می آید [۲]:

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2 \quad (۷)$$

که مطابق با این رابطه، با در دست داشتن مقدار متغیر  $u_{in1}$ ، می توان مقدار  $u_{in2}$  را به کمک معادلات (۵) تا (۷) محاسبه نمود. در افت فشار ثابت خواهیم داشت [۲]:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (۸-الف)$$

که در این حالت، با ترکیب معادلات (۵) و (۶) می توان رابطه ای را جهت محاسبه مقادیر سرعت ورودی برای کانال ها پایینی و بالایی بیان نمود [۲]:

$$u_{in1} = \frac{D_1^2 (1 + \alpha_1)^2 \Delta p_1}{2\mu_f L_x (4.7(1 + \alpha_1)^2 + 19.64(1 + \alpha_1^2))} \quad (۸-ب)$$

$$u_{in2} = \frac{D_2^2 (1 + \alpha_2)^2 \Delta p_2}{2\mu_f L_x (4.7(1 + \alpha_2)^2 + 19.64(1 + \alpha_2^2))} \quad (۸-ج)$$

که در این دو رابطه، مقادیر  $D_1$  و  $D_2$  به ترتیب قطر هیدرولیکی مربوط به کانال پایینی و بالایی می باشند که مطابق زیر قابل محاسبه می باشد [۲]:

$$D_1 = \frac{2H_{c1}W_{c1}}{(H_{c1} + W_{c1})} \quad (۸-د)$$

$$D_2 = \frac{2H_{c2}W_{c2}}{(H_{c2} + W_{c2})} \quad (۸-ه)$$

از این رو، با در دست داشتن مقدار سرعت متغیر  $u_{in1}$ ، میتوان مقدار  $u_{in2}$  را به کمک معادلات (۷) و (۸) محاسبه نمود. در نهایت در دبی حجمی ثابت، سرعت های ورودی برای کانال های پایینی و بالایی را می توان مطابق روابط زیر محاسبه نمود [۲]:

$$u_{in1} = \frac{Q_{v1}}{NH_{c1}W_{c1}} \quad (۹-الف)$$

$$u_{in2} = \frac{Q_{v2}}{NH_{c2}W_{c2}} \quad (۹-ب)$$

که مقدار کل دبی حجمی مجموعه برای میکرو کانال مطابق زیر محاسبه می شود [۲]:

$$Q_v = Q_{v1} + Q_{v2} \quad (۱۰)$$

که  $u_{in2}$  با دانستن مقادیر  $u_{in1}$  و  $Q_v$  و به کمک معادلات (۹) و (۱۰) قابل محاسبه می باشد. همچنین جهت محاسبه مقدار مقاومت حرارتی کل  $R_t$  از رابطه زیر برای تمامی حالات استفاده شده است [۲]:

$$R_t = \frac{T_{max} - T_{min}}{q_w L_x L_z} \quad (11)$$

لازم به ذکر است که رابطه مربوط به تعداد کانال نیز مطابق ذیل می باشد [۲]:

$$N = \frac{L_z}{W_c + W_r} \quad (12)$$

همچنین با محاسبه عدد  $Re$  می توان ثابت کرد که جریان آرام می باشد. جهت محاسبه قطر هیدرولیکی از روابط (۸-۵) و (۸-۵) استفاده شده است. عدد رینولدز در میکروکانال را می توان به طریق ذیل بدست آورد [۱۳]:

$$Re_i = \frac{\rho u_{in} D_i}{\mu} \quad (13)$$

لذا خواهیم داشت:

$$D_1 = 8.88 \times 10^{-5} \quad ; \quad Re = 36.963 \rightarrow \text{laminar} \quad \text{هندسه اول:}$$

$$D_2 = 6 \times 10^{-5} \quad ; \quad Re = 34.965 \rightarrow \text{laminar} \quad \text{هندسه دوم:}$$

لذا جریان آرام است. خواص مورد استفاده برای آب از مرجع [۲] و برای دیواره از مرجع [۵] گرفته شده است که مطابق جدول (۱) می باشند.

با استفاده از رابطه زیر می توان طول مورد نیاز جهت توسعه یافتگی جریان را بدست آورد [۱۴].

$$l_e/d \cong 0.06 \times Re_{D_i} \quad (14)$$

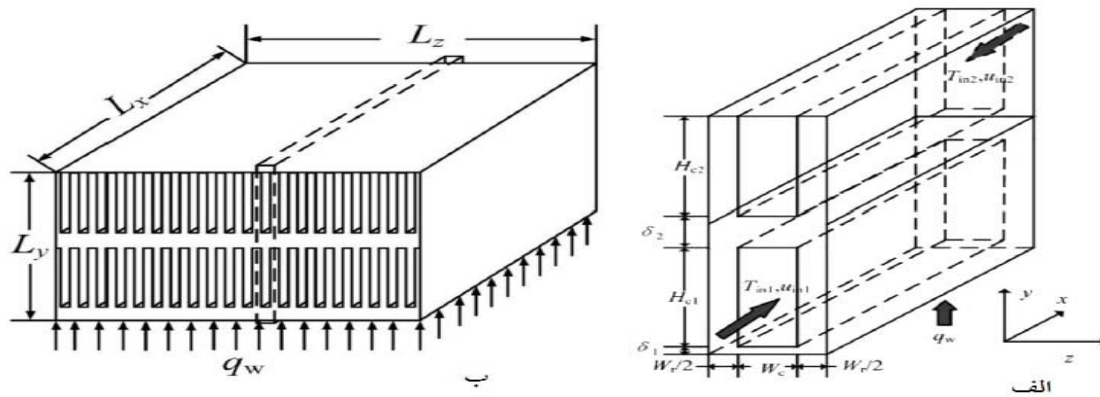
به عنوان مثال برای هندسه ۱ خواهیم داشت:

$$l_e/d \cong 0.06 \times Re_{D_i} = 2.21 \quad ; \quad l/D_h = 112.61 \rightarrow l_e/l = 0.0196 \times 100 = 1.96\%$$

با توجه به نتیجه بدست آمده، کمتر از ۲٪ کانال در ناحیه توسعه نیافته می باشد، بنابراین فرض شده است که جریان از همان ابتدا توسعه یافت است و از روابط مربوط به ناحیه توسعه یافته شده در حل معادلات استفاده شده است.

#### جدول ۱- خواص ترموفیزیکی سیال و دیواره

ماده	$\rho$ ( $kg/m^3$ )	$C_p$ ( $J/kg \cdot ^\circ C$ )	$k$ ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	$\mu$ ( $Pa \cdot s$ )
آب	۹۹۹	۴۱۸۷	۰/۵۸۷	۰/۰۰۱۲
استیل	۷۸۷۴	۴۴۹	۸۰/۴	-
سیلیکون	۲۳۳۰	۷۰۳	۱۴۸	-
آلومینیوم	۲۷۰۰	۹۰۰	۲۳۷	-
مس	۹۸۲۰	۳۸۰	۴۰۱	-



شکل ۱- هندسه میکروکانال مستقیم (الف) هندسه مورد بررسی در نرم افزار (ب) هندسه کلی میکروکانال [2].

معادلات حاکم به صورت عددی با استفاده از نرم افزار حجم محدود انسیس فلونت ۱۶<sup>۱</sup> حل شده‌اند. برای کوپلینگ فشار- سرعت از الگوریتم سیمپل<sup>۲</sup>، برای معادلات مومنتم و انرژی از روش مرتبه دوم بالادست<sup>۳</sup>، جهت بالا بردن دقت حل مسئله و برای فشار نیز استاندارد<sup>۴</sup> در نظر گرفته شده است. معادلات تا زمانی حل می شوند که باقی مانده برای تمام متغیرها کمتر از  $10^{-5}$  شود.

### ۳- هندسه، شبکه و شرایط مرزی

جهت بررسی انتقال حرارت جابه‌جایی در میکروکانال مستقیم، هندسه ۳ بعدی مطابق شکل (۱) در نظر گرفته شده است. مطابق این شکل، عرض و ارتفاع کانال را به ترتیب با حروف  $L_y$  و  $L_z$  و طول کانال را با حرف  $L_x$  نشان می‌دهیم. میکروکانال نشان داده شده شامل دو لایه کانال مستطیلی شکل به همراه دنده می‌باشد. لایه‌های بالایی و پایینی دارای تعداد کانال  $(N)$ ، تعداد دنده  $(N)$ ، عرض کانال  $(W_c)$  و همچنین عرض دنده  $(W_r)$ ، یکسان می‌باشد. ارتفاع کانال‌های پایینی و بالایی به ترتیب  $H_{c1}$  و  $H_{c2}$  می‌باشد. ضخامت دو دنده افقی  $\delta_1$  و  $\delta_2$  در نظر گرفته شده است. جهت سهولت در ساخت،  $\delta_1 \geq 50 \mu m$  و  $\delta_2 \geq 50 \mu m$  در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در شکل (۱-الف) قابل ملاحظه است، جهت جریان در کانال پایینی در جهت محور  $x$  و برای کانال بالایی در خلاف جهت محور  $x$  می‌باشد. همچنین کف کانال تحت شار حرارتی ثابت و یکنواخت به واسطه یک وسیله الکتریکی و یا هر وسیله پخش‌کننده گرما می‌باشد. لازم به ذکر است جهت سهولت در رسم و تحلیل هندسه‌ای که در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفته است، یک کانال دو لایه‌ای از میکروکانال، مطابق شکل (۱-الف) می‌باشد. ابعاد کانال در هر یک از این راستاها برابر با  $L_x = 10(mm)$ ،  $L_y = 1(mm)$  و  $L_z = 10(mm)$  می‌باشند. علاوه بر این پارامترهای ثابت، سایر پارامترهای میکروکانال نظیر  $N$  و  $W_r \cdot H_{c1} \cdot \delta_1 \cdot \delta_2$  منجر به یکتا شدن هندسه میکروکانال می‌شود.

<sup>1</sup> Ansys Fluent 16

<sup>2</sup> Simple

<sup>3</sup> Second Order upwind

<sup>4</sup> Standard

شرایط مرزی نیز مطابق ذیل می‌باشد:

$$V_y = V_z = 0, \quad T = T_{in1} \quad @ \quad x = 0 \quad V_x = u_{in1} \quad \text{برای کانال پایینی} \quad (15)$$

$$V_y = V_z = 0, \quad T = T_{in2} \quad @ \quad x = L_x \quad V_x = u_{in2} \quad \text{برای کانال بالایی} \quad (16)$$

$$T_s = T_f, \quad k_s \nabla T_s = k_f \nabla T_f \quad \vec{V} = 0 \quad \text{در دیواره کانال} \quad (17)$$

$$q_w = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad \text{در کف میکروکانال} \quad (18)$$

$$\nabla T_s = 0 \quad \text{برای دیواره های بیرونی میکروکانال} \quad (19)$$

$$\text{at } x = L_x \quad p = p_{out1} \quad \text{برای کانال پایین} \quad (20)$$

$$\text{at } x = 0 \quad p = p_{out2} \quad \text{برای کانال بالا} \quad (21)$$

### ۳-۱- ابعاد هندسی میکروکانال مستقیم و مارپیچ

برای تحلیل و رسم نمودارهای مربوط به میکروکانال مستقیم، دو هندسه کلی مورد استفاده قرار گرفته شده است که ابعاد آن‌ها مطابق ذیل می‌باشند:

ابعاد هندسه ۱:

$$N = 50, H_{c1} = 400 \mu m, W_r = 150 \mu m, \delta_1 = 120 \mu m, \delta_2 = 90 \mu m, u_{in1} = 0.7 \text{ m/s}$$

ابعاد هندسه ۲:

$$N = 100, H_{c1} = 200 \mu m, W_r = 40 \mu m, \delta_1 = 100 \mu m, \delta_2 = 80 \mu m, u_{in1} = 0.5 \text{ m/s}$$

علاوه بر هندسه مربوط به میکروکانال مستقیم، هندسه مارپیچ نیز مورد بررسی قرار گرفته است که از نظر ابعاد مشابه ابعاد مربوط به حالت اول می‌باشد و تنها تفاوت در حالت مارپیچ آن می‌باشد. این هندسه به ازاء شعاع انحنای ۰/۵ mm، ۰/۷۵ mm و ۱ mm رسم شده است. لازم به ذکر است که در تمامی حالات مارپیچ، تحلیل‌ها برای یک گام کامل (۳۶۰ درجه) انجام شده است و طول کانال در هر کدام طوری در نظر گرفته شده است که با طول کانال در حالت مستقیم برابر می‌باشد. جهت اعمال تعداد دنده‌ها (در هندسه اول  $N = 50$  و در هندسه دوم  $N = 100$ ) از رابطه (۱۲) استفاده شده است.

### ۴- اعتبارسنجی نتایج و استقلال حل از شبکه

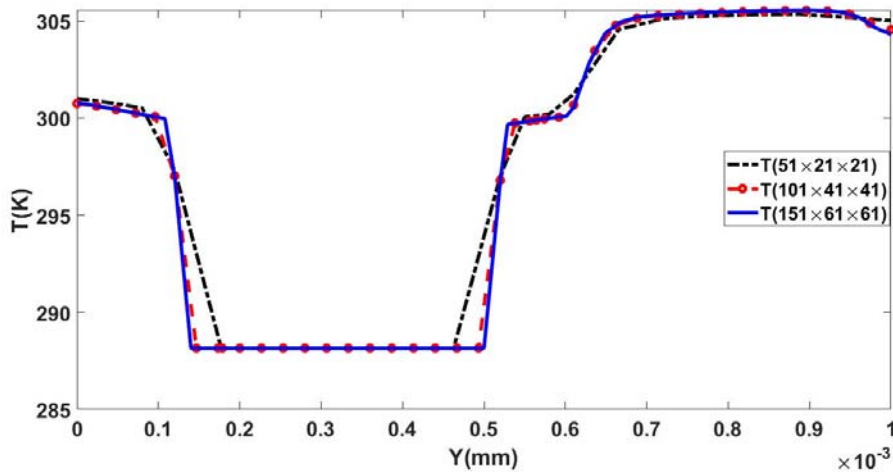
جهت بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی در میکروکانال مستقیم، نمودار توزیع دما در قسمت ورودی میکروکانال مطابق مرجع [۲]، برای سه نوع شبکه بندی  $51 \times 21 \times 21$ ،  $41 \times 41 \times 101$  و  $61 \times 61 \times 151$  در هندسه ۱ مورد بررسی قرار گرفته است.

<sup>1</sup> Case 1

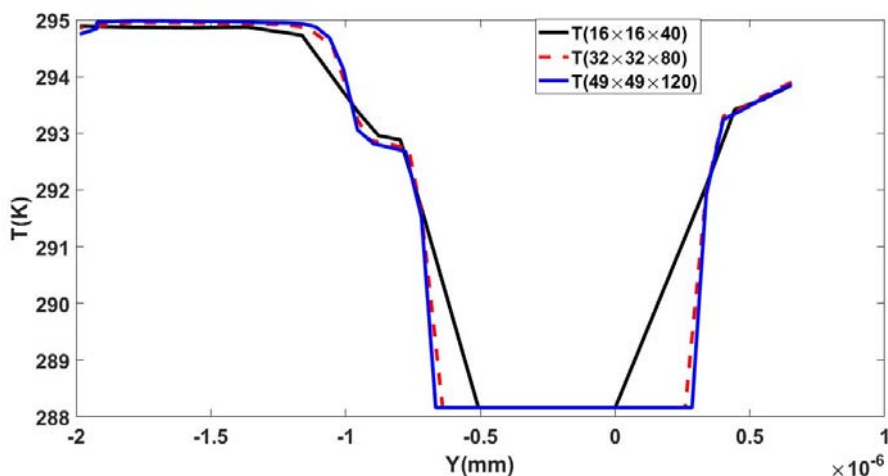
<sup>2</sup> Case 2

مطابق نتیجه بدست آمده برای میکروکانال مستقیم در شکل (۲)، شبکه بندی  $101 \times 41 \times 41$  جهت تحلیل انتخاب شده است. شکل (۲) نشان دهنده این مطلب می باشد که شبکه بندی های  $101 \times 41 \times 41$  و  $151 \times 61 \times 61$  در عرض کانال توزیع دمایی مشابهی با هم دارند اما شبکه بندی  $51 \times 21 \times 21$  فاصله زیادی با دو نوع شبکه بندی دیگر دارد.

جهت بررسی استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی در میکروکانال مارپیچ نیز نمودار توزیع دما در ورودی میکروکانال برای سه نوع شبکه بندی های  $16 \times 16 \times 40$ ،  $32 \times 32 \times 80$  و  $49 \times 49 \times 120$  در هندسه ۱ به ازاء شعاع انحناء  $1 \text{ mm}$  بررسی شد و در نهایت مطابق نتیجه‌ای که در شکل (۳) نشان داده شده است، شبکه بندی  $32 \times 32 \times 80$  جهت تحلیل، انتخاب گردید.



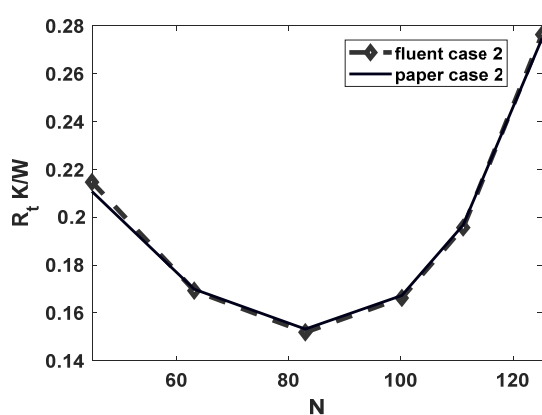
شکل ۲- بررسی استقلال حل عددی از شبکه بندی در میکروکانال مستقیم به ازاء سه نوع شبکه متفاوت.



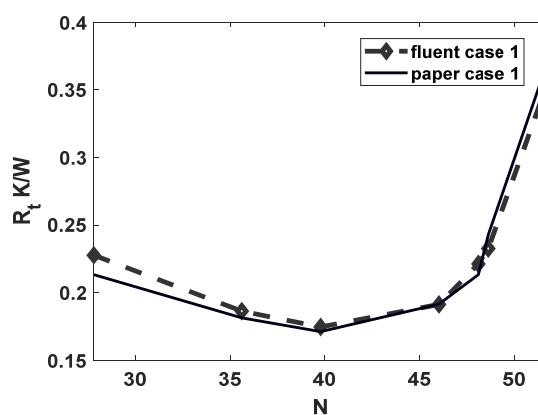
شکل ۳- استقلال حل عددی از شبکه محاسباتی میکروکانال مارپیچ در هندسه ۱ به ازاء شعاع انحناء  $1 \text{ mm}$ .



بهینه سازی به کار گرفته شده اصطلاحاً بهینه سازی تک پارامتری<sup>۱</sup> می باشد. این روش بر این مبنا می باشد که از بین ۶ پارامتر  $\delta_1, \delta_2, U_{in1}, H_{c1}, W_r$  و  $N$  در هر مرحله، یکی از پارامترها را تغییر داده و نمودار مقاومت حرارتی را بر حسب هر متغیر رسم و مورد بررسی قرار داده و در نهایت بهینه سازی را انجام می دهیم. این بهینه سازی همان طور که پیشتر نیز اشاره شد، در سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت انجام شده است [۲]. جهت اعتبارسنجی نتایج با مقاله مرجع [۲] بهینه سازی انتقال حرارت در حالت توان پمپی ثابت در نظر گرفته شده است. در این حالت، با فرض  $\Omega = 0.05 W$  نمودار مقاومت حرارتی را بر حسب ۳ پارامتر ترسیم می کنیم. جهت محاسبه سرعت ورودی در کانال بالایی در حالت توان پمپی ثابت از روابط ۵ تا ۷ استفاده شده است. شکل (۴) تا (۶) تاثیر هر کدام از ۳ پارامتر را بر روی مقاومت حرارتی میکروکانال مستقیم نشان می دهد.

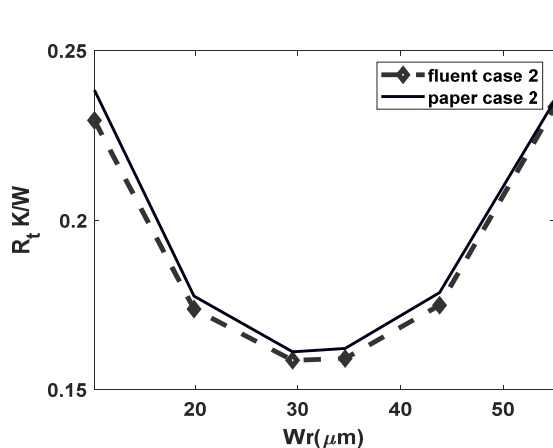


ب

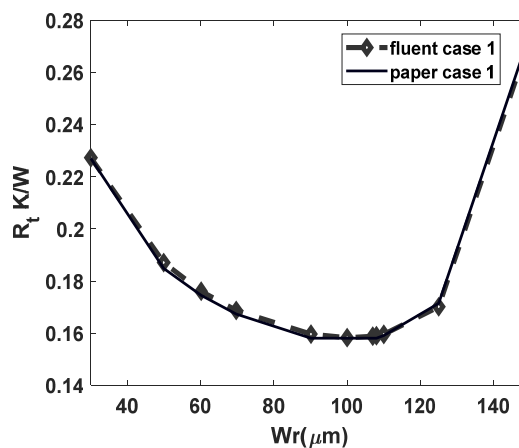


الف

شکل ۴- اعتبارسنجی تاثیر پارامتر  $N$  بر روی مقاومت حرارتی در الف) هندسه اول ب) هندسه دوم.



ب



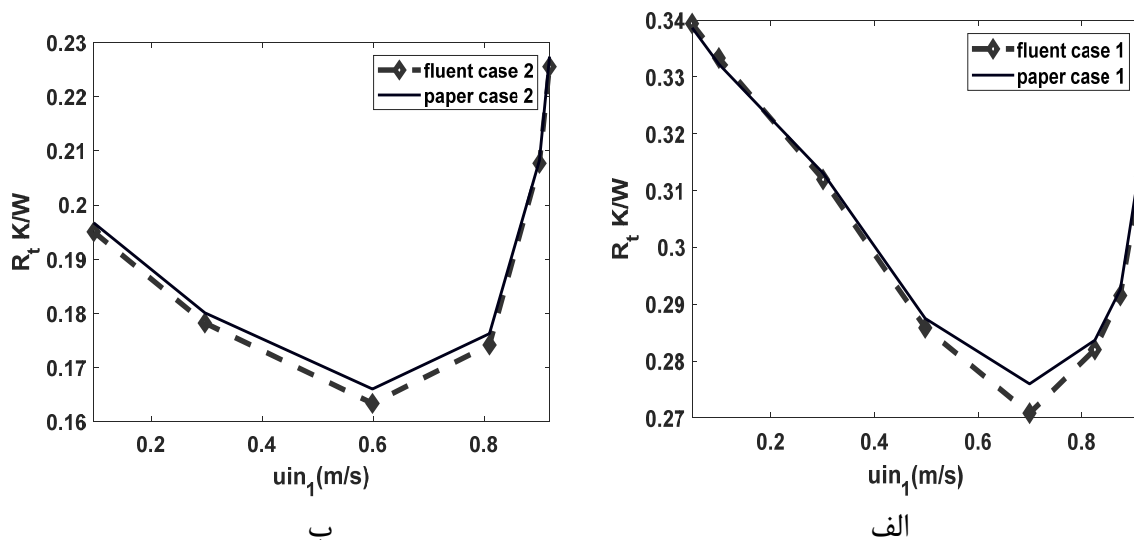
الف

شکل ۵- اعتبارسنجی تاثیر پارامتر  $W_r$  بر روی مقاومت حرارتی در الف) هندسه اول، ب) هندسه دوم.

<sup>1</sup> Individual parameter optimization

شکل (۴ الف و ب) نشان می دهند که با اضافه نمودن تعداد کانال، مقاومت حرارتی ابتدا کاهش و سپس افزایش می یابد. علت این پدیده با کمک مقاومت حرارتی کلی کانال قابل توصیف می باشد. همانطور که می دانیم، مقاومت حرارتی کلی کانال ناشی از مجموع مقاومت حرارتی همرفتی و رسانشی می باشد که مقاومت حرارتی رسانشی ناشی از انتقال گرما از طریق دنده ها و همرفتی نیز ناشی از انتقال گرما به شکل همرفت از خنک کننده می باشد. مطابق با رابطه (۱۲) هرچه تعداد کانال افزایش پیدا کند مقدار  $(W_c + W_r)$  کاهش یافته است و از آنجایی که  $W_r$  ثابت است، لذا  $W_c$  کاهش یافته و مطابق با رابطه (۵-ج و د) چون مقدار  $\delta_1$  ثابت است پس  $H_{c2}$  نیز کاهش می یابد. مطابق با رابطه (۵ الف و ب)، با افزایش  $N$  سرعت ورودی کانال کم می شود و باعث کاهش  $h_f$  و در نهایت باعث افزایش مقاومت حرارتی همرفتی و کاهش مقاومت حرارتی رسانشی می شود. از این رو مقاومت حرارتی کلی بستگی به اثر متقابل این دو مقاومت حرارتی دارد. بنابراین تا قبل از حالت بهینه، کاهش مقاومت حرارتی رسانشی بر افزایش مقاومت حرارتی همرفتی غلبه کرده و مقاومت حرارتی کلی کانال کاهش می یابد، سپس بعد از حالت بهینه افزایش مقاومت حرارتی همرفتی بر کاهش مقاومت حرارتی رسانشی غلبه کرده و مقاومت حرارتی کلی افزایش می یابد.

شکل (۵ الف و ب) نیز مقاومت حرارتی بر حسب  $W_r$  را نشان می دهد. در این حالت نیز هر چه  $W_r$  افزایش می یابد مقدار  $A_s$  نیز افزایش یافته و با توجه به ثابت بودن مقدار  $H_{c1}$  و  $H_{c2}$ ، پس مقاومت حرارتی رسانشی کاهش می یابد. از طرفی با افزایش  $W_r$ ، مقدار  $W_c$  کاهش می یابد و باعث کاهش  $A_f$  می شود و در نتیجه مقاومت حرارتی همرفتی افزایش می یابد. پس در این حالت نیز تا نقطه بهینه کاهش مقاومت حرارتی رسانشی بر افزایش مقاومت حرارتی همرفتی غلبه کرده و مقاومت حرارتی کلی کاهش می یابد، سپس افزایش مقاومت حرارتی همرفتی بر کاهش مقاومت حرارتی رسانشی غلبه کرده و مقاومت حرارتی کلی افزایش می یابد.

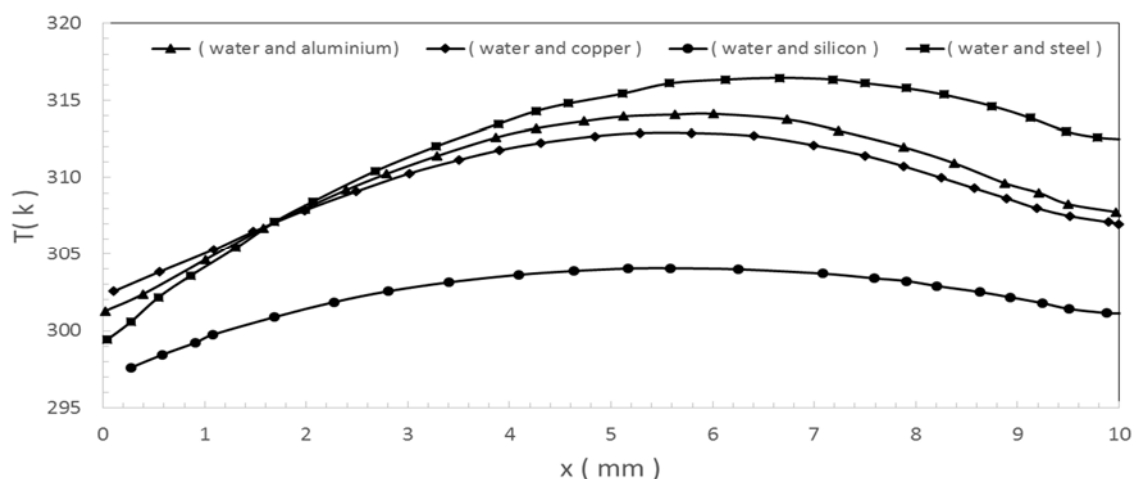


شکل ۶- اعتبارسنجی تاثیر پارامتر  $u_{in1}$  بر روی مقاومت حرارتی در الف) هندسه اول، ب) هندسه دوم.

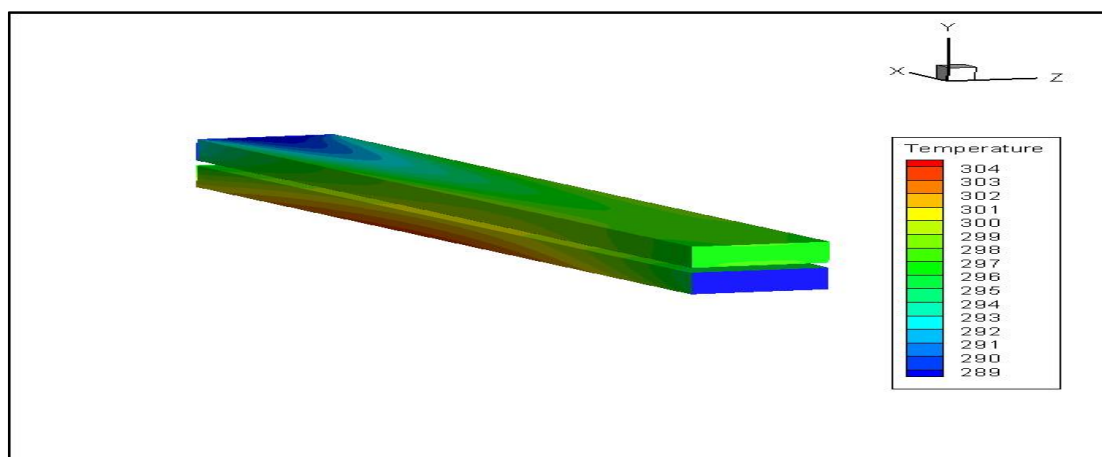
شکل (۶ الف و ب) نیز تاثیر سرعت ورودی کانال پایینی نشان داده شده است. در این نمودار نیز با افزایش سرعت ورودی کانال پایینی مقدار مقاومت حرارتی کاهش یافته و خنک کاری بهبود یافته است. علت این پدیده نیز بدین خاطر است که تا حالات بهینه اشاره شده، به سبب افزایش ضریب انتقال گرمای همرفتی و ثابت ماندن بقیه پارامترها، مقاومت حرارتی همرفتی کاهش می یابد، اما پس از سرعت مذکور، با کاهش ضریب انتقال حرارتی همرفتی، مقاومت حرارتی کلی افزایش می یابد.

## ۵- نتایج

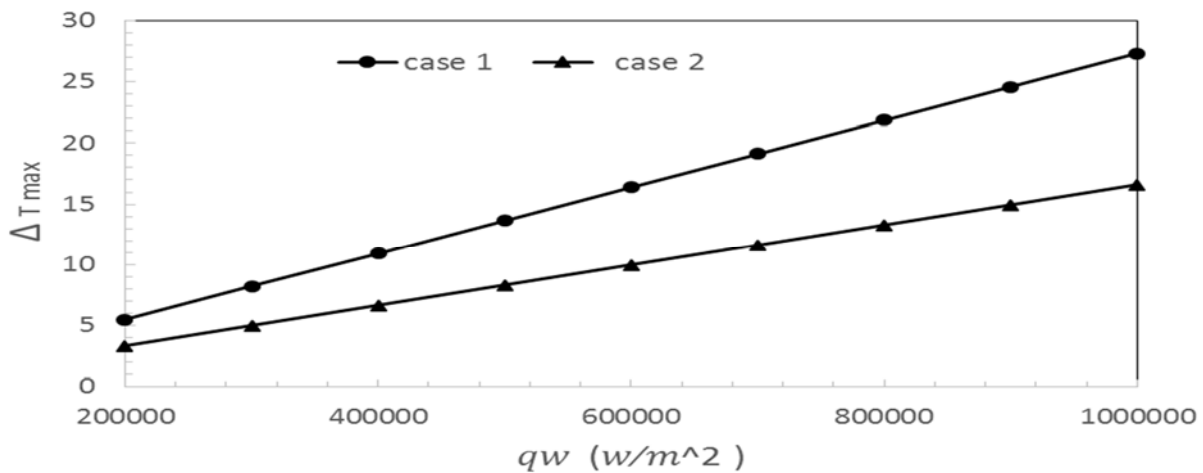
مطابق شکل (۷) با ثابت در نظر گرفتن نوع سیال و تغییر جنس دیواره، نمودار توزیع دما را در طول کانال و به فاصله  $6\mu\text{m}$  از کف کانال در هندسه ۱ می توان رسم نمود. در این نمودار در تمامی حالات نوع سیال، آب و جنس دیواره آلومینیوم، مس، سیلیکون و استیل در نظر گرفته شده است. نمودار نشان می دهد که در قسمت خروجی کانال شاهد کاهش توزیع دما به سبب اثر خنک کنندگی آب در ورودی کانال بالایی هستیم.



شکل ۷- مقایسه توزیع دما در طول کانال با ثابت فرض کردن نوع سیال و تغییر جنس دیواره.



شکل ۸- توزیع دما در طول کانال به ازاء  $u_{in1}=0.7 \text{ m/s}$  در هندسه ۱ تحت شرایط توان پمپی ثابت.



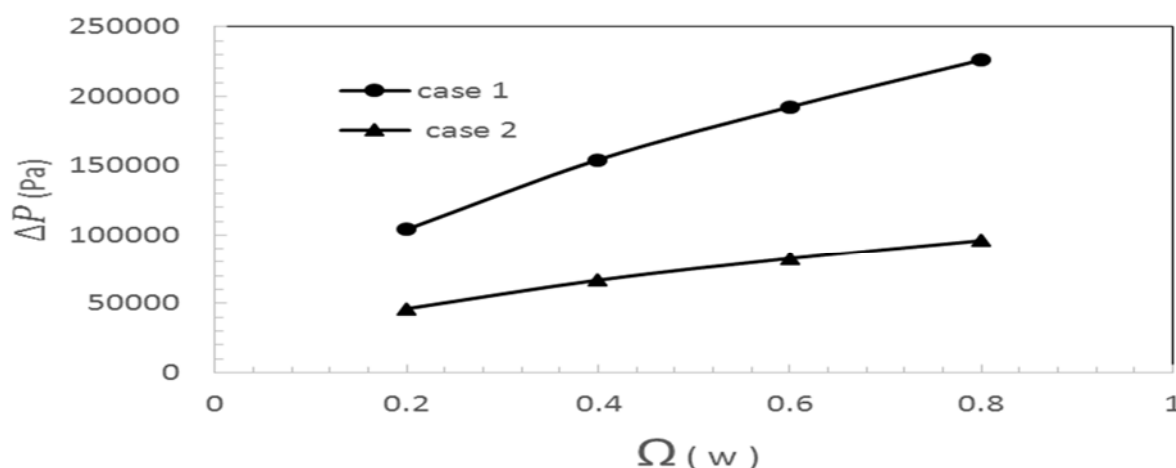
شکل ۹- مقایسه تغییرات دمای ماکزیمم به ازاء شار گرمایی متفاوت در هندسه ۱ و ۲ در میکروکانال مستقیم.

سیلیکون به سبب دارا بودن توزیع دمایی پایین تر نسبت به سایر مواد دیگر، مقاومت حرارتی پایین تری را داشته و عملکرد خنک کاری را می تواند بهبود ببخشد. این هم به سبب بالا بودن نسبت رسانندگی گرمایی دیواره به آب می باشد.

شکل (۸) نیز توزیع دما در طول کانال به ازاء  $u_{in1} = 0.7 \text{ m/s}$  در هندسه ۱ تحت شرایط توان پمپی ثابت نشان می دهد. شکل (۹) نمودار مقایسه اختلاف دمای ماکزیمم بر حسب مقدار شار گرمایی را در دو هندسه ۱ و ۲ نشان می دهد. شیب این نمودار برای هندسه ۱ کمی بیشتر از هندسه ۲ بوده و تغییرات دمایی بیشتری را در مجموع خواهد داشت. شکل ۱۰ نیز مقایسه افت فشار به ازاء توان های پمپی متفاوت برای دو هندسه ۱ و ۲ نشان می دهد. مطابق رابطه (۶ الف و ب) با افزایش توان پمپی، افت فشار برای هر دو حالت افزایش یافته است که در نمودار نیز نشان داده شده است. در حالت افت فشار ثابت، با فرض  $\Delta P = 100 \text{ kPa}$  نمودار مقاومت حرارتی را بر حسب هر یک از ۶ پارامتر  $\delta_1, \delta_2, u_{in1}, W_r, H_{c1}$  و  $N$  رسم می کنیم.

لازم به ذکر است، جهت محاسبه مقدار  $u_{in2}$ ، از معادلات (۸ الف-ج) استفاده شده است. شکل (۱۱ الف-و) تاثیر هر کدام از این پارامترها را در مقاومت حرارتی کلی نشان می دهد. شکل (۱۱ الف) تاثیر تعداد کانال بر روی مقاومت حرارتی را نشان می دهد. اگر این نمودار را با نمودار شکل (۴) که مربوط به مقاومت حرارتی بر حسب تعداد کانال در حالت توان پمپی ثابت می باشد مقایسه کنیم، ملاحظه می کنیم که مقدار مقاومت حرارتی در دو حالت  $N=100$  برای هندسه ۲ و  $N=50$  برای هندسه ۱، در حالت افت فشار ثابت تا حدودی کمتر از توان پمپی ثابت است. در این حالت نیز مشابه توان پمپی ثابت حالت بهینه خواهیم داشت و به دلایلی مشابه با توان پمپی ثابت، شاهد افزایش مقاومت حرارتی هستیم. بنابراین از منظر خنک کاری حالت افت فشار ثابت عملکرد بهتری را نسبت به توان پمپی ثابت نشان خواهد داد.

شکل (۱۱ ب) نشان می دهد که در هندسه ۱، با افزایش  $H_{c1}$  ابتدا مقاومت حرارتی به صورت قابل توجهی کاهش می یابد که دلیل آن هم به سبب غلبه کردن کاهش مقاومت حرارتی همرفتی بر افزایش مقاومت حرارتی رسانشی است. سپس با غلبه کردن افزایش مقاومت حرارتی رسانشی، مقاومت حرارتی کلی افزایش می یابد.



شکل ۱۰- مقایسه افت فشار به ازاء توان های پمپی متفاوت در هندسه ۱ و ۲ در میکروکانال مستقیم.

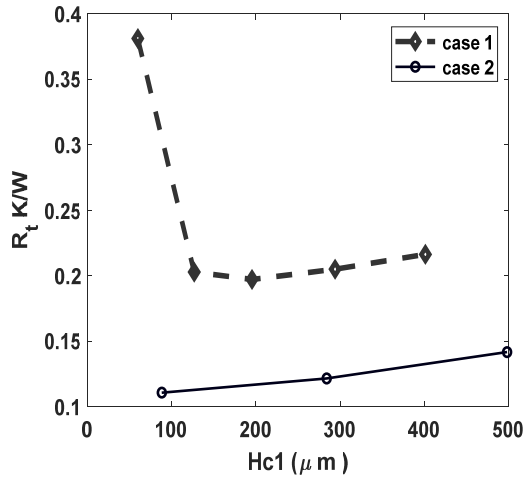
در هندسه ۲ نیز به دلیلی مشابه مقدار مقاومت حرارتی افزایش یافته است. شکل (۱۱ د و ه) نیز اثر  $\delta_1$  و  $\delta_2$  را در افت فشار ثابت نشان می دهد. شکل (۱۲) تاثیر پارامتر  $\delta_1$  بر روی توزیع دما در صفحه میانی میکروکانال در دو حالت  $\delta_1 = 90 \mu m$  و  $\delta_1 = 50.5 \mu m$  در هندسه ۱ تحت شرایط افت فشار ثابت نشان می دهد. شکل (۱۱ و) نیز تاثیر سرعت ورودی کانال پایینی نشان داده شده است. در این نمودار نیز با افزایش سرعت ورودی کانال پایینی، مقدار مقاومت حرارتی همواره کاهش می یابد و عملکرد حرارتی افزایش پیدا می کند که دلیل آن هم به سبب کاهش مقاومت حرارتی همرفتی می باشد.

در حالت دبی حجمی ثابت نیز با فرض  $Q_v = 200 \text{ cm}^3/\text{min}$ ، نمودار مقاومت حرارتی را بر حسب هر یک از ۶ متغیر مذکور رسم می کنیم. در این حالت نیز، جهت محاسبه مقدار  $u_{in2}$  از معادلات ۹ و ۱۰ بهره گرفته شده است. شکل (۱۳ الف- و) تاثیر هر کدام از این پارامترها را در مقاومت حرارتی کلی نشان می دهد. شکل (۱۴) نیز تاثیر پارامتر  $N$  در توزیع دما در صفحه میانی کانال در دو حالت  $N=44$  و  $N=124$  در هندسه ۲ تحت شرایط دبی حجمی ثابت نشان می دهد.

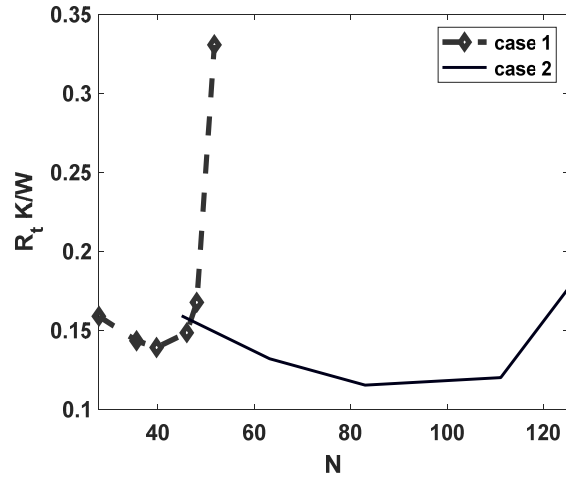
بنابراین می توان نتیجه گرفت هندسه ۱ با سرعت ورودی  $u_{in1} = 0.7 \text{ m/s}$ ، در حالت دبی حجمی ثابت عملکرد خنک کاری را بهبود می بخشد. همچنین در هندسه ۲ نیز با سرعت ورودی  $u_{in1} = 0.5 \text{ m/s}$ ، حالت افت فشار ثابت عملکرد خنک کاری را بهبود می بخشد.

در حالت مارپیچ نیز، بهینه سازی در سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت در هندسه ۱ به ازاء سه شعاع انحنا  $0.5 \text{ mm}$ ،  $0.75 \text{ mm}$  و  $1 \text{ mm}$  صورت گرفته است که در شکل (۱۵) هر سه شعاع انحنا نشان داده شده است. تاثیر شعاع انحنا نیز بر روی مقاومت حرارتی در سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت در شکل (۱۶) آورده شده است.

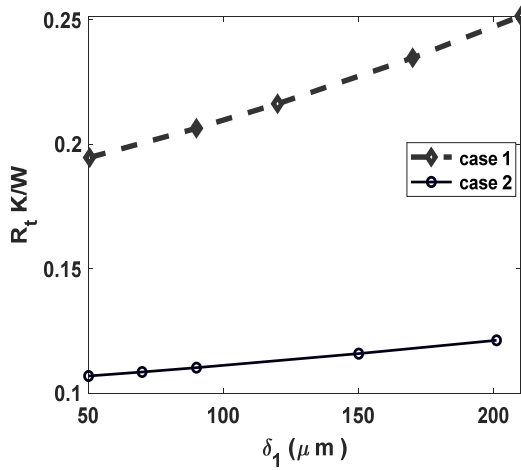
شکل (۱۶) نشان می دهد که از آنجایی که میتوان میکروکانال مستقیم را یک میکروکانال مارپیچ با شعاع انحنا بی نهایت در نظر گرفت. لذا در حالت حدی، هنگامیکه شعاع انحنا به سمت بی نهایت میل می کند، مقاومت حرارتی برابر با مقاومت حرارتی در حالت مستقیم خواهد بود.



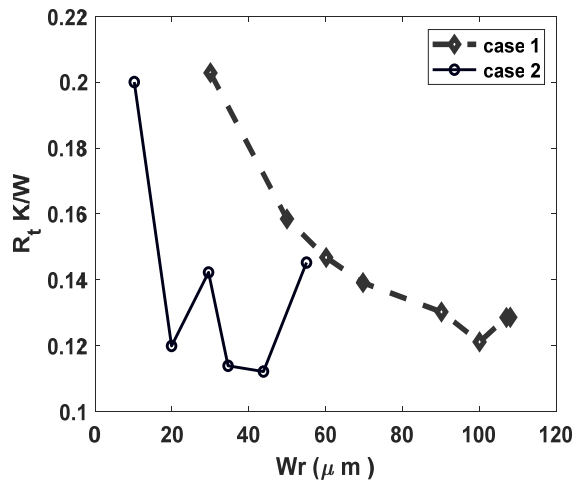
ب



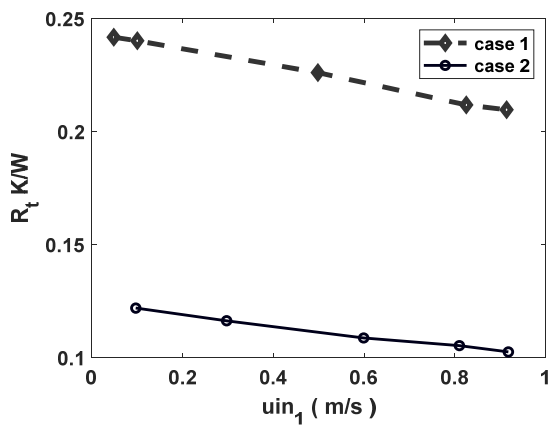
الف



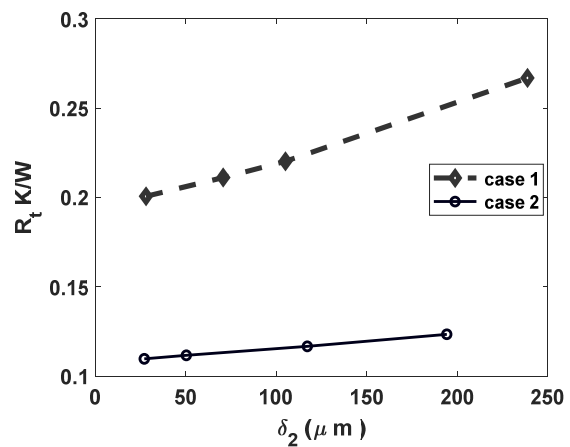
د



ج



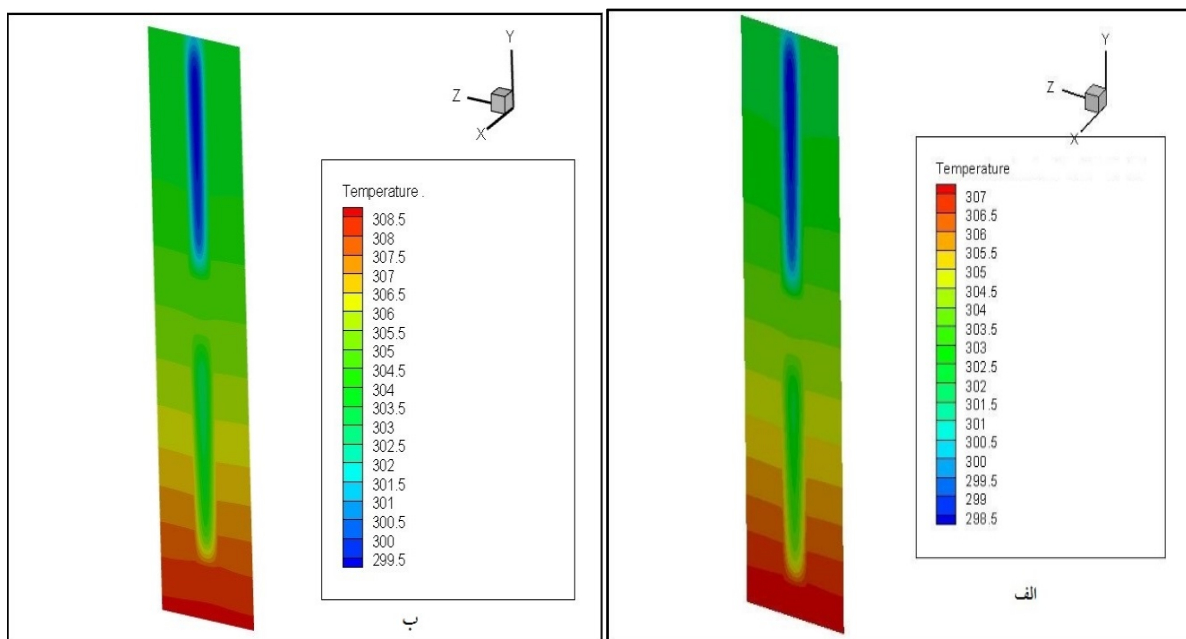
و



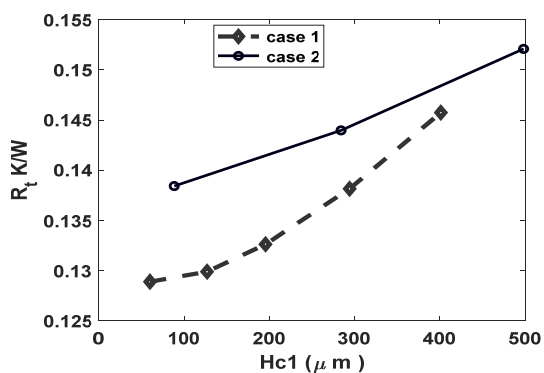
ه

شکل ۱۱- تاثیر هر یک از پارامترها بر روی مقاومت حرارتی در افت فشار ثابت  $\Delta p=100$  kp

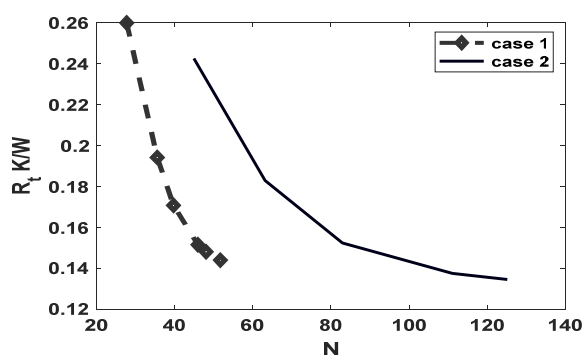
(الف N ب)  $Hc1$  ج)  $Wr$  د)  $\delta_1$  ه)  $\delta_2$  و)  $uin_1$ .



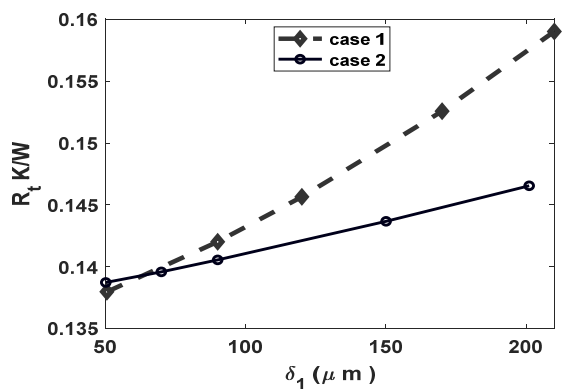
شکل ۱۲- تاثیر پارامتر  $\delta_1$  در توزیع دما در صفحه میانی میکروکانال در دو حالت الف)  $\delta_1=50.5 \mu m$  و ب)  $\delta_1=90 \mu m$  در هندسه ۱ تحت شرایط افت فشار ثابت.



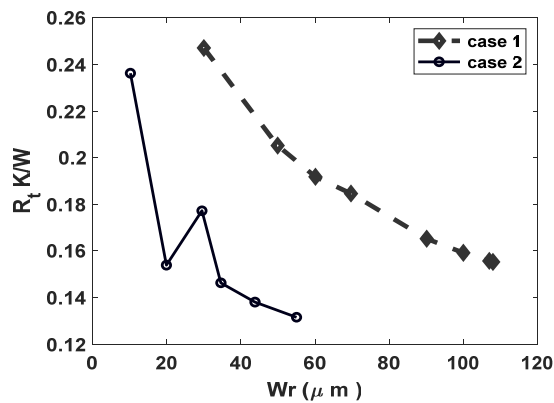
ب



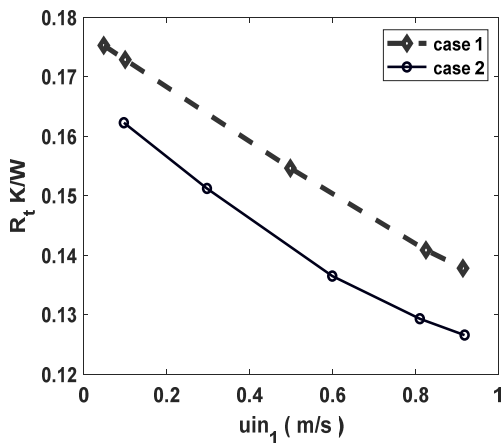
الف



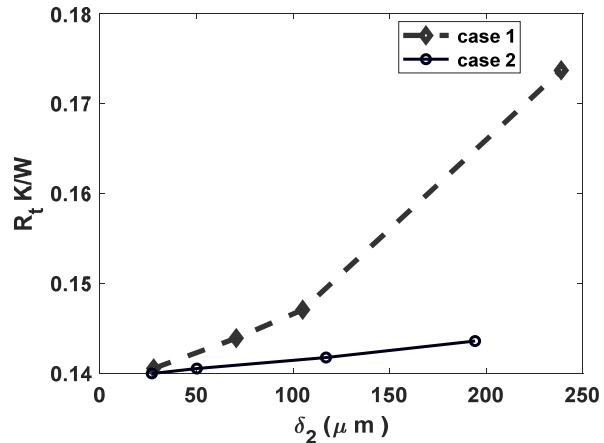
د



ج

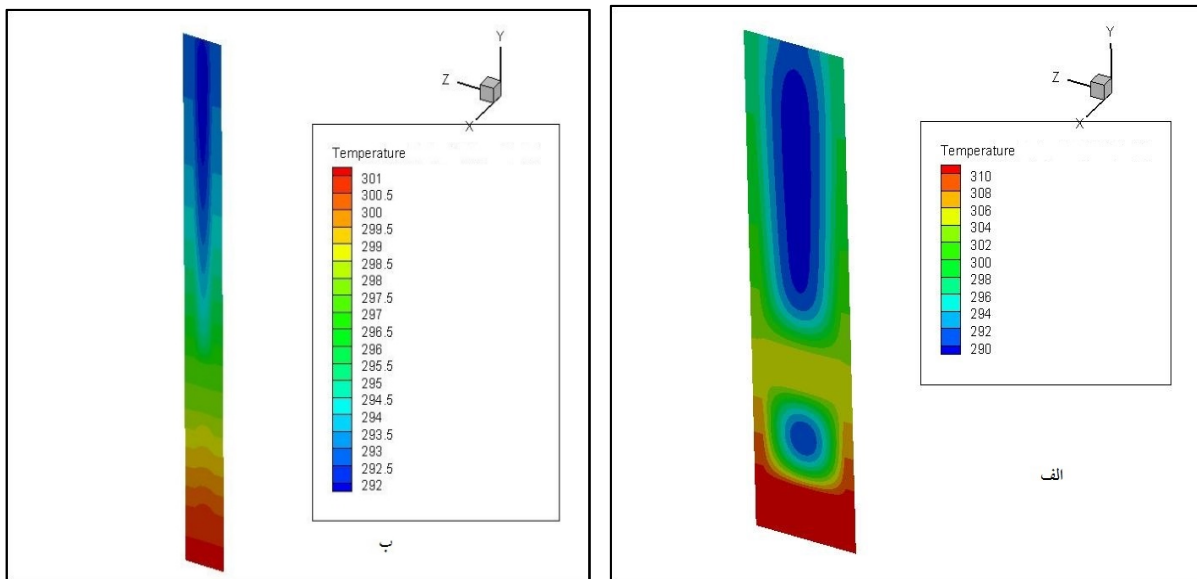


۹



۱۰

شکل ۱۳- تاثیر هر یک از پارامترها بر روی مقاومت حرارتی در دبی حجمی ثابت  $Q_v=200 \text{ (cm}^3\text{)/min}$  (الف)  $N$  (ب)  $Wr$  (ج)  $\delta_1$  (د)  $\delta_2$  (ه).



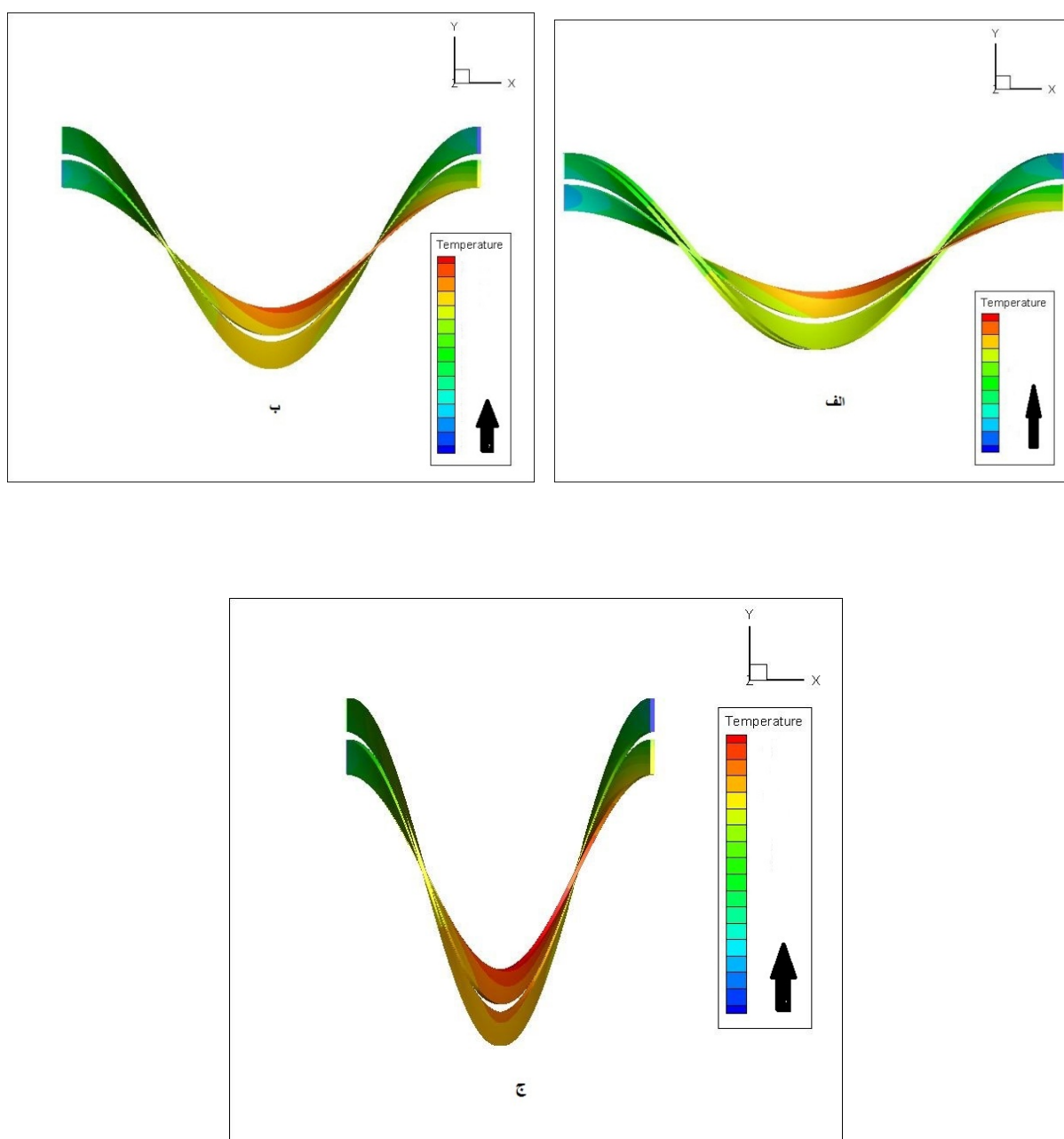
شکل ۱۴- تاثیر پارامتر  $N$  در توزیع دما در صفحه میانی کانال در دو حالت (الف)  $N=44$  و (ب)  $N=124$  در هندسه ۲ تحت شرایط دبی حجمی ثابت.

همچنین، شکل (۱۶) نشان می دهد که با افزایش شعاع انحناء، مقاومت حرارتی میکروکانال افزایش می یابد. دلیل این امر نیز بدین خاطر می باشد که به هر میزان شعاع انحناء کاهش یابد، به سبب ثابت بودن دبی جرمی، نیروی گریز از مرکز افزایش می یابد.  $(F \uparrow) \rightarrow (r \downarrow) \rightarrow (F \propto \frac{v^2}{r})$ . لذا گرادیان فشار شعاعی زیادی در ناحیه مرکزی جریان به وجود می آید و جریان سیال در ناحیه دیواره بیرونی دارای سرعت بیشتری می شود که علت آن هم جریان ثانویه ای است که در داخل لوله به وجود آمده است. سرعت جریان سیال در نزدیکی دیواره های داخلی و بیرونی صفر است و برای این که موازنه مومنتم برقرار باشد جریان ثانویه به وجود آمده است.

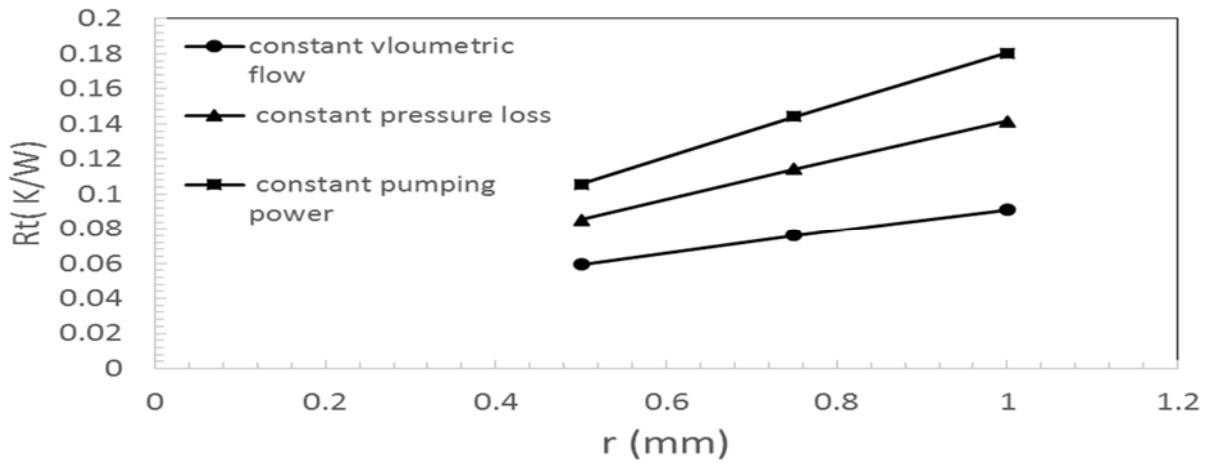


انحناء لوله ها سبب ایجاد جریان ثانویه ای عمود بر جهت جریان محوری اصلی (جریان اولیه) خواهد شد. سیال واقع در مرکز لوله به سمت دیواره خارجی رفته و سپس در امتداد دیواره به قسمت داخلی لوله برمیگردد. انتظار می رود که جریان ثانویه سبب افزایش انتقال حرارت بین سیال و دیواره لوله گردد. لذا شاهد کاهش مقاومت حرارتی و افزایش عملکرد خنک کاری میکروکانال خواهیم شد. بنابراین میتوان شعاع انحنا  $0.5 \text{ mm}$  را در حالت دبی حجمی ثابت به عنوان یک حالت بهینه شده در نظر گرفت.

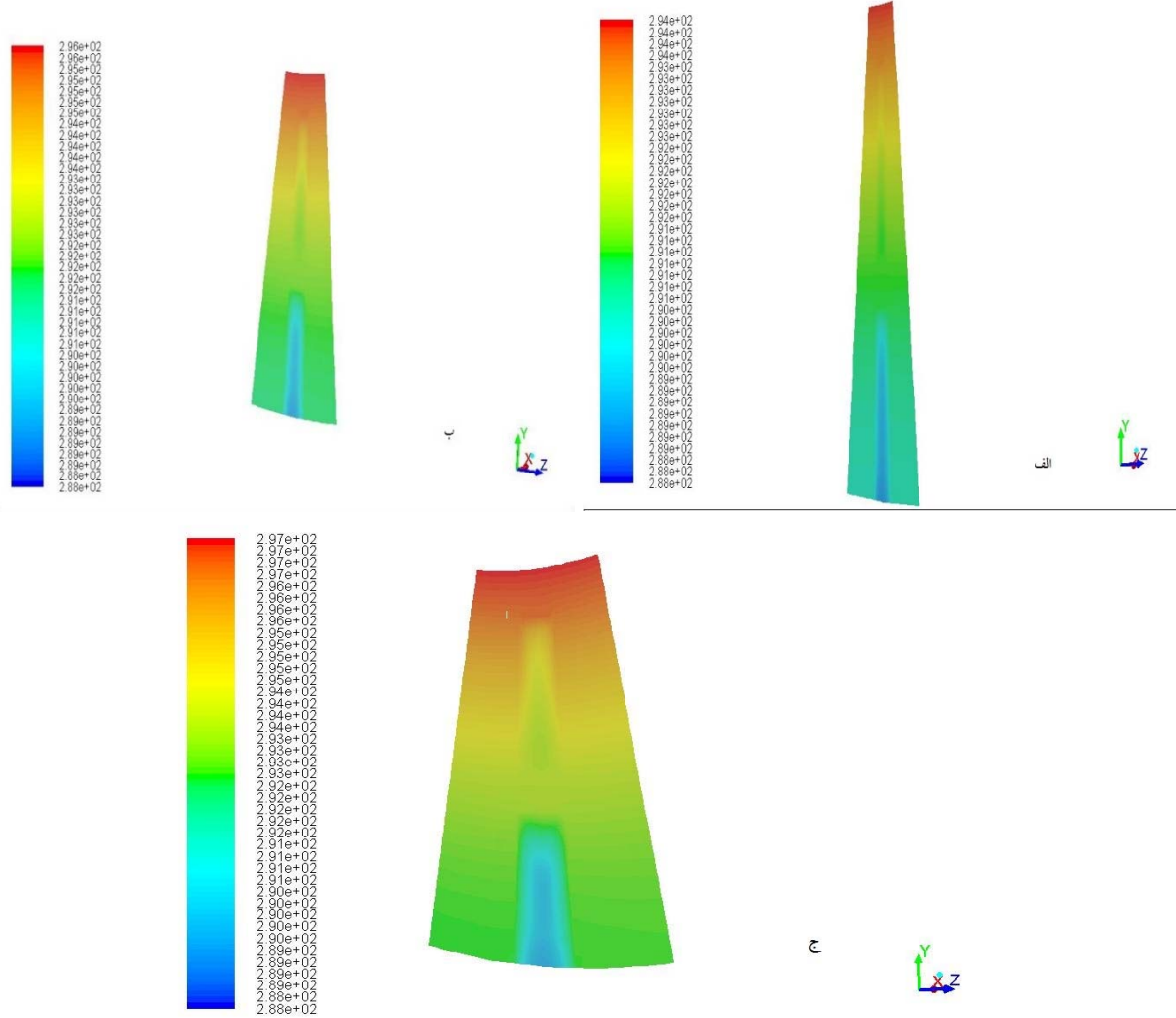
شکل (الف-ج) توزیع دما در بخش میانی میکروکانال مارپیچ در حالت دبی حجمی ثابت و  $u_{in1} = 0.7 \text{ m/s}$  در هندسه ۱ به ازاء سه شعاع انحنا  $0.5 \text{ mm}$ ،  $0.75 \text{ mm}$  و  $1 \text{ mm}$  را نشان می دهد.



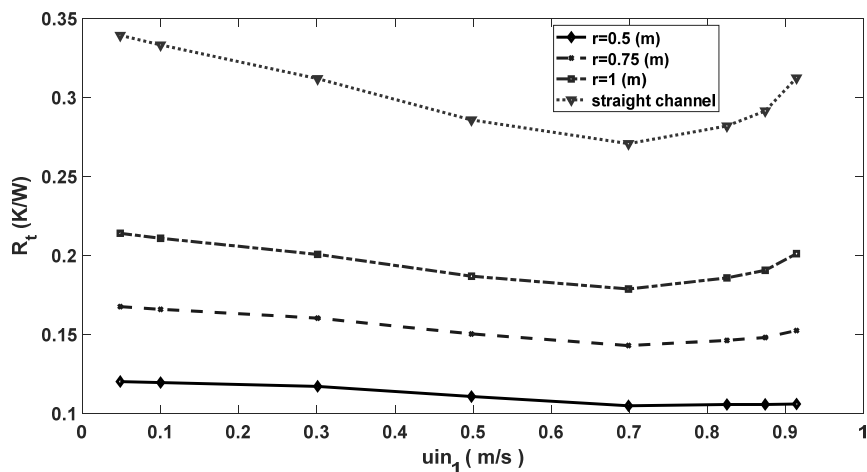
شکل ۱۵- هندسه میکروکانال مارپیچ به ازاء سه شعاع انحنا مختلف الف)  $r=0.5 \text{ mm}$  ب)  $r=0.75 \text{ mm}$  ج)  $r=1 \text{ mm}$ .



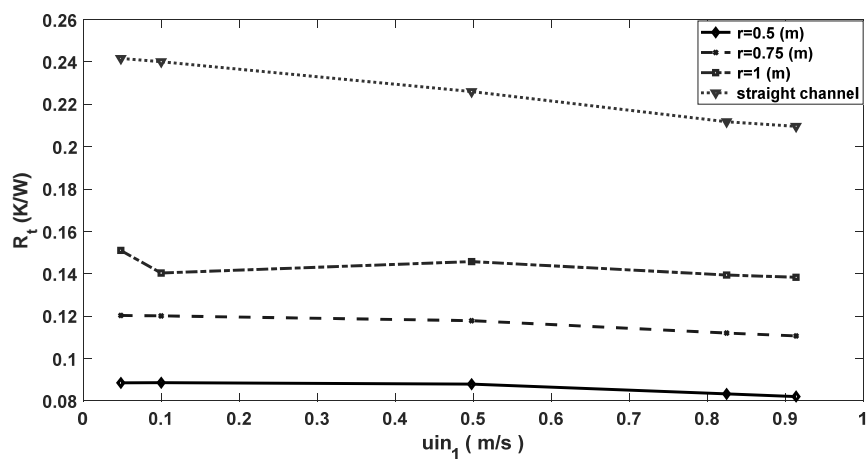
شکل ۱۶- مقایسه مقاومت حرارتی به ازاء شعاع انحنای متفاوت میکرو کانال ماریبیج.



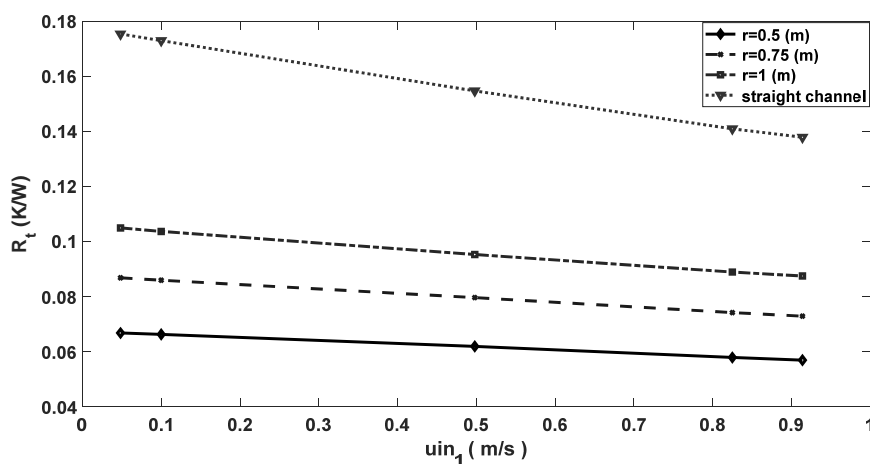
شکل ۱۷- توزیع دما در بخش میانی میکروکانال ماریبیج در حالت دبی حجمی ثابت و  $u_{in1}=0.7 \text{ m/s}$  در هندسه ۱ به ازاء شعاع انحنای (الف)  $0.5 \text{ mm}$  (ب)  $0.75 \text{ mm}$  (ج)  $1 \text{ mm}$ .



الف



ب



ج

شکل ۱۸- مقایسه عملکرد حرارتی میکروکانال مستقیم و مارپیچ با شعاع انحناء متفاوت (الف) توان پمپی ثابت، (ب) افت فشار ثابت (ج) دبی حجمی ثابت.

شکل (۱۸ الف-ج) نیز به ترتیب به مقایسه عملکرد حرارتی میکروکانال مستقیم با میکروکانال مارپیچ تحت شرایط توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت می‌پردازد. شکل (۱۸) نشان می‌دهد میکروکانال مارپیچ عملکرد حرارتی بهتری نسبت به میکروکانال مستقیم را خواهد داشت. همچنین، میتوان نتیجه گرفت که از بین سه شعاع انحناء نیز، شعاع  $0.5\text{mm}$  عملکرد حرارتی بهتری را خواهد داشت.

## ۶- جمع بندی

در این مطالعه، بهینه سازی انتقال گرما با تغییر شرایط هیدرودینامیکی جریان و پارامترهای هندسی میکروکانال مستقیم، در سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت بررسی شد. ۵ پارامتر  $N$  و  $W_r$  به همراه سرعت ورودی کانال پایینی،  $u_{in1}$  برای دو هندسه مشخص بهینه شده اند تا نهایتاً به عملکرد بهینه میکروکانال در این سه شرط دست یافت. با توجه به تحلیل‌های صورت گرفته می‌توان نتایجی مطابق ذیل را برای میکروکانال مستقیم بدست آورد:

(۱) در هر سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت تعداد کانال ( $N$ )، عرض دنده ( $W_r$ ) و سرعت ورودی کانال پایینی ( $u_{in1}$ ) بیشترین تاثیر را بر روی خنک کاری میکروکانال خواهند داشت.

(۲) در هندسه ۱ با  $u_{in1} = 0.7\text{ m/s}$ ، حالت دبی حجمی ثابت عملکرد خنک کاری را نسبت به دو حالت دیگر بهبود می‌بخشد.

(۳) در هندسه ۲ با  $u_{in1} = 0.5\text{ m/s}$ ، حالت افت فشار ثابت عملکرد خنک کاری را نسبت به دو حالت دیگر بهبود می‌بخشد.

(۴) در نهایت با توجه به موارد ذکر شده در بالا می‌توان در میکروکانال مستقیم، هندسه ۱ با  $u_{in1} = 0.5\text{ m/s}$  و تحت شرایط دبی حجمی ثابت را یک حالت بهینه شده با عملکرد خنک کاری بالا می‌توان در نظر گرفت.

هم چنین در مطالعه حاضر علاوه بر میکروکانال دولایه ای مستقیم، تاثیر مارپیچ این نوع میکروکانال‌ها بر روی انتقال گرما مورد ارزیابی قرار گرفت. لذا بهینه سازی میکروکانال مارپیچ نیز تحت اثر ۳ شعاع انحناء  $0.5\text{mm}$ ،  $0.75\text{mm}$  و  $1\text{mm}$  بر روی هندسه ۱ برای یک گام کامل (۳۶۰ درجه) در سه شرط توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. نتایج بدست آمده به شرح ذیل می‌باشد:

(۱) مقاومت حرارتی در تمامی حالات توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت، با کاهش شعاع انحناء کاهش یافته و عملکرد خنک کاری میکروکانال مارپیچ افزایش می‌یابد.

(۲) بین سه حالت توان پمپی ثابت، افت فشار ثابت و دبی حجمی ثابت، حالت دبی حجمی ثابت عملکرد خنک کاری را برای هر سه شعاع انحناء نسبت به دو حالت دیگر بهبود می‌بخشد.

در نهایت با توجه به موارد ذکر شده در بالا، در میکروکانال مارپیچ، هندسه ۱ با  $u_{in1} = 0.7\text{ m/s}$  در حالت دبی حجمی ثابت و با شعاع انحناء  $0.5\text{mm}$  را یک حالت بهینه شده با عملکرد خنک کاری بالا می‌توان در نظر گرفت.

## مراجع

- [1] Tuckerman, D. B., and Pease, R. F. W., "High-performance Heat Sinking for VLSI", IEEE Electron Device Lett., Vol. 2, No. 5, pp. 126–129, (1981).
- [2] Lin, L., Chen, Y., Zhang, X., and Wang, X., "Optimization of Geometry and Flow Rate Distribution For Double-layer Microchannel Heat Sink", Int. J. Therm. Sci., Vol. 78, pp. 158–168, (2014).
- [3] Chai, L., Dong, G., Sheng, H., Xia, G. D., and Wang, H.S., "Laminar Flow and Heat Transfer Characteristics of Interrupted Microchannel Heat Sink with Ribs in the Transverse Microchambers", Int. J. Therm. Sci., Vol. 110, pp. 1–11, (2016).
- [4] Nouri, R., Gorji, M., and Domir, D., "Numerical Investigation of Magnetic Field Effect on Forced Convection Heat Transfer of Nanofluid in a Sinusoidal Channel", Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, pp. 43-55, (2014).
- [5] Hung, T. C., Yan, W. M., and Li, W. P., "Analysis of Heat Transfer Characteristics of Double-layered Microchannel Heat Sink", Int. J. Heat Mass Transf, Vol. 55, No. 11–12, pp. 3090–3099, May (2012).
- [6] Wang, X. D., An, B., Lin, L., and Lee, D. J., "Inverse Geometric Optimization for Geometry of Nanofluid-cooled Microchannel Heat Sink", Appl. Therm. Eng., Vol. 55, No. 1–2, pp. 87–94, (2013).
- [7] Manay, E., and Sahin, B., "The Effect of Microchannel Height on Performance of Nanofluids", Int. J. Heat Mass Transf. Vol. 95, pp. 307–320, Apr. (2016).
- [8] Vafai, K., and Zhu, L., "Analysis of Two-layered Micro-channel Heat Sink Concept in Electronic Cooling", Int. J. Heat Mass Transf, Vol. 42, No. 12, pp. 2287–2297, (1999).
- [9] Jeevan, K., Azid, I. A., and Seetharamu, K. N., "Optimization of Double Layer Counter Flow (DLCF) Micro-channel Heat Sink used for Cooling Chips Directly", Proceedings of 6th Electronics Packaging Technology Conference, pp. 553–558, (2004).
- [10] Vafai, K., and Khaled, A. R., "Analysis of Flexible Microchannel Heat Sink Systems", Int. J. Heat Mass Transf, Vol. 48, No. 9, pp. 1739–1746, (2005).
- [11] Chong, S. H., Ooi, K. T., and Wong, T. N., "Optimisation of Single and Double Layer Counter Flow Microchannel Heat Sinks", Appl. Therm. Eng, Vol. 22, No. 14, pp. 1569–1585, (2002).
- [12] Li, P., Luo, Y., Zhang, D., and Xie, Y., "International Journal of Heat and Mass Transfer Flow and heat transfer Characteristics and Optimization Study on the Water-cooled Microchannel Heat Sinks with Dimple and Pin-fin", Int. J. Heat Mass Transf, Vol. 119, pp. 152–162, (2018).
- [13] Wang, H., Chen, Z., and Gao, J., "Influence of Geometric Parameters on Flow and Heat Transfer Performance of Microchannel Heat Sink", Appl. Therm. Eng, Vol. 107, pp. 870-879, (2016).
- [14] White, F. M., "Fluid Mechanics", Seventh ed. Mc-Graw-Hill, (2009).

### فهرست نمادهای انگلیسی

- $A$  مساحت منبع گرمایی ( $m^2$ )
- $A_{c,i}$  مساحت سطح مقطع کانال ( $m^2$ )
- $A_f$  سطح انتقال گرمای همرفتی ( $m^2$ )
- $A_s$  سطح انتقال گرمای رسانشی ( $m^2$ )
- $C_{p,f}$  ظرفیت گرمایی خنک کننده ( $J/kg \cdot ^\circ C$ )
- $h_f$  ضریب انتقال گرمای همرفتی ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $H_c$  ارتفاع کانال (m)
- $k_f$  رسانندگی گرمایی خنک کننده ( $W/m \cdot ^\circ C$ )
- $k_s$  رسانندگی گرمایی دیواره ها ( $W/m \cdot ^\circ C$ )
- $L_x$  طول کانال (m)
- $L_y$  ارتفاع کانال (m)
- $L_z$  عرض کانال (m)
- $N$  تعداد کانال
- $p$  فشار (Pa)
- $R_T$  مقاومت حرارتی کلی ( $^\circ C/W \cdot m^2$ )
- $q_w$  شار گرمایی در قسمت پایینی کانال ( $W/m^2$ )
- $T_{in}$  دمای ورودی خنک کننده ( $^\circ C$ )
- $\bar{u}$  سرعت خنک کننده ( $m/s$ )
- $W_c$  عرض کانال (m)
- $W_r$  عرض دنده (m)
- حروف یونانی
- $\alpha$  نسبت ابعاد
- $\beta$  نسبت عرض به طول به گام
- $\delta_1$  ضخامت کانال پایینی (m)
- $\delta_2$  ضخامت قسمت میانی دو کانال (m)
- $\Delta p_i$  افت فشار بین ورودی و خروجی کانال (Pa)
- $\mu_f$  ویسکوزیته دینامیکی ( $kg/m \cdot s$ )
- $\Omega$  توان پمپی کلی کانال (W)
- Re عدد رینولدز
- $l_e$  طول مورد نظر جهت توسعه یافتگی جریان

### زیرنویس ها

- $f$  فاز سیال
- $s$  فاز جامد
- $i$  کانال بالایی یا پایینی
- 1 کانال پایینی
- 2 کانال بالایی

**Abstract**

The optimization is done by changing geometric and hydrodynamic parameters of the micro-channel flow. The governing equations are solved numerically by finite volume method. Results show that the number of channels, the width of the ribs and the coolant velocity in bottom channel will have considerable impact on cooling performance of the straight micro-channel. Also, since spiral geometry has not been studied in the literature until now, the spiral geometry in the micro-channel cooling performance has also been studied in this study. In this case, the results also show that the lower the curvature radius, the cooling will improve.