



Numerical Simulation of Turbulent Flow in a Novel Passive Self-Cooling System

Seyedehzahra Sajadi¹  and Mohamadreza Salimpour²

1. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Oil and Gas Gachsaran, Yasuj, Iran
2. Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

Abstract: In this study, a rectangular component with internal heat generation is considered, which incorporates parallel cooling channels. Some of these channels are active (containing flowing coolant fluid), while others are passive (containing stagnant fluid). The active and passive channels are interconnected through micro thermal switches. When heat flux increases in a specific region of the component, the passive channels in that region convert to active channels, thereby enhancing cooling in high heat-flux areas and reducing the components' temperature. The fluid flow in this research is assumed to be steady and turbulent. Results demonstrate that cooling is more effective near the channel inlets where thermal switches activate, with cooling performance improving as heat flux increases. The maximum observed temperature difference in turbulent flow was 56°C, occurring when thermal switches opened the pathway between active and passive channels at 200 mm from the inlet of the second channel. The proposed novel self-regulating passive cooling system was evaluated, with calculations confirming optimal heat transfer and cooling performance in this configuration. The positioning of thermal switches relative to the maximum heat flux application zone significantly impacts cooling effectiveness. When switches open before the peak heat flux region, maximum component temperature is substantially reduced. Additionally, components with lower thermal conductivity exhibit greater reductions in peak temperature when utilizing this new passive cooling system.

Keywords: Self-cooling, Electronic components, Heat flux, Microchannel, Passive.

Received: Agu. 11, 2025; Revised: Dec. 07, 2025; Accepted: Dec. 14, 2025; Published Online: Jun. 10, 2026.

* Corresponding Author: z.sajadi@yu.ac.ir

How to Cite: Seyedehzahra Sajadi and Mohamadreza Salimpour, Numerical Simulation of Turbulent Flow in a Novel Passive Self-Cooling System., Journal of Computational Methods in Engineering; 2026, 45(2), 1-24; DOI: 10.47176/jcme.45.1.1061





حل عددی جریان آشفته در یک سیستم خودخنک‌کن غیرفعال جدید

سیده زهرا سجادی^{*1} (ID)، محمدرضا سلیم پور^۲

۱- دانشکده نفت و گاز گچساران، دانشگاه یاسوج، گچساران، ایران

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

چکیده- در این مطالعه، یک قطعه مستطیلی شکل با تولید حرارت داخلی مورد بررسی قرار گرفته است. برای خنک‌سازی این قطعه، کانال‌های موازی درون آن تعبیه شده‌اند. بخشی از این کانال‌ها به‌عنوان کانال‌های فعال (دارای جریان سیال خنک‌کننده) و بخش دیگر به‌عنوان کانال‌های غیرفعال (حاوی سیال ساکن) عمل می‌کنند. این کانال‌ها توسط میکروتروستات‌های گرمایی به یکدیگر متصل شده‌اند. با افزایش شار حرارتی در نواحی مختلف قطعه، کانال‌های غیرفعال در همان ناحیه به کانال‌های فعال تبدیل می‌شوند و در نتیجه خنک‌کاری در مناطق با شار حرارتی بالا بهبود یافته و دمای کلی قطعه کاهش می‌یابد. در این پژوهش، جریان سیال به‌صورت دائمی و آشفته در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهند که عملکرد خنک‌کنندگی در نقاط فعال‌سازی ترموستات‌ها، به‌ویژه در نزدیکی ورودی کانال‌ها، مؤثرتر بوده و با افزایش شار حرارتی، بهبود می‌یابد. بیشترین اختلاف دمای ماکزیمم، ۵۶ درجه سانتیگراد در جریان آشفته و در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم مشاهده شده است. در این حالت، ترموستات‌ها مسیر بین کانال‌های فعال و غیرفعال را باز کرده‌اند. بهینه‌سازی سیستم خودخنک‌کن غیرفعال پیشنهادی نشان می‌دهد که این روش منجر به حداکثر انتقال حرارت و کاهش دمای قطعه می‌شود. همچنین، موقعیت ترموستات‌ها نسبت به محل اعمال شار حرارتی ماکزیمم تأثیر قابل‌توجهی در عملکرد خنک‌کاری دارد. در صورتی که بازشدگی ترموستات‌ها قبل از ناحیه با شار حرارتی ماکزیمم اتفاق بیفتد، دمای ماکزیمم قطعه به‌صورت چشمگیری کاهش می‌یابد. علاوه بر این، با کاهش ضریب هدایت حرارتی قطعه، استفاده از سیستم خودخنک‌کن غیرفعال جدید موجب کاهش بیشتر دمای ماکزیمم می‌شود.

واژه‌های کلیدی: خودخنک‌کننده، قطعات الکترونیکی، شار حرارتی، میکروکانال، غیرفعال.

دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۰۵/۲۰، بازنگری: ۱۴۰۴/۰۹/۱۶، پذیرش: ۱۴۰۴/۰۹/۲۳، اولین انتشار: ۱۴۰۵/۰۳/۲۰

* نویسنده مسئول، رایانامه: z.sajadi@yu.ac.ir

حق انتشار این مستند، متعلق به دانشگاه صنعتی اصفهان است. © ۱۴۰۳

این مقاله تحت گواهی زیر منتشر شده و هر نوع استفاده غیرتجاری از آن مشروط بر استناد صحیح به مقاله و با رعایت شرایط مندرج در آدرس زیر مجاز



است:

فهرست علائم

علائم	نام	علائم	نام
D_h	قطر هیدرولیکی (m)	ΔP	تغییرات فشار (kg/ms^2)
f	ضریب افت فشار	ΔP_0	تغییرات فشار مرجع (kg/ms^2)
f_0	ضریب افت فشار مرجع	\dot{q}_{max}	ماکزیمم شار حرارتی (W/m^2)
FTI-FTIV	چهار حالت مختلف محل شار حرارتی ناگهانی و بازشدگی ترموستات‌ها	T	دمای اولیه قطعه ($^{\circ}C$)
\bar{h}	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متوسط (W/m^2K)	T_{max}	دمای ماکزیمم قطعه ($^{\circ}C$)
\bar{h}_0	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مرجع (W/m^2K)	U	سرعت متوسط سیال (m/s)
k	انرژی جنبشی جریان آشفته	γ	فاصله نقطه داغ تا ترموستات (m)
\dot{K}	ضریب انتقال حرارت هدایتی (W/mK)	ϵ	نرخ اضمحلال
L	طول کانال (m)	ν	لزجت سینماتیکی (m^2/s)
l	مقیاس طولی آشفته	ν_T	ویسکوزیته گردابی
Nu	عدد ناسلت متوسط	ρ	چگالی (kg/m^3)
Nu_0	عدد ناسلت مرجع	τ	تانسور تنش رینولدز
PEC	ضریب ارزیابی عملکرد	ω	نرخ اضمحلال مخصوص

۱- مقدمه

ضمن عملکرد بسیار ساده، کارایی زیادی در خنک‌کاری دارد (۵). در سال‌های اخیر کاربرد میکروکانال‌ها در خنک‌کاری قطعات الکترونیکی و تراشه‌های کوچک افزایش یافته‌است (۶). در ادامه گزیده‌ای از کارهای انجام شده در زمینه انواع مختلف آوندهای خنک‌سازی و میکروکانال‌ها بیان شده‌است. ستکین و همکاران (۷) پژوهشی راجع به خنک‌کنندگی و استحکام مکانیکی انجام دادند. در این پژوهش طراحی آوندها بر روی صفحات دایره‌ای انجام شده و کانال‌ها بر روی آن‌ها تعبیه شده‌است. نتایج نشان می‌دهند که آوندسازی و قرار دادن کانال‌های خنک‌کننده آوندی، عملکرد خنک‌کنندگی و استحکام مکانیکی را افزایش می‌دهند. قاعدامینی و سلیم پور (۸) یک ساختار جدید برای خنک‌کاری قطعات دایره‌ای شکل با استفاده از میکروکانال‌های شعاعی و شجری ارائه دادند. در این پژوهش نشان داده‌شده که استفاده از

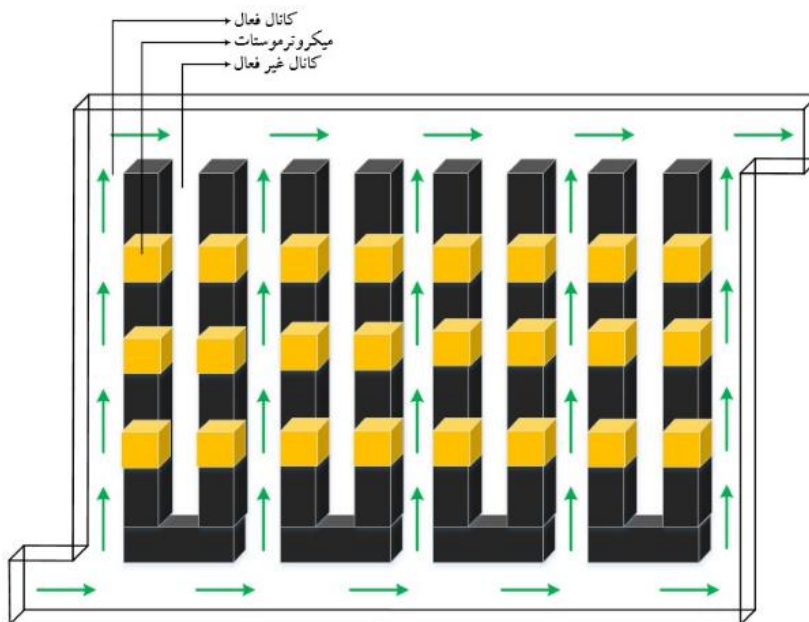
یکی از نگرانی‌های عمده صنایع مختلف از جمله دستگاه‌های الکترونیکی، سیستم‌های انرژی ساختمان، صنایع هوافضا و بسیاری دیگر خنک‌کاری است. برای افزایش طول عمر دستگاه‌های مکانیکی و واردنشدن آسیب به قطعات الکترونیکی، جلوگیری از ایجاد نقطه داغ و دفع حرارت تولیدی بسیار مهم است. بنابراین استفاده از یک روش مؤثر برای خنک‌کاری سیستم‌ها ضروری است (۱، ۲). دستگاه‌های مختلفی در مقیاس میکرو برای خنک‌کاری قطعات الکترونیکی وجود دارد که از میان آن‌ها چاه حرارتی میکروکانال از قابلیت اطمینان بالاتری برخوردار است (۳، ۴). در چاه حرارتی میکروکانال، ماهیت میکروسکوپی کانال‌ها سبب کم‌شدن ضخامت لایه مرزی و در نتیجه افزایش میزان خنک‌کاری می‌شود. چاه حرارتی میکروکانال

ضعیف‌تری دارد. سلیم‌پور و منبری (۱۴، ۱۵) به طراحی و بهینه‌سازی یک ساختار جریان درختی و بهینه‌سازی کانال‌های خنک‌کننده درون یک جسم حلقه‌ای شکل پرداختند. هدف از پژوهش آن‌ها به دست آوردن بهترین ساختار از سازه‌های درختی برای دست‌یافتن به حداقل مقاومت جریان بوده و نشان داده شده‌است که افزایش پیچیدگی منجر به افزایش مقاومت جریان می‌شود و نرخ جریان جرمی تأثیر زیادی بر مقاومت حرارتی دارد. ینیچون و ستکین (۱۶) پژوهشی راجع به ساختار طراحی‌های درخت مانند برای خودخنک‌کنندگی انجام دادند. وقتی طراحی از شعاعی به درختی تغییر می‌کند، افت فشار کاهش می‌یابد و ضریب جابجایی افزایش می‌یابد اما کانال‌های با سطح مقطع دایره‌ای آثار خنک‌کنندگی بیشتری در افت فشارهای پایین‌تر دارند. کانگ و همکاران (۱۷) پژوهشی راجع به طراحی ساختار خودخنک‌کاری چرخشی ماشین‌های مغناطیسی برای وسایل نقلیه الکتریکی انجام دادند. در این بررسی نشان داده شده‌است که ساختار خنک‌کننده پیشنهاد شده می‌تواند به طور مؤثر گردش هوا را در سوراخ‌های خروجی روتور افزایش داده و خنک‌سازی خوب و افت مقاومت هوای پایینی دارد. شی و همکاران (۱۸) پژوهشی راجع به رفتارهای یک خنک‌کننده جدید برای توربوپمپ‌های موشک‌ها انجام دادند. در این پژوهش یک طرح خنک‌کاری جدید که توسط نیروی گریز از مرکز اعمال می‌شود، برای مهار کردن افزایش دمای حلقه دوار با سرعت بسیار بالا در توربوپمپ موشک پیشنهاد شده‌است. نتایج پژوهش آن‌ها نشان می‌دهد در مقایسه با کاهش انتقال حرارت ناشی از کاهش دبی جرمی، افزایش انتقال حرارت ناشی از افزایش سرعت چرخشی، نقش غالب را در فرآیند خنک‌کاری ایفا می‌کند. یانگ و همکاران (۱۹) در پژوهشی برای حل مشکلات ناشی از افزایش دما و مصرف بالای برق در باتری‌هایی که به روش‌های قدیمی توسط مایعات خنک‌کننده، خنک‌سازی می‌شدند با الهام گرفتن از ساختار رگ‌های خونی انسان یک سیستم خنک‌کننده را پیشنهاد و نشان دادند که این سیستم عملکرد بهتری در دفع حرارت دارد. یکی از شاخص‌های مهم و اصلی در دستگاه‌های متفاوت آن

میکروکانال‌های برگشتی شعاعی به دلیل ماهیت متقارن آن‌ها سرعت انتقال حرارت را افزایش و حداکثر دما را کاهش داده‌است. سلیم‌پور و همکاران (۹) در پژوهشی به بهینه‌سازی عددی هندسه آوندهای خنک‌کاری پرداختند. در این مطالعه آن‌ها یک چاه حرارتی با میکروکانال‌هایی با سطح مقطع‌های مربع، دایره و مثلث متساوی‌الساقین در نظر گرفته و سپس قطر هیدرولیکی بهینه را برای این هندسه‌ها محاسبه کردند. نتایج نشان می‌دهند که میکروکانال مربعی بیشترین بازده را در بین سه هندسه مورد بررسی دارد و با افزایش اختلاف فشار دو سر کانال، نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. مظلومی و همکاران (۱۰) یک ساختار با مواد رسانای بسیار بالا را برای خنک‌سازی قطعات الکترونیکی مستطیلی شکل، بهینه‌سازی نموده‌اند. در این پژوهش ساختارهای مختلف با مواد بسیار رسانا برای خنک‌کاری بررسی شده و ساختار بهینه بدست آمده‌است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهند که ساختار بهینه با استفاده از شاخه‌های کناری موازی با کانال اصلی و همچنین افزایش ضخامت کانال اصلی بدست می‌آید. دانشی و همکاران (۱۱) به بررسی ساختار درختی شکل در مقیاس میکرو و نانو برای خنک‌کاری قطعات الکترونیکی دایره‌ای شکل پرداخته‌اند. در این پژوهش برای خنک‌سازی قطعات الکترونیکی از ساختارهای درختی شکل در مقیاس نانو و میکرو استفاده و نشان داده شده‌است که چگونه می‌توان یک توزیع درختی را در مقیاس کوچک بهینه کرد و سپس برای مقیاس‌های بزرگتر استفاده نمود. قاعدامینی و همکاران (۱۲) در پژوهشی به بررسی تحلیلی و عددی یک صفحه دایره‌ای شکل با آوندهایی که از مرکز در راستای شعاع و تا یک فاصله خاص از مرکز صفحه امتداد دارند و سطح آوندها در حال تغییر است، پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که استفاده از آوندها با سطح مقطع متغیر، مقاومت حرارتی را کاهش می‌دهد. سلیم‌پور و همکاران (۱۳) بهینه‌سازی چاه حرارتی میکروکانال سه بعدی با سطح مقطع مثلثی، بیضی شکل و مستطیلی را انجام داده‌اند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که چاه حرارتی با مقطع مستطیلی و بیضی شکل دارای عملکرد مشابه هستند در حالی که چاه حرارتی با مقطع مثلثی عملکرد

و ماده تغییر فاز توسعه یافته است تا انرژی سرد را خارج از تونل‌ها ذخیره کند و کارایی خنک‌کنندگی هوا را داخل تونل‌ها بهبود بخشد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهند که سیستم خنک‌کننده پیشنهادی می‌تواند انرژی سرد را از ماده تغییر فاز آزاد کند تا دمای خروجی هوا را زیر ۴۰ درجه سلسیوس نگه دارد و کارایی انرژی و قابلیت اطمینان عملیات لوکوموتیو را افزایش دهد. شن و همکاران (۲۶) در مطالعه‌ای یک سینک حرارتی خودران نوین مبتنی بر فناوری پراکندگی حرارتی میکروکانال مینفولد جاسازی شده پیشنهاد دادند که از نیروی موئینگی به عنوان نیروی رانش برای جایگزینی پمپ استفاده می‌کند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهند که عرض تأثیر قابل توجه‌تری بر شار حرارتی حد نسبت به عمق دارد و با افزایش عمق، تأثیر عمق بر شار حرارتی کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران (۲۷) به بررسی تجربی عملکرد خنک‌کنندگی یک ژل هیبریدی جامد با خنک‌کنندگی تعرقی خودکار در دمای بالا پرداختند. نتایج آن‌ها نشان دادند که در میان ژل هیبریدی، کرنات آمونیوم و هیدروژل، ژل هیبریدی کارآمدترین خنک‌کنندگی سطح نمونه را با نرخ ۱۰/۶ درصد نشان داد. با توجه به بررسی‌های انجام شده، تاکنون مطالعه زیادی پیرامون خودخنک‌کننده‌های غیرترموالکترونیک انجام نشده است. در خودخنک‌کننده‌های ترموالکترونیک عموماً از یک فن یا مبدل حرارتی استفاده می‌شود و از گرمای اضافی موجود در سیستم برای تولید الکتروسیسته و در نتیجه تأمین توان لازم برای راه‌اندازی فن‌ها و یا حرکت سیال در مبدل حرارتی استفاده می‌شود. بنابراین سیستم‌های ترموالکترونیک نیاز به فضای لازم برای قراردادن دستگاه‌ها و قطعات مورد نیاز دارند و از طرفی ممکن است با به وجود آمدن کوچک‌ترین مشکل در یکی از قطعات نصب شده، به خوبی عمل نکنند و در نتیجه گرمای اضافی باعث خرابی و ازکارافتادن سیستم خنک‌کننده و سپس وارد شدن آسیب به تراشه‌های الکترونیک و قطعات آن شود. با توجه به معایب و پیچیدگی سیستم‌های خودخنک‌کننده ترموالکترونیک، در پژوهش سجادی و سلیم پور (۲۸) یک سیستم خودخنک‌کن جدید معرفی و جریان سیال آرام به صورت تحلیلی در آن بررسی شده است.

است که بتواند بدون صرف انرژی خارجی، انرژی لازم برای خنک‌سازی قطعات مورد نیاز را فراهم کند - که به آن خودخنک‌کنندگی گفته می‌شود- و این انرژی می‌تواند مایع خنک‌کننده را در کانال‌های جریان و یا فن را به حرکت درآورد. استفاده از خنک‌کن‌های ترموالکترونیک روش دیگری است برای خنک‌کاری قطعات الکترونیکی که در پژوهش‌های بسیاری مورد بررسی قرار گرفته است (۲۰). مارتینز و همکاران (۲۱) در پژوهشی به بررسی خودخنک‌کننده‌های ترموالکترونیک برای دستگاه‌های الکترونیکی پرداختند. این پژوهش؛ به ترکیب مبدل‌های حرارتی لوله‌ای و خودخنک‌کننده‌های ترموالکترونیک و نحوه کاربرد آن‌ها در خنک‌کردن وسایل الکترونیک می‌پردازد. شهری و صابر (۲۲) به بررسی تجربی استفاده از خنک‌کاری ترموالکترونیک برای تراشه‌های کامپیوتری پرداختند. این پژوهش بخشی از یک پروژه تحقیقاتی است که هدف نهایی آن توسعه ابزاری برای خنک‌کردن قطعات الکترونیکی است که شار حرارتی بالا و ناگهانی دارند و حداقل افزایش در توان کلی را سبب شود. لی و یوان (۲۳) در مطالعه‌ای یک سیستم خنک‌کننده خودتنظیم حساس به دما برای شارهای گرمایی ناموزون با توزیع نامتعارف معرفی و بررسی کردند. این سیستم پیشنهادی لی و یوان با ترکیب فناوری میکروسیالات، هیدروژل‌های هوشمند و مواد نانو ساختاری، یک راه‌حل خودتنظیم برای مدیریت حرارتی در تجهیزات الکترونیکی با شارهای گرمایی بالا و ناموزون ارائه می‌دهد. دانگ و همکاران (۲۴) به بررسی عددی یک سیستم خنک‌کاری تبخیری خودتنظیم پرداختند که از تغییر فاز مایع برای ایجاد مکانیزم خنک‌کاری خودکار استفاده می‌کند. مدل ارائه شده شامل یک صفحه متخلخل افقی بوده که سطح بالایی آن در معرض شار حرارتی قرار دارد و سطح پایینی آن از طریق میله‌های هادی به مخزن آب متصل است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهند که افزایش هدایت حرارتی و کاهش طول ساختار منجر به نرخ جریان جرمی بالاتر و اثر خنک‌کنندگی بهتر می‌شود. روا و همکاران (۲۵) یک سیستم خودخنک‌کننده مبتنی بر ذخیره انرژی سرد پیشنهاد دادند که در آن، یک مبدل حرارتی تغییر فاز بین هوا



شکل ۱. شماتیک کلی قطعه مورد بررسی در این پژوهش

خنک‌سازی، از آسیب رسیدن به قطعه، خرابی و از کار افتادگی آن جلوگیری کند و سپس به منظور دست یافتن به بهترین میزان خنک‌کاری و راندمان خودخنک‌کننده، تعداد کانال‌های موجود در قطعه بهینه‌سازی شده‌اند. این پژوهش که تاکنون مشابهی برای آن گزارش نشده، انجام شد و نتایج نشان‌دهنده کارایی سیستم خودخنک‌کننده پیشنهادی در خنک‌سازی قطعات الکترونیکی است. هدف از این پژوهش بررسی عددی رفتار جریان آشفته در یک سیستم خودخنک‌کن غیرفعال و تحلیل اثر محل شار حرارتی و تعداد کانال‌ها بر عملکرد خنک‌کاری است.

۲- هندسه مسأله

قطعه در نظر گرفته شده با سطح مقطع مستطیلی شکل بوده و ابعاد آن ثابت فرض می‌شود (ابعاد قطعه 560×370 میلی‌متر مربع فرض شده‌است). کانال‌هایی در این قطعه برای جریان مایع خنک‌کننده تعبیه شده‌اند. برای بررسی ساختار، آوندها را به صورت کانال‌های موازی در نظر گرفته شده است (شکل ۱). کانال‌های درون قطعه به دو دسته کانال‌های فعال و غیرفعال تقسیم می‌شوند. کانال‌های فعال کانال‌هایی هستند که

در حل تحلیلی به منظور حل جریان درون قطعه، فرضیات و ساده‌سازی‌هایی نیز در نظر گرفته شده که باعث ساده‌تر شدن حل شود؛ اما این فرضیات سبب می‌شود تا نتایج با آنچه که در واقعیت وجود دارد فاصله پیدا کند. به منظور حل دقیق جریان درون قطعه پژوهش سجادی و سلیم‌پور به صورت عددی حل شده است. جریان آشفته در کانال‌ها نه تنها تأثیر زیادی روی انتقال جرم و مواد دارد، بلکه نقش اساسی در انتقال حرارت نیز ایفا می‌کند. در جریان‌های آشفته، حرکات نامنظم ذرات سیال باعث می‌شود که انتقال حرارت از سطح به سیال و بالعکس افزایش یابد. این امر به دلیل افزایش تبادل گرما بین لایه‌های مختلف سیال صورت می‌گیرد. نتیجه این امر، ایجاد عملکرد بهتری در سیستم‌های گرم‌کننده و خنک‌کننده است (۲۹). در این پژوهش با توجه به اثرات جریان آشفته در افزایش انتقال حرارت و خنک‌کاری قطعات الکترونیکی، به بررسی جریان آشفته در سیستم خودخنک‌کن جدید غیرفعال پرداخته شده به نحوی که در صورت بروز اختلال در قطعه و اعمال شار گرمایی شدید در بخشی از قطعه، این سیستم قادر باشد به طور خودکار گرمای شدید را دفع کرده و ضمن پایین آوردن دمای ماکزیمم قطعه و

نمونه‌های مشابه با عملکرد دمایی میکروسوئیچ‌های حساس به دما در مقیاس میکرو وجود دارد (۲۳، ۲۶). فرض پاسخ آبی، برای کاهش پیچیدگی مدل در مطالعه CFD اتخاذ شده است.

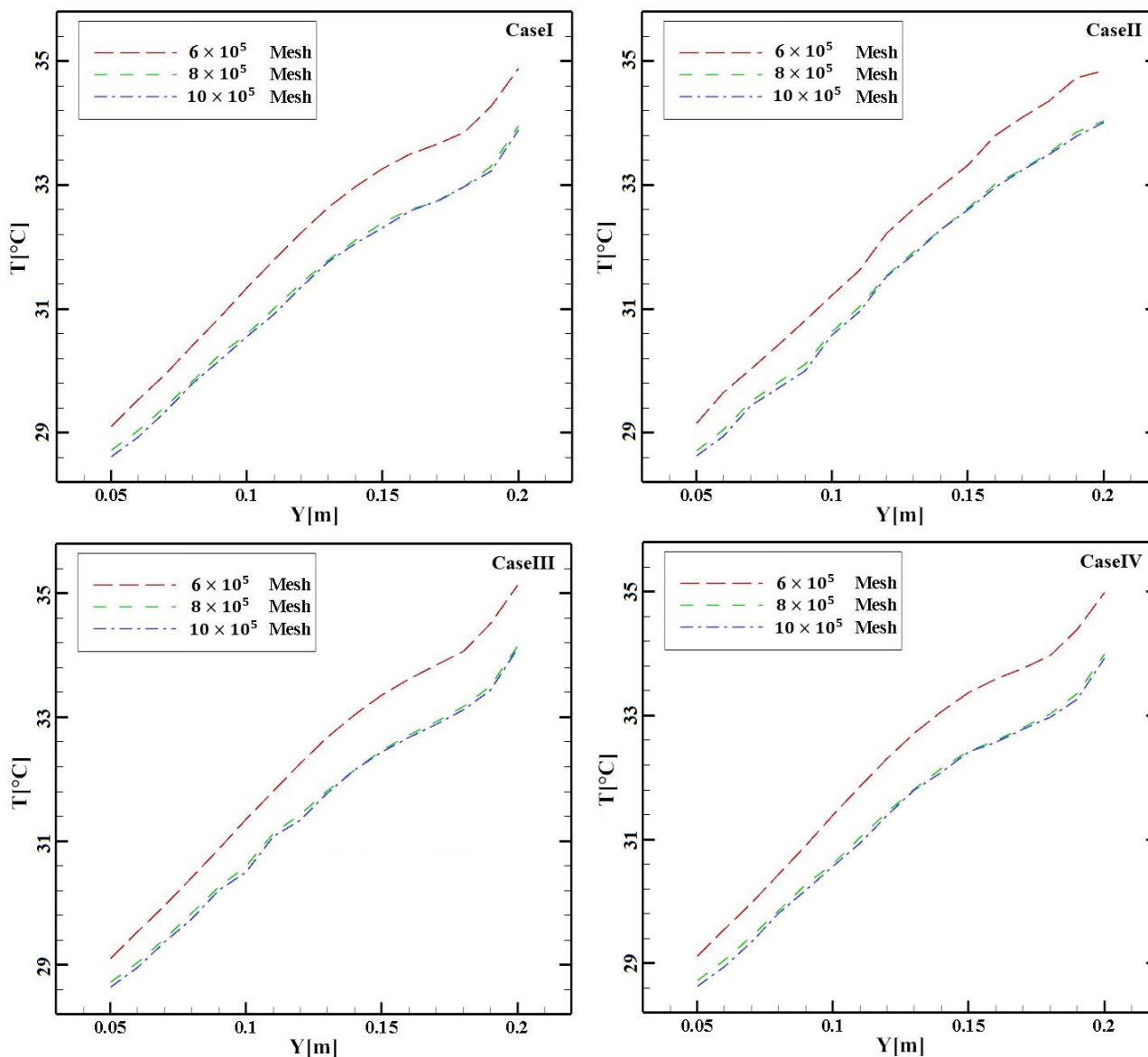
۳- شبکه‌بندی هندسه مورد مطالعه

در این پژوهش با توجه به ساختار متقارن و منظم قطعه و کانال‌ها و همچنین دقت و خطای کمتر شبکه‌های سازمان‌یافته در محاسبات، برای جریان آشفته از شبکه‌های منظم شش ضلعی استفاده شده است. به دلیل اینکه قطر کانال‌ها و ضخامت قطعه مورد بررسی کوچک است شبکه‌بندی در تمامی نواحی به صورت یکنواخت و ریز انجام شده است. با توجه به اینکه در نزدیکی دیواره (در زیرلایه آرام) از توابع دیوار استفاده شده است مقدار y^+ متوسط برای تمام دیواره‌ها حدود ۴۵-۳۵ است که در محدوده‌ی قابل قبول برای استفاده از مدل استاندارد $k-\epsilon$ قرار دارد. شبکه‌بندی به صورت منظم شش ضلعی با تراکم بالاتر در نواحی ورودی، خروجی و نزدیک دیواره‌ها انجام شده است. جهت بررسی استقلال نتایج از اندازه شبکه در نتایج حاصله برای جریان آشفته و همچنین برای هر کدام از نمونه‌های بررسی شده (چهار حالت بازشدگی مختلف)، سه شبکه متفاوت تولید شده است. این شبکه‌ها به صورت درشت، متوسط و ریز هستند. برای حالت‌های مختلف بازشدگی قطعه و شبکه‌های متفاوت ضریب اصطکاک متوسط قطعه محاسبه شده و با یکدیگر مقایسه شده است (جدول ۱). علاوه بر ضریب اصطکاک متوسط برای ارزیابی استقلال حل از تعداد شبکه، از نمودار دما در یک مقطع از کانال و در راستای کانال استفاده شده که پس از بررسی‌های انجام شده همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شده، شبکه‌بندی با تعداد 8×10^5 شبکه برای جریان آشفته مناسب تشخیص داده شده است. زیرا همان‌طور که نتایج جدول ۱ و نمودارهای رسم شده در شکل ۲ نشان می‌دهند، اختلاف نتایج این شبکه با نتایج حاصل از شبکه‌های با تعداد نقاط بیشتر ناچیز بوده است. سایر محاسبات با استفاده از این شبکه‌ها انجام شده است.

خنک‌کننده در آن‌ها جریان دارد درحالی‌که در کانال‌های غیرفعال سیال در حالت کارکرد عادی ساکن است و جریان ندارد. این کانال‌ها از یک سمت مسدود بوده از سمت دیگر به مجرای جمع‌آوری کننده سیال متصل هستند. چیدمان کانال‌های فعال و غیرفعال به گونه‌ای است که در دو سمت هر کانال فعال، دو کانال غیرفعال قرار دارد. همچنین در دو لبه عرضی صفحه نیز کانال غیرفعال قرار دارد. در این مجموعه کانال‌های غیرفعال در نقاط مشخصی توسط میکروتروستات‌هایی به کانال‌های فعال متصل شده‌اند و زمانی که دمای سیال در نقطه یا نقاطی از قطعه بالا رود میکروتروستات‌ها مسیر بین دو کانال فعال و غیرفعال را باز کرده سیال خنک‌کن وارد کانال‌های غیرفعال شده، خنک‌کاری در آن نقاط (نقاط با شار حرارتی بالا) افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است اگر سیال از همان ابتدا درون همه کانال‌ها جریان داشته‌باشد، با توجه به اینکه دبی حجمی سیال ورودی ثابت است، دبی حجمی در هر کانال کم شده و در نتیجه خنک‌کاری کلی قطعه کاهش یافته و دمای متوسط قطعه افزایش می‌یابد. حال آن که با تقسیم کانال‌ها به دو دسته فعال و غیرفعال، در حالت عادی، دبی در کانال‌های فعال افزایش یافته دمای کلی قطعه کاهش می‌یابد. سیال خنک‌کن درون مجراها آب و جریان سیال آشفته در نظر گرفته می‌شود. برای خنک‌کاری قطعه، حجم آوندها و حجم قطعه ثابت در نظر گرفته می‌شود. تعداد کل کانال‌های موجود در قطعه ۱۹ کانال است که از این تعداد، نه کانال فعال و ۱۰ کانال غیرفعال است. در قطعه مستطیلی چهار حالت مختلف مطالعه و بررسی شده است. در جریان آشفته، در حالت اول و دوم (FTI و FTII) محل اعمال شارحرارتی ناگهانی در فواصل ۲۰۰ و ۳۸۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم است. در حالت سوم و چهارم (FTIV و FTIII) بیش از یک نقطه با اعمال شار حرارتی زیاد در قطعه وجود دارد. در حالت سوم شارحرارتی اضافی در دو نقطه به فاصله‌های ۳۸۰ و ۲۰۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم و در حالت چهارم در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم و فاصله ۳۸۰ میلی‌متری از ابتدای کانال ششم، وارد می‌شود. این تروستات‌ها در حال حاضر در مرحله مفهومی هستند و

جدول ۱. نتایج مربوط به ضریب اصطکاک میانگین قطعه برای شبکه‌بندی‌های مختلف در جریان آشفته

جریان آشفته	6×10^5 شبکه	8×10^5 شبکه	10×10^5 شبکه
Case I	۰/۴۴	۰/۳۵	۰/۳۲
Case II	۰/۴۷	۰/۳۵	۰/۳۲
Case III	۰/۴۴	۰/۳۵	۰/۳۲
Case IV	۰/۴۳	۰/۳۵	۰/۳۲



شکل ۲. بررسی استقلال حل از شبکه برای جریان آشفته

۴- شرایط مرزی

در این پژوهش جریان سیال به صورت دائم، سه بعدی و آشفته مدل سازی شده است. سیال موجود در کانالها آب با خواص ثابت در دمای مرجع 300°K ، جدارهای کانالها از جنس سیلیکون با شرط مرزی عدم لغزش و بقیه سطوح با فرض عایق حرارتی در نظر گرفته شده است. خواص سیال (آب) و ماده (سیلیکون) در دمای مرجع ثابت فرض شده اند تا تمرکز بر عملکرد مکانیزم خودخنک کننده حفظ شود (تغییرات ویسکوزیته و هدایت حرارتی می تواند در دماهای بالا اندکی انحراف $(\sim 5\% - 3\%)$ ایجاد کند که در کارهای آینده لحاظ خواهد شد). در حل جریان درون کانالها شرط ورودی سرعت کاملاً توسعه یافته و شرط خروجی فشار خروجی با گرادیان صفر فرض شده است. برای بررسی عملکرد خودخنک کننده پیشنهادی در مقابل افزایش دمای ناگهانی در برخی از نقاط قطعه، فرض می شود ابتدا شار حرارتی یکنواختی $(850^{\circ}\text{W/m}^2)$ از طریق کف قطعه به آن اعمال می شود و سپس در یک قسمت از قطعه شار حرارتی ناگهانی زیادی به قطعه وارد شده که در نتیجه در همان قسمت ترموستاتها عمل کرده و مسیر بین کانالهای فعال و غیرفعال مجاورشان را باز می کنند و خنک سازی قطعه انجام شده و ماکزیمم دمای قطعه پایین می آید.

۵- اعتبارسنجی

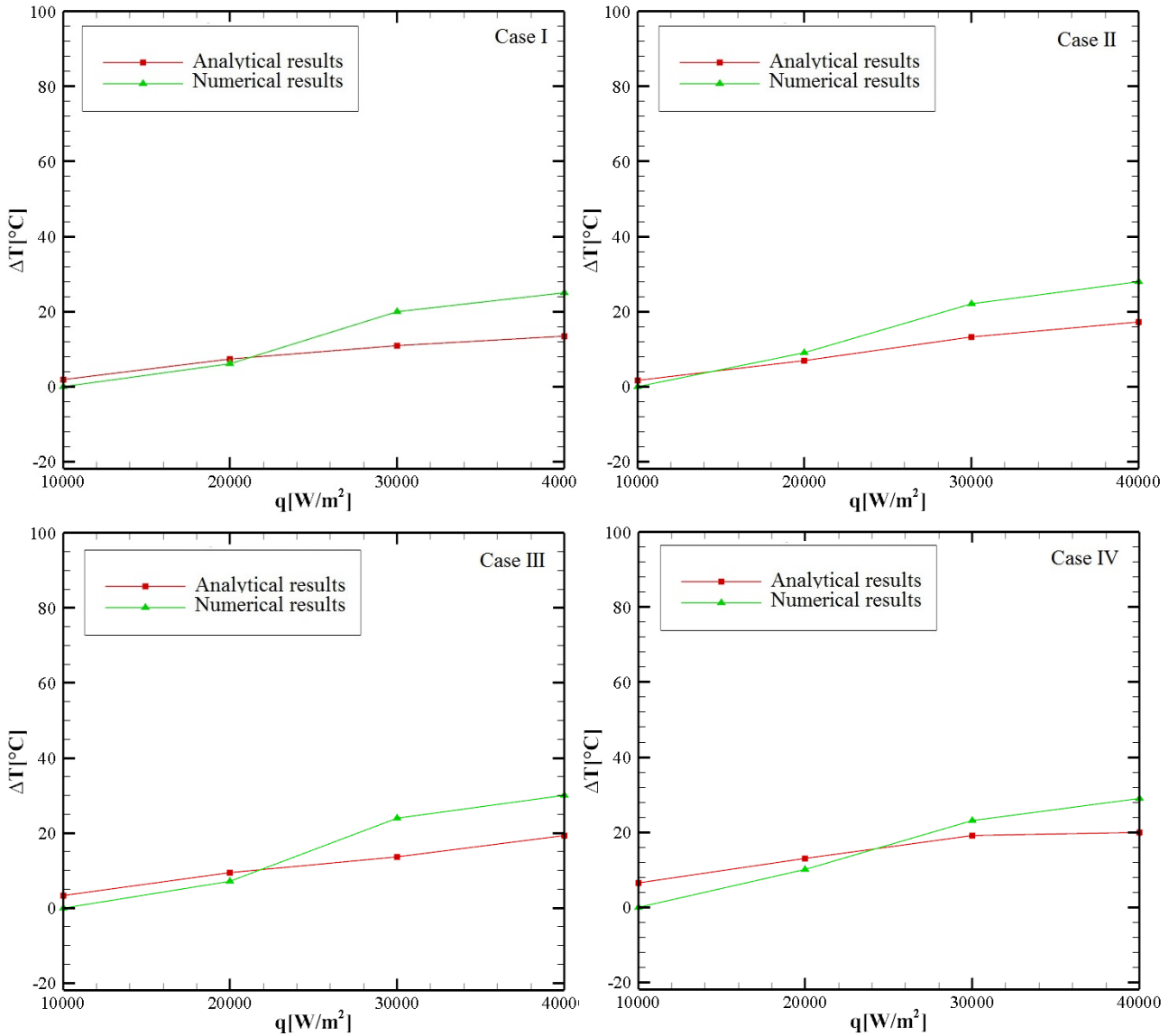
از آنجا که پژوهش مشابهی برای حالت جریان آرام و حالت جریان آشفته برای مقایسه نتایج وجود نداشت؛ فقط حل تحلیلی جریان آرام در هندسه ای مشابه در پژوهش سجادی و سلیم پور برای مقایسه؛ انتخاب شد (۲۸). جریان آرام در این پژوهش نیز بررسی شده و نتایجی که از حل عددی جریان آرام در این پژوهش بدست آمده با نتایج حل تحلیلی جریان آرام در پژوهش مذکور مقایسه شده است. حداکثر کاهش دمای قطعه هنگام فعال شدن ترموستاتها به عنوان متغیر مقایسه انتخاب شده است. مقایسه ی نتایج حل تحلیلی و عددی موجود در شکل ۳ ارائه

شده است که در آن روند مشابه و توافق خوبی مشاهده می شود. حداکثر اختلاف بین نتایج 10% است که به فرضیات در روش حل تحلیلی برمی گردد.

هدف از مقایسه با حل تحلیلی جریان آرام، صرفاً کنترل صحت همگرایی عددی -نه اعتبار فیزیکی مدل آشفته- بوده است. به دلیل عدم وجود داده تجربی برای هندسه حاضر، اعتبارسنجی ثانویه با نتایج مرجع (۳۰) برای جریان آشفته در کانال مشابه انجام شده و خطای میانگین دمای بیشینه کمتر از 6% است.

۶- نتایج

به منظور حل دقیق جریان درون قطعه جریان درون قطعه به صورت عددی حل شده است. حل عددی جریان درون قطعه با استفاده از نرم افزار فلونت بررسی شده است. در حل عددی با استفاده از نرم افزار فلونت، افزایش همگرایی و دقت نتایج از روش بالادست مرتبه دوم در معادلات مومنتم و انرژی استفاده شده، معیار همگرایی معادله پیوستگی، مومنتم و انرژی به ترتیب برابر با 10^{-5} ، 10^{-5} و 10^{-8} در نظر گرفته شده است. تاکنون مدل های آشفتگی زیادی ارائه شده اند که هر کدام برای جریانها و نواحی خاصی کاربرد دارند. مهم ترین و پرکاربردترین مدل های دو معادله ای، مدل های $k-\epsilon$ و $k-\omega$ هستند. مدل آشفتگی $k-\omega$ برای شبیه سازی جریانهای داخلی عدد رینولدز پایین یک مدل کارا است و مدل $k-\epsilon$ استاندارد بیشترین کاربرد را در بین مدل های آشفتگی دو معادله ای دارد. قدرتمندی، اقتصادی بودن محاسبات و داشتن دقت قابل قبول در محدوده وسیعی از جریانهای آشفته باعث محبوبیت مدل $k-\epsilon$ استاندارد در مسائل صنعتی و انتقال حرارت شده است (۳۱). محققین زیادی از گذشته تاکنون در پژوهش های خود و در زمینه های مختلف از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استفاده کرده اند. کیو و همکاران (۳۰) برای مطالعه جریان و انتقال حرارت در مجراهای خنک کننده داخلی با مقاطع غیردایره ای از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استفاده کردند.



شکل ۳. مقایسه بین نتایج حل تحلیلی و حل عددی

نیست، از این رو استفاده از مدل $k-\varepsilon$ استاندارد منطقی تر و کارآمدتر است.

عدد پراکتل استفاده شده در این پژوهش $7/1$ و معادلات مربوط به مدل $k-\varepsilon$ استاندارد عبارتند از:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_T / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_T / \sigma_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (3)$$

نتایج عددی و آزمایشگاهی آن‌ها تطابق خوبی با یکدیگر را نشان می‌دهند. مدل $k-\varepsilon$ استاندارد به دلیل پایداری عددی، هزینه محاسباتی پایین و دقت قابل قبول در محدوده وسیعی از جریان‌های داخلی آشفته انتخاب شده است. همچنین این مدل در شبیه‌سازی‌های مشابه مربوط به خنک‌کاری کانال‌های میکرو مانند (7، 29 و 30) استفاده شده و تطابق خوبی با داده‌های تجربی نشان داده است. در پژوهش حاضر هدف اصلی بررسی رفتار عمومی سیستم خودخنک‌کننده پیشنهادی بوده، تحلیل دقیق جزئیات میدان آشفته‌گی در نزدیکی دیواره مورد نظر

است. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، با باز شدن ترموستات‌ها و خنک‌سازی قطعه، دما کاهش زیادی داشته و با افزایش شارحرارتی ناگهانی ثابت بوده و تغییری ندارد که این امر کارایی این سیستم خنک‌کننده جدید را در جریان آشفته نشان می‌دهد. در جریان آشفته با اعمال شار حرارتی ناگهانی در نقطه‌ای که به ورودی کانال نزدیک‌تر باشد، ترموستات‌ها در فاصله‌ای نزدیک‌تر به ورودی کانال فعال باز شده و در نتیجه طول بیشتری از کانال غیرفعال به فعال تبدیل شده و با توجه به نرخ انتقال حرارت زیاد در جریان آشفته، تبادل حرارت بیشتری در قطعه صورت گرفته است و در نتیجه دمای ماکزیمم قطعه کاهش بیشتری خواهد داشت. این نتایج برای حالت FTII در شکل ۴ نیز نشان داده شده‌است. در این حالت ترموستات‌ها در فاصله بیشتری از ورودی کانال دوم نسبت به حالت FTI باز شده‌اند؛ در نتیجه ماکزیمم دمای قطعه در حالت ترموستات باز نسبت به حالت ترموستات بسته، برای شار حرارتی ۲۱۲۵۰ وات برترمربع، کاهشی برابر با ۵۲ درجه سانتیگراد دارد که ۴ درجه نسبت به حالت FTI افت دمای کمتری است.

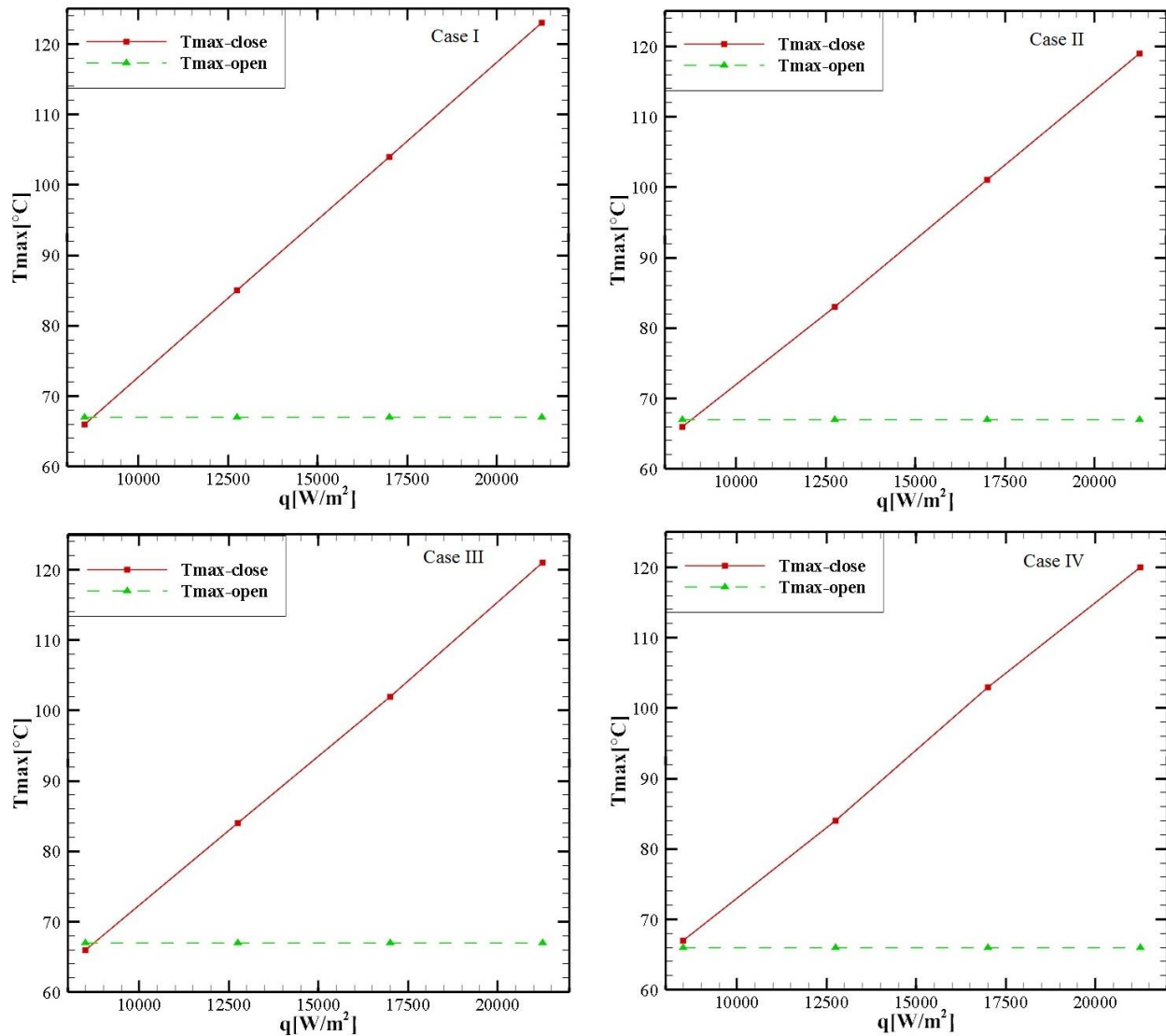
در شکل ۴ ماکزیمم دمای حالت ترموستات باز و بسته و برای حالت FTIII نیز با یکدیگر مقایسه شده‌است. در این حالت با وجود افزایش شار حرارتی در دو نقطه درون کانال، خنک‌سازی خوبی صورت گرفته و حداکثر دمای جسم برای شار حرارتی ۲۱۲۵۰ وات برترمربع، ۵۴ درجه کاهش یافته‌است. این کاهش دمای قابل ملاحظه، نشان‌دهنده اهمیت و کارایی سیستم خنک‌کننده جدید است.

در شکل ۴ عملکرد سیستم خنک‌کننده جدید در حالت FTIV نیز بررسی شده‌است. با توجه به شکل ۴ کاهش ماکزیمم دمای قطعه زیاد بوده و مقداری برابر با کاهش دمای ماکزیمم قطعه در حالت FTIII دارد. این کاهش برای شار حرارتی ۲۱۲۵۰ وات برترمربع ۵۴ درجه سانتیگراد است. با مقایسه حالت‌های مختلف شکل ۴ می‌توان گفت، در جریان آشفته روند تغییرات ماکزیمم دمای سطح در حالت ترموستات باز و بسته شبیه بوده و با افزایش شار حرارتی ناگهانی در قطعه، عملکرد سیستم خنک‌سازی

$\omega = \varepsilon / (C_{\mu} k)$, $l = C_{\mu} k^{3/2} / \varepsilon$, $\nu_T = C_{\mu} k^2 / \varepsilon$ (۴)
در روابط ۱ تا ۴، ν_T ویسکوزیته گردابی بر حسب مترمربع بر ثانیه، k انرژی جنبشی جریان آشفته بر حسب مترمربع بر مجذور ثانیه، ε نرخ اضمحلال بر حسب متر مربع بر ثانیه به توان سه، U سرعت سیال بر حسب متر بر ثانیه، ν ویسکوزیته سینماتیکی بر حسب مترمربع بر ثانیه، τ_{ij} مولفه‌های تانسور تنش رینولدز بر حسب مترمربع بر مجذور ثانیه، ω نرخ اضمحلال مخصوص بر حسب یک تقسیم بر ثانیه و l مقیاس طولی آشفته بر حسب متر هستند. ضرایب C_{μ} ، $C_{\varepsilon 2}$ ، $C_{\varepsilon 1}$ و σ_K و σ_ε ضرایب ثابت این مدل آشفته‌گی هستند.

برای حل عددی جریان آشفته درون قطعه، ابتدا شار حرارتی یکنواخت و عادی ۸۵۰۰ وات برترمربع را به قطعه وارد کرده و سپس با اعمال سه شار گرمایی ۱۲۷۵۰، ۱۷۰۰۰ و ۲۱۲۵۰ وات برترمربع (۱/۵، ۲ و ۲/۵ برابر شار حرارتی حالت عادی) در مکان‌های مورد نظر آثار مربوط به افزایش شار حرارتی ناگهانی و خنک‌سازی سیستم خودخنک‌کننده پیشنهادی بررسی شده است. از طرفی آثار مربوط به محل اعمال این شار حرارتی ناگهانی نیز مشابه حل‌های قبل در چهار حالت مختلف مطالعه شده‌است. در حالت اول و دوم (FTI و FTII) محل اعمال شارحرارتی ناگهانی در فواصل ۲۰۰ و ۳۸۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم است. در حالت سوم و چهارم (FTIII و FTIV) بیش از یک نقطه با اعمال شار حرارتی زیاد در قطعه وجود دارد. در حالت سوم شار حرارتی اضافی در دو نقطه به فاصله‌های ۳۸۰ و ۲۰۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم و در حالت چهارم در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ابتدای کانال دوم و فاصله ۳۸۰ میلی‌متری از ابتدای کانال ششم، وارد می‌شود.

همان‌طور که انتظار می‌رود در جریان آشفته عدد ناسلت بالا است؛ در نتیجه میزان خنک‌سازی و کاهش دمای جسم زیاد است. شکل ۴ مقایسه دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات باز و بسته را برای جریان آشفته و حالت‌های مختلف بازشدگی (FTI-FTIV) نشان می‌دهد. کاهش دمای ماکزیمم قطعه در حالت FTI برای شار حرارتی ۲۱۲۵۰ وات برترمربع، ۵۶ درجه سانتیگراد



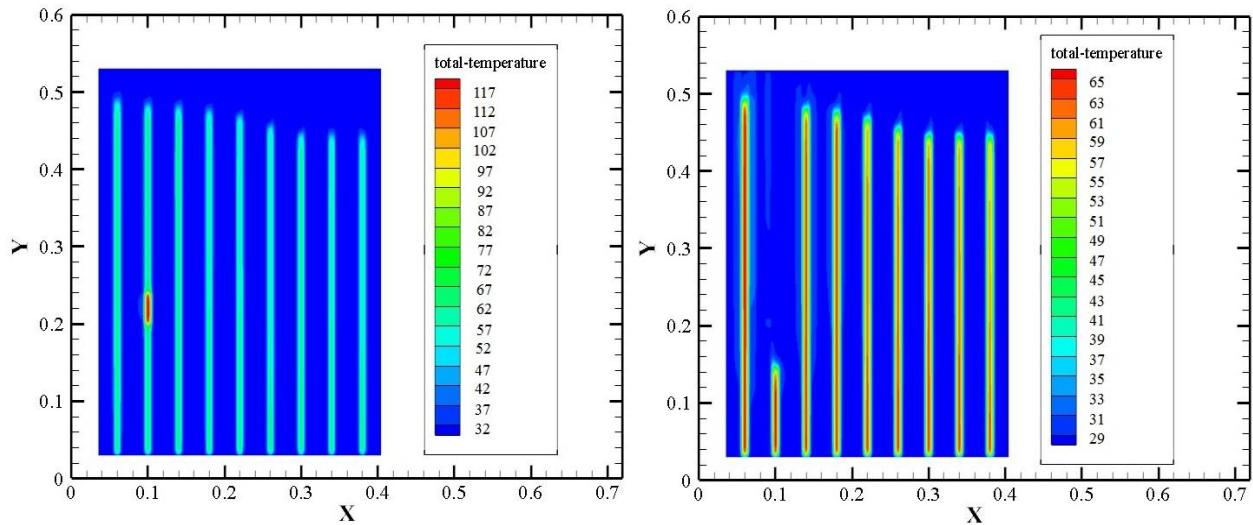
شکل ۴. مقایسه تغییرات دمای بیشینه در حالت‌های FTI-FTIV

گرفته‌است و دمای قطعه کاهش بیشتری خواهد داشت. ماکزیمم دمای سطح در این حالت و در شارحرارتی 21250 وات بر مترمربع برابر 67 درجه سانتیگراد و مربوط به دمای سطح در جاهایی است که کانال‌های بسته قرار دارند. این مطالب در شکل ۵ که کانتور دمای سطح مربوط به حالت ترموستات باز و FTI را نشان می‌دهد، نیز دیده می‌شوند. کاهش دمای سطح از 123 به 67 درجه سانتیگراد در این حالت نیز نشان دهنده قابلیت و توانایی سیستم خنک‌کننده جدید است. مقایسه با سامانه‌های خودخنک‌کن ترموالکتریک (۲۱) و خنک‌کننده‌های درختی

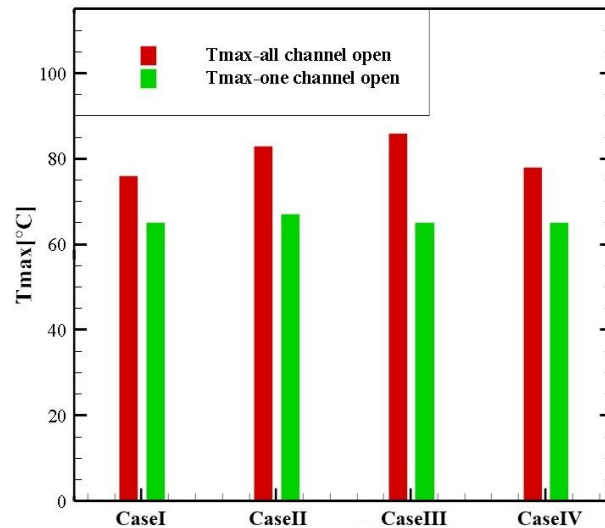
بهرتر شده و دمای قطعه تا دمایی در حد دمای حالت ترموستات بسته کم شده‌است و سپس ثابت باقی می‌ماند.

شکل ۵ کانتور دمای سطح را برای جریان آشفته، حالت FTI و شار حرارتی 21250 وات بر مترمربع نشان می‌دهد. ماکزیمم دمای قطعه در شار حرارتی 21250 وات بر مترمربع 123 درجه سانتیگراد و مربوط به نقاط با شار حرارتی ناگهانی است.

با باز شدن ترموستات در محل افزایش شارحرارتی دبی جرمی در این کانال افزایش یافته و قسمت بیشتری از کانال غیرفعال به فعال تبدیل شده و خنک‌سازی بیشتری صورت



شکل ۵. کانتور دما برای حالت ترموستات بسته و ترموستات باز، جریان آشفته و حالت FTI



شکل ۶. مقایسه دمای بیشینه در سیستم خودخنک کننده پیشنهادی در حالت باز بودن همه کانال‌های قطعه

تعدادی از کانال‌ها فعال و تعدادی دیگر غیرفعال باشند و حالت دوم زمانی است که همه کانال‌های درون قطعه فعال باشند. این محاسبات برای حالت‌های مختلف FTI، FTII، FTIII و FTIV انجام شده و نتایج بدست آمده در شکل ۶ آمده است. با توجه به نمودارهای موجود در شکل ۶ می‌توان گفت، در حالتی که همه کانال‌ها درون قطعه باز باشند، با توجه به ثابت بودن دبی حجمی سیال، دبی حجمی هر کانال کم شده و در نتیجه میزان خنک‌کنندگی سیال در هر کانال کاهش می‌یابد و دمای ماکزیمم

غیرفعال (۷) و (۱۳) انجام شد. نتایج نشان می‌دهد که سیستم پیشنهادی در جریان آشفته تا ۳۵٪ کاهش بیشتر در دمای بیشینه دارد و بدون نیاز به توان خارجی؛ ضریب PEC حدود ۱/۴ برابر نسبت به ساختارهای درختی مرسوم بیشتر است.

۷- اهمیت سیستم پیشنهادی

در این قسمت دو حالت مختلف در نظر گرفته شده و به بررسی جریان درون قطعه پرداخته شده است. حالت اول زمانی است که

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (5)$$

در رابطه ۵، Nu و f به ترتیب عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک هستند. پارامترهای دارای زیرنویس صفر برای حالت مرجع یعنی زمانی است که در قطعه ۱۹ کانال فعال و غیرفعال وجود دارد.

رابطه عدد ناسلت متوسط با ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط عبارتست از: (۳۵)

$$Nu = \frac{\bar{h}D_h}{K} \quad (6)$$

$$\bar{h} = \frac{q''_{max}}{(T_{max}-T)} \quad (7)$$

در رابطه ۶، \bar{h} ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط سیال و D_h قطر هیدرولیکی مجرا و K ضریب انتقال حرارت هدایتی جسم هستند.

در رابطه ۷، q''_{max} بیشترین شارحرارتی وارد شده به قطعه، T_{max} ماکزیمم دمای قطعه در اثر اعمال شارحرارتی ناگهانی و T دمای اولیه قطعه هستند.

برای محاسبه افت فشار در یک مجرا از رابطه ۸ استفاده می شود.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right) \quad (8)$$

و در نتیجه ضریب اصطکاک از رابطه ۹ بدست می آید.

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{L \rho U^2} \quad (9)$$

در روابط ۸ و ۹، ΔP افت فشار (اختلاف فشار جریان در ورودی و خروجی قطعه)، f ضریب اصطکاک، L طول کانالها، D_h قطر هیدرولیکی در ورودی قطعه، ρ چگالی سیال و U سرعت متوسط جریان در ورود به قطعه هستند.

در نتیجه با استفاده از روابط ۵ تا ۹ ضریب ارزیابی عملکرد را می توان به صورت زیر محاسبه نمود.

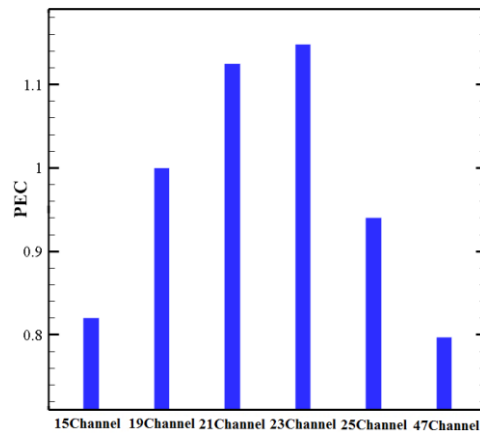
$$PEC = \frac{\bar{h}/\bar{h}_0}{(\Delta P/\Delta P_0)^{1/3}} \quad (10)$$

قطعه زیاد می شود که این دمای ماکزیمم برای حالت های مختلف FTI، FTII، FTIII و FTIV به ترتیب ۷۶، ۸۳، ۸۶ و ۷۸ درجه سانتیگراد هستند. اما اگر تعدادی از کانال ها فعال و تعداد دیگری غیرفعال باشند، دبی حجمی هر کانال افزایش یافته و در صورتی که شار حرارتی ناگهانی در نقطه ای از قطعه رخ دهد، در همان قسمت از کانال مسیر بین کانال فعال و غیرفعال باز شده و دبی جرمی بیشتری به آن کانال وارد شده و خنک سازی در آن قسمت از قطعه افزایش یافته و دمای ماکزیمم قطعه کاهش می یابد که این دمای ماکزیمم برای حالت های مختلف FTI، FTII، FTIII و FTIV به ترتیب ۶۵، ۶۷، ۶۵ و ۶۵ درجه سانتیگراد هستند. این امر اهمیت استفاده از سیستم خودخنک کننده پیشنهادی در میزان خنک سازی قطعه را به خوبی بیان می کند.

۸- بهینه سازی

در قسمت های قبل انواع جریان درون قطعه، آثار مربوط به افزایش شار حرارتی، محل اعمال شار حرارتی و محل بازشدگی ترموستات ها در قطعه بررسی شده است. در این قسمت به منظور افزایش انتقال حرارت و خنک سازی بیشتر قطعه، بهینه سازی قطعه با تغییر تعداد کانال های فعال و غیرفعال موجود در آن انجام شده است.

در بهینه سازی تعداد کانال های فعال و غیرفعال، حالتی که بیشترین انتقال حرارت و کمترین مقدار افت فشار وجود داشته باشد؛ حالت مطلوب خواهد بود. برای رسیدن به این حالت و بررسی خنک کاری قطعه می توان از معیار ارزیابی عملکرد یا عدد بدون بعد PEC استفاده کرد. تعاریف مختلفی برای معیار ارزیابی عملکرد وجود دارد از جمله هانگ و همکاران (۳۲)، وانگ و همکاران (۳۳) و تارگوی و همکاران (۳۴) که در پژوهش خود از رابطه ۵ استفاده کرده اند و در پروژه حاضر نیز از این تعریف استفاده شده است.



شکل ۷. ضریب ارزیابی عملکرد خودخنک کن غیرفعال

جدول ۲. نتایج مربوط به بهینه سازی جریان درون قطعه

تعداد کل کانالها	D_h (mm)	$\bar{h} \left(\frac{W}{m^2K} \right)$	ΔP (Pa)	PEC
۱۵	۱۲/۸	۴۵۴/۵۵	۱۲۰۷/۸۳	۰/۸۲
۱۹	۱۰	۵۵۵/۵۶	۱۲۱۴/۵۶	۱
۲۱	۹	۶۲۵/۰۰	۱۲۳۳/۲۵	۱/۱۳
۲۳	۸/۲	۶۴۵/۱۶	۱۲۵۸/۴۵	۱/۱۵
۲۵	۷/۶	۵۲۶/۳۲	۱۲۴۲/۲۲	۰/۹۴
۴۷	۴	۴۷۶/۱۹	۱۵۱۱/۹۰	۰/۷۸

می یابد و نسبت انتقال حرارت به افت فشار نیز تا حالتی که ۲۳ کانال در نظر گرفته شده است، افزایش می یابد. وقتی تعداد کانالها از ۲۳ کانال بیشتر شود، قطر کانالها خیلی کم شده و انتقال حرارت و افت فشار بین ورودی و خروجی قطعه و نسبت انتقال حرارت به افت فشار قطعه نیز کاهش می یابد؛ که در نتیجه با افزایش تعداد کانالها از ۲۳ کانال به بالا، ضریب ارزیابی عملکرد خودخنک کن غیرفعال پیشنهادی کم شده و می توان قطعه با ۲۳ کانال را به عنوان حالت بهینه در نظر گرفت. ضریب ارزیابی عملکرد برای حالت FTI که با افزایش شار حرارتی ناگهانی و باز شدن ترموستات و خنک سازی قطعه، دمای ماکزیمم بیشترین کاهش را دارد، از ۰/۸۲ برای ۱۵ کانال شروع به افزایش می کند و در ۲۳ کانال به بیشترین مقدار یعنی ۱/۱۴ می رسد و دوباره کاهش می یابد و به ۰/۸۰ برای ۴۷ کانال می رسد.

برای محاسبه ضریب ارزیابی عملکرد فرض جریان آشفته با سرعت متوسط ورودی یک متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. با استفاده از نتایج حاصل از حل عددی و رابطه ۱۰ ضریب ارزیابی عملکرد سیستم خنک کاری جدید پیشنهادی محاسبه شده و نتایج آن در شکل ۷ و جداول ۲ و ۳ نشان داده شده است. برای بهینه سازی تعداد کانالهای خودخنک کن غیرفعال، حجم قطعه را ثابت فرض کرده و تعداد کانالها تغییر داده شده است. حالت مبنا را، قطعه با ۱۹ کانال فعال و غیرفعال فرض کرده و تعداد کل کانالها ۱۵، ۲۱، ۲۳، ۲۵ و ۴۷ کانال در نظر گرفته شده است. با توجه به ثابت بودن حجم قطعه، با افزایش تعداد کانالها، قطر آنها کاهش یافته و در تعداد بیشتری کانال فعال، جریان سیال برقرار است که در نتیجه انتقال حرارت افزایش یافته و خنک کاری قطعه بیشتر می شود. از طرفی با افزایش تعداد کانالها، افت فشار سیال بین ورود و خروج از قطعه نیز افزایش

جدول ۳. تغییرات دمای بیشینه و PEC برای حالت‌های مختلف (FTI-FTIV)

تعداد کل کانال‌ها	$\Delta T_{\max} (^{\circ}\text{C})$	PEC
۱۵	FTI	۰/۸۲
	FTII	۰/۷۹
	FTIII	۰/۹۱
	FTIV	۰/۸۱
۱۹	FTI	۱
	FTII	۱
	FTIII	۱
	FTIV	۱
۲۱	FTI	۱/۱۲
	FTII	۱/۱۵
	FTIII	۱/۰۵
	FTIV	۱/۱۳
۲۳	FTI	۱/۱۴
	FTII	۱/۱۸
	FTIII	۱/۰۵
	FTIV	۱/۱۵
۲۵	FTI	۰/۹۴
	FTII	۰/۹۳
	FTIII	۰/۹۷
	FTIV	۰/۹۴
۴۷	FTI	۰/۸۰
	FTII	۰/۷۷
	FTIII	۰/۸۶
	FTIV	۰/۷۹

مسیر بین کانال فعال و کانال غیرفعال مجاورشان را باز می‌کنند، قبل یا بعد از محل اعمال شار حرارتی ناگهانی باشند، آثار مربوط به این حالت‌ها نیز در این پژوهش بررسی شده است. برای این امر فاصله بین مرکز محل اعمال شار حرارتی ماکزیمم تا مرکز قسمت بازشدگی برابر با γ فرض شده است. γ ‌های مثبت برای حالت‌هایی است که بازشدگی ترموستات بعد از محل اعمال

۹- اثر فاصله منبع شار حرارتی ناگهانی تا بازشدگی ترموستات بر خنک‌کاری قطعه

از آنجا که در عمل، ممکن است محل اعمال شار حرارتی در همان محلی که ترموستات‌ها قرار دارند نباشد و ترموستات‌هایی که با زیاد شدن شار حرارتی در قسمتی از جسم عمل کرده و

جدول ۴. نتایج مربوط به γ های مختلف در قطعه با ۱۹ کانال

19 Channel	Close Thermostat	$\gamma = 0$	$\gamma = 35$	$\gamma = 55$	$\gamma = 95$	$\gamma = 175$
Tmax (°C)	۱۳۱	۶۲	۱۲۲	۱۲۸	۱۳۱	۱۳۱

جدول ۵. نتایج مربوط به γ های صفر و مثبت در قطعه با ۲۳ کانال

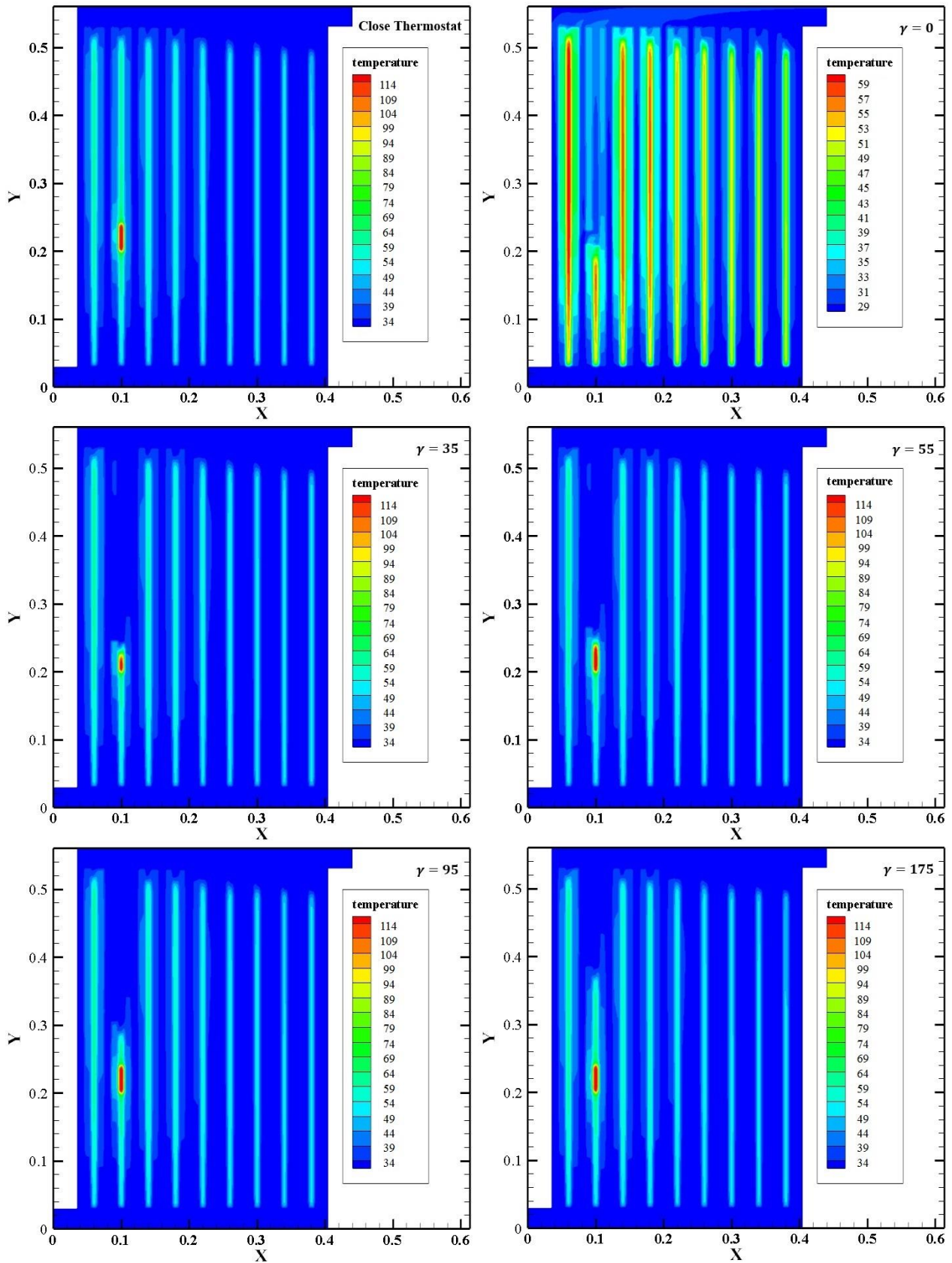
23 Channel	Close Thermostat	$\gamma = 0$	$\gamma = 45$	$\gamma = 65$	$\gamma = 105$	$\gamma = 185$
Tmax (°C)	۱۱۶	۶۴	۱۱۵	۱۱۶	۱۱۶	۱۱۶

جدول ۶. نتایج مربوط به γ های صفر و منفی در قطعه با ۲۳ کانال

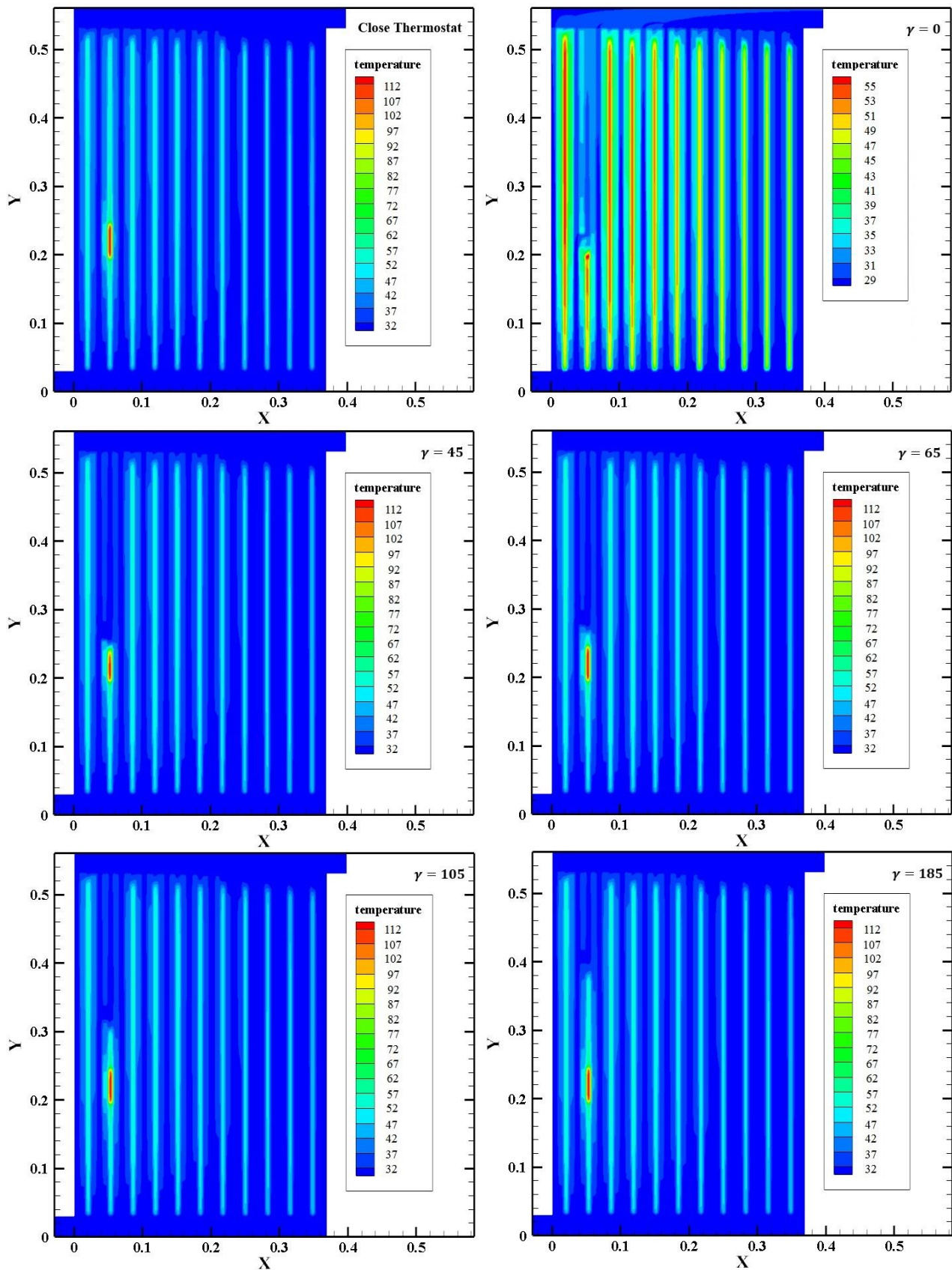
23 Channel	Close Thermostat	$\gamma = 0$	$\gamma = -35$	$\gamma = -40$	$\gamma = -200$	$\gamma = -400$
Tmax (°C)	۱۱۶	۶۴	۵۶	۵۶	۵۶	۵۶

به عنوان مثال برای حالتی که ۲۳ کانال در قطعه وجود دارد و برای حالت γ صفر، دمای ماکزیمم قطعه ۶۴ درجه سانتیگراد است که از دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات بسته یعنی ۱۱۶ درجه سانتیگراد کمتر است و این امر نشان دهنده خنک کاری خوبی با باز شدن کانال در قطعه است اما برای حالت های γ مثبت دمای قطعه ۱۱۵ و ۱۱۶ درجه سانتیگراد می شود که این امر نشان دهنده تأثیر ناچیز باز شدن ترموستات در خنک سازی قطعه است. برای حالت های γ منفی (یعنی در محلی قبل از محل اعمال شار حرارتی ناگهانی ترموستات ها باز شده اند) با باز شدن مسیر بین کانال های فعال و غیرفعال مجاورشان و فعال شدن کانال های غیرفعال، دمای ماکزیمم قطعه به خوبی کاهش می یابد. برای γ های منفی دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات باز از دمای ماکزیمم قطعه در حالت γ برابر صفر کمتر است. از طرفی در تمامی حالت های γ منفی، دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات باز یکسان است و این امر نشان می دهد که اگر در همان محل اعمال شار حرارتی ناگهانی و یا در محلی قبل از محل اعمال شار حرارتی ناگهانی ترموستات ها عمل کرده و مسیر بین کانال های فعال و کانال های غیرفعال مجاورشان را باز کنند، خنک سازی خوبی در قطعه صورت گرفته و دمای ماکزیمم قطعه به خوبی کاهش یافته و از وارد شدن آسیب و خسارت به قطعه جلوگیری خواهد شد.

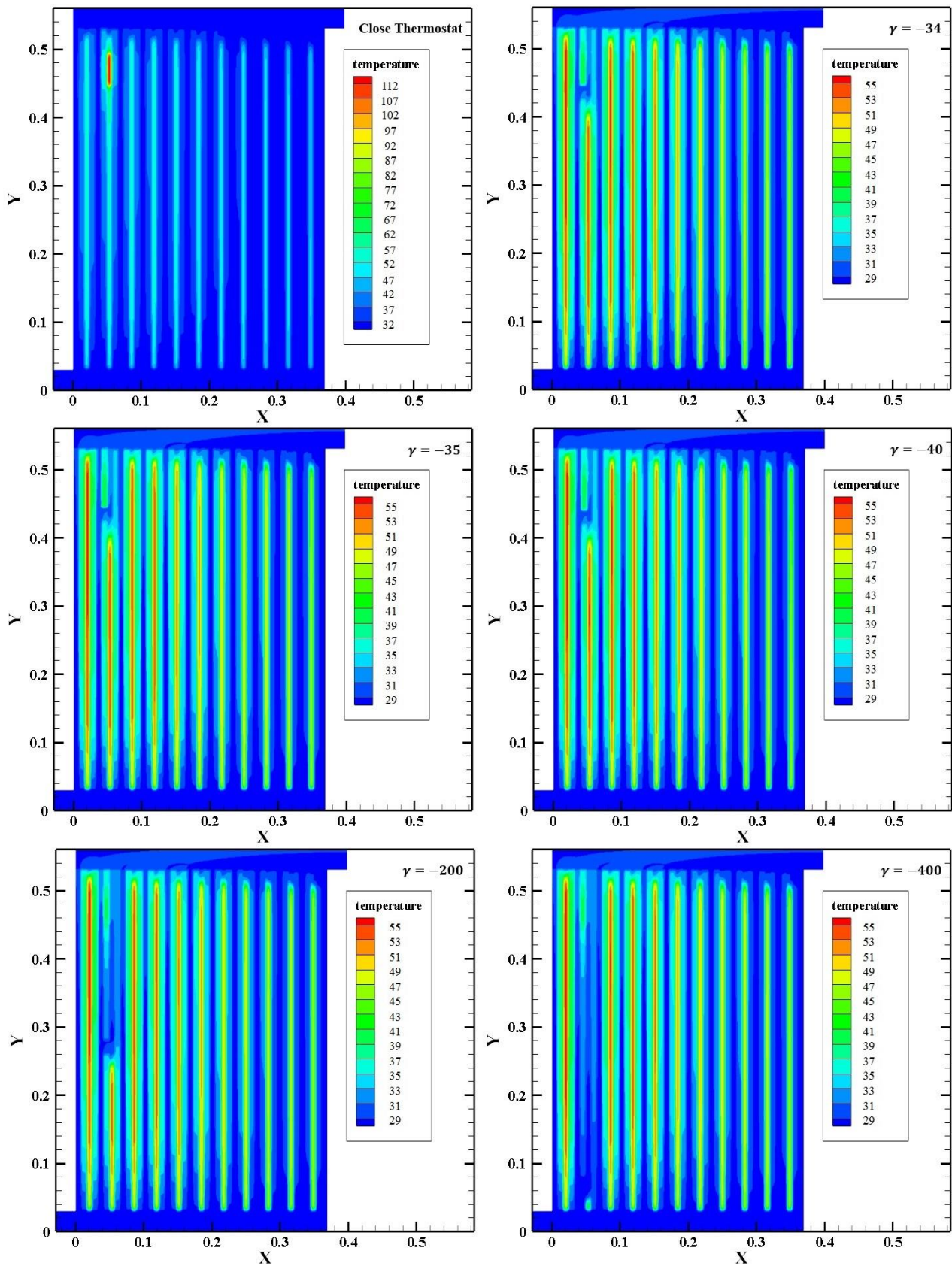
شار حرارتی ماکزیمم و ناگهانی قرار دارند و γ های منفی مربوط به حالت هایی است که قبل از محل اعمال شار حرارتی ماکزیمم ترموستات ها مسیر بین کانال فعال و کانال غیرفعال مجاورشان را باز کرده اند و در γ برابر صفر، در همان محل اعمال شار حرارتی ماکزیمم ترموستات ها قرار دارند و مسیر بین کانال فعال و غیرفعال مجاورشان را باز می کنند. محاسبات برای حالت مرجع یعنی قطعه با ۱۹ کانال و حالت بهینه یعنی قطعه با ۲۳ کانال و با اعمال شار حرارتی عادی ۵۰۰۰ وات بر مترمربع و شار حرارتی ناگهانی ۲۰۰۰۰ وات بر مترمربع و برای γ های مختلف انجام شده و نتایج آن ها در جداول ۴ تا ۶ آمده است. همان طور که از نتایج جداول ۴ تا ۶ مشاهده می شود، برای حالت های γ مثبت (یعنی در محلی بعد از محل اعمال شار حرارتی ناگهانی ترموستات ها باز شده اند) دمای ماکزیمم قطعه بیشتر از دمای ماکزیمم قطعه در حالتی است که در همان محل اعمال شار حرارتی ناگهانی ترموستات ها باز شده اند و این دمای ماکزیمم نزدیک به دمای قطعه در حالت ترموستات بسته است. یعنی اگر با ایجاد نقطه داغ در قطعه ترموستات هایی که بعد از آن نقطه داغ قرار دارند عمل کرده و مسیر بین کانال فعال و کانال غیرفعال مجاورشان را باز کنند، خنک کاری زیادی در قطعه صورت نگرفته و تأثیر چندانی در خنک سازی قطعه ندارند و ماکزیمم دمای قطعه بالا بوده که این امر ممکن است سبب از کار افتادگی قطعه شود.



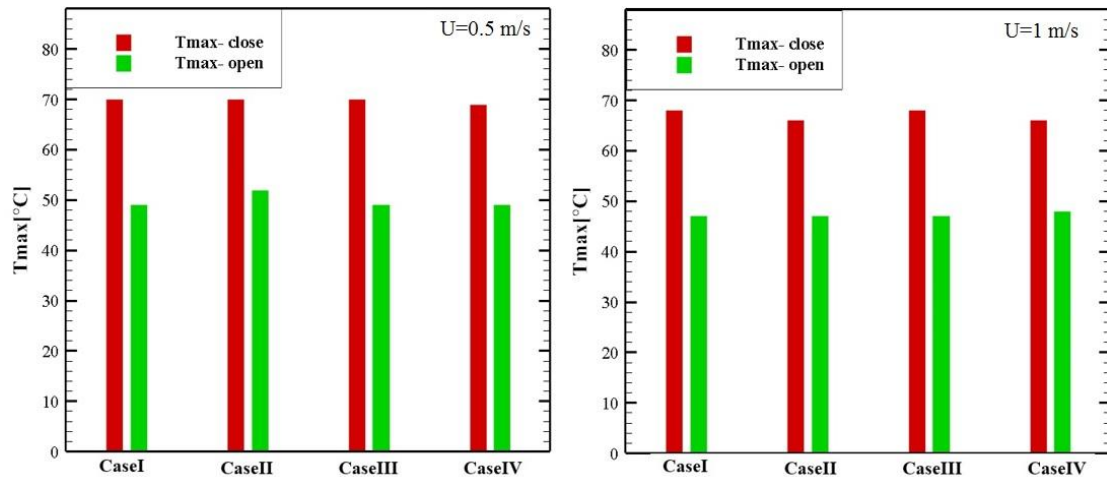
شکل ۸. کانتور دما درون قطعه با ۱۹ کانال و حالت‌های ترموستات بسته و ترموستات باز با γ های متفاوت



شکل ۹. کانتور دما درون قطعه با ۲۳ کانال و حالت‌های ترموستات بسته و ترموستات باز با γ های متفاوت

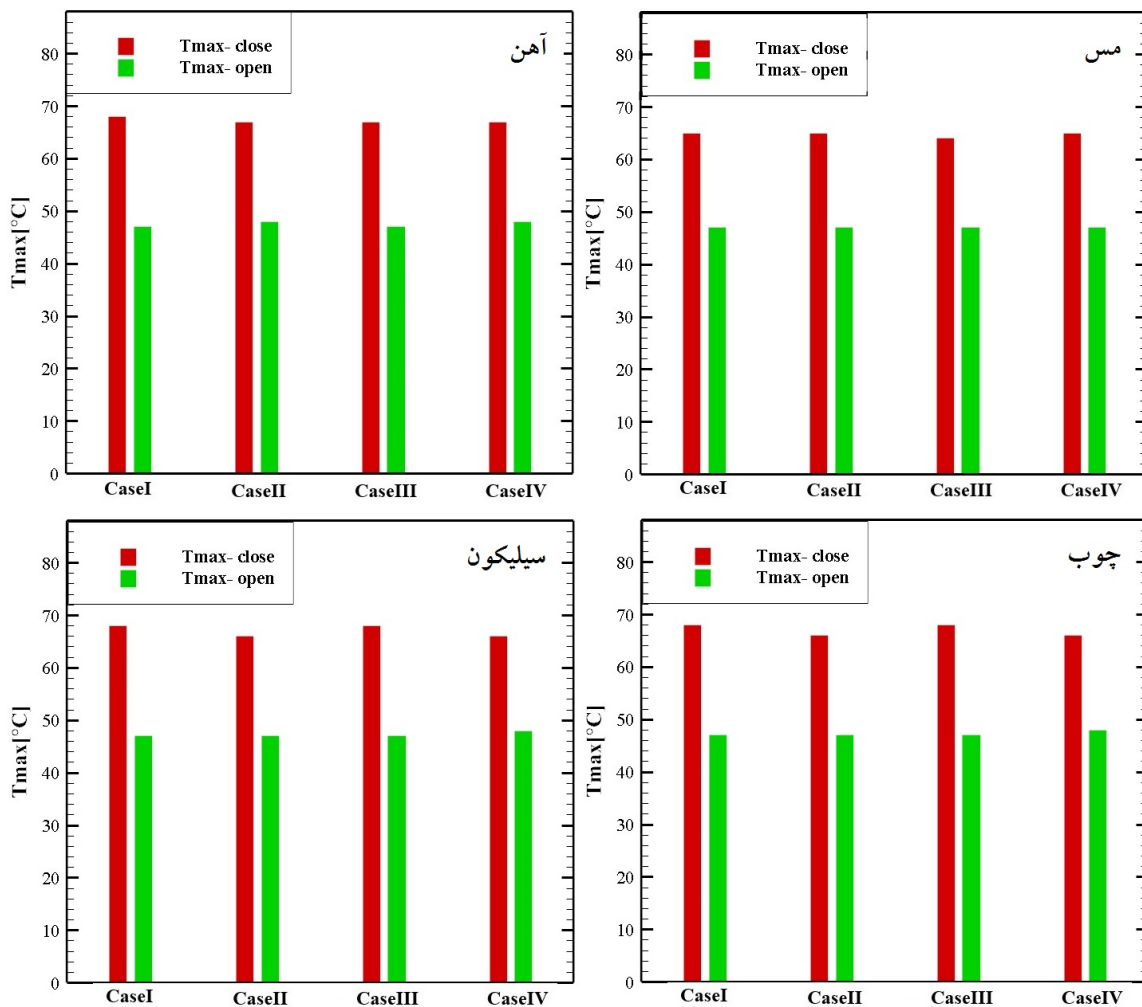


شکل ۱۰. کانتور دما درون قطعه با ۲۳ کانال و حالت‌های ترموستات بسته و ترموستات باز با γ های متفاوت



شکل ۱۱. تغییرات دمای ماکزیمم قطعه با جنس سیلیکون در حالت ترموستات باز و بسته و جریان آشفته با سرعت متوسط ورودی ۵٪ و ۱

متر بر ثانیه



شکل ۱۲. تغییرات دمای ماکزیمم قطعه با جنس های آهن، مس و چوب

جدول ۷. ضریب هدایت حرارتی مواد مختلف

چوب	مس	آهن	سیلیکون	ضریب هدایت حرارتی
۰/۱۷۳	۳۸۷/۶	۸۰/۲	۱۴۸	K(W/mK)

شده است. سیلیکون، آهن، مس و چوب هر کدام ضریب رسانایی حرارتی متفاوتی دارند (جدول ۷) و این امر در دمای قطعه تأثیر زیادی دارد. کمترین و بیشترین ضریب رسانایی حرارتی در این مواد به ترتیب مربوط به چوب و مس است و ضریب رسانایی حرارتی سیلیکون از آهن بیشتر است. شکل ۱۲ تغییرات دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات باز و بسته و برای حالت‌های مختلف بازشدگی در قطعه با جنس‌های متفاوت را نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل دیده می‌شود، هر چه جسم ضریب رسانایی حرارتی بالاتری داشته باشد، با اعمال شار حرارتی در کف قطعه و شار حرارتی ناگهانی در نقاط مختلف آن، میزان انتقال حرارت قطعه افزایش یافته و در نتیجه دمای ماکزیمم قطعه کمتر می‌شود و با باز شدن مسیر بین کانال‌های باز و بسته، مقدار کاهش دمای ماکزیمم قطعه نیز کمتر است. به عنوان مثال برای قطعه با جنس سیلیکون، آهن، مس و چوب، ماکزیمم دمای قطعه در حالت ترموستات بسته به ترتیب ۶۸، ۶۸، ۶۵ و ۴۰۲ درجه سانتیگراد و در حالت ترموستات باز ۴۷، ۴۷، ۴۷ و ۲۱۴ درجه سانتیگراد است و در نتیجه بیشترین کاهش دمای ماکزیمم برای قطعه‌ی بهینه‌سازی شده با جنس‌های سیلیکون، آهن، مس، چوب و با سرعت متوسط جریان ورودی یک متر بر ثانیه و ماکزیمم شار حرارتی ناگهانی ۸۴۰۰ وات بر مترمربع، به ترتیب ۲۱، ۲۱، ۱۸ و ۱۸۸ درجه سانتیگراد است.

۱۲- نتیجه‌گیری

در این پژوهش یک سیستم خودخنک‌کننده غیرفعال جدید با قابلیت واکنش خودکار به نقاط داغ معرفی شد و بدون نیاز به انرژی خارجی کاهش ۵۶ درجه سانتیگراد در دمای بیشینه به دست آمد. فرضیات مربوط به سیال تک‌فاز، خواص ثابت، و مدل آشفته‌گی ساده از محدودیت‌های اصلی این سیستم

در حالت ۷ صفر، دمای ماکزیمم قطعه ۶۴ درجه سانتیگراد و برای حالت‌های ۷ منفی دمای ماکزیمم قطعه ۵۶ درجه سانتیگراد است که از دمای ماکزیمم قطعه در حالت ترموستات بسته یعنی ۱۱۶ درجه سانتیگراد خیلی کمتر بوده و این امر نشان دهنده خنک‌کاری خوب قطعه با باز شدن ترموستات است. شکل‌های ۸ تا ۱۰ کانتورهای دما برای حالت‌های مختلف بازشدگی و ۷‌های متفاوت را در قطعه با ۱۹ و ۲۳ کانال نشان می‌دهند.

۱۰- اثر تغییر سرعت متوسط جریان ورودی بر

خنک‌کاری قطعه

پس از بهینه‌سازی قطعه به بررسی آثار مربوط به تغییر سرعت متوسط جریان ورودی در خنک‌کاری قطعه بهینه شده، پرداخته شده است. برای این هدف، جریان آشفته با سرعت‌های متوسط ورودی یک متر بر ثانیه و نیم متر بر ثانیه در قطعه با ۲۳ کانال بررسی شده است. همان‌طور که در شکل ۱۱ دیده می‌شود، با افزایش سرعت متوسط جریان ورودی، چون حجم قطعه و قطر ورودی جریان ثابت هستند، دبی حجمی جریان ورودی و در نتیجه مقدار انتقال حرارت و خنک‌کاری قطعه افزایش یافته و دمای ماکزیمم جسم کاهش می‌یابد. با ایجاد یک نقطه با شار حرارتی بالا و ناگهانی در جسم برای حالتی که سرعت متوسط ورودی جریان و در نتیجه دبی جرمی جریان ورودی کمتر است، استفاده از سیستم خنک‌کننده جدید کاهش دمای ماکزیمم بیشتری را سبب می‌شود.

۱۱- بررسی تأثیر جنس قطعه در خنک‌کاری قطعه

برای بررسی تأثیر جنس قطعه در خنک‌کاری آن با استفاده از سیستم خنک‌کننده پیشنهادی جدید، جریان آشفته درون قطعه بهینه شده، با جنس قطعه سیلیکون، آهن، مس و چوب؛ مطالعه

دقیق‌تر نواحی نزدیک دیواره و مدل دینامیکی با در نظر گرفتن زمان پاسخ و رفتار غیرایده‌آل ترموستات‌ها می‌تواند در پژوهش‌های پیشرو مد نظر قرار گیرد.

خودخنک‌کننده به حساب می‌آید. بررسی اثر نوسانات حرارتی زمانی، جریان‌های گذرا، مدل‌های آشفتگی پیشرفته (SST) و (LES) برای بهبود دقت شبیه‌سازی، مدل $k-\omega$ SST برای تحلیل

مراجع

- Ghajar A.J., and Cengel Y.A. ME 237: Heat and Mass Transfer; fundamental and applications: McGraw-Hill Education; 2015.
https://www.academia.edu/49423144/Heat_Mass_Transfers_Cengel
- Sidik N.A.C., Muhamad M.N.A.W., Japar W.M.A.A., and Rasid Z.A. An overview of passive techniques for heat transfer augmentation in microchannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2017; 88: 74-83.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.08.009>
- Noh N.M., Fazeli A., and Sidik N.C. Numerical simulation of nanofluids for cooling efficiency in microchannel heat sink. *Journal of Advanced research in fluid mechanics and thermal sciences*. 2014;4(1):13-23.
https://www.akademiabaru.com/doc/arfmstsv4_n1_p13_23.pdf
- Abubakar S., Azwadi C.N., and Ahmad A. The use of Fe₃O₄-H₂O₄ nanofluid for heat transfer enhancement in rectangular microchannel heatsink. *Journal of Advanced Research in Materials Science*. 2016;23:15-24.
https://www.akademiabaru.com/doc/armstsv23_n1_p15_24.pdf
- Ghani I.A., Sidik N.A.C., Kamaruzzaman N., Yahya W.J., and Mahian O. The effect of manifold zone parameters on hydrothermal performance of microchannel HeatSink: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017;109:1143-61.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.007>
- Duangthongsuk W., and Wongwises S. An experimental investigation on the heat transfer and pressure drop characteristics of nanofluid flowing in microchannel heat sink with multiple zigzag flow channel structures. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2017;87:30-9.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.04.013>
- Cetkin E., Lorente S., and Bejan A. Vascularization for cooling and mechanical strength. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011;54(13-14):2774-81.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.061>
- Ghaedamini H., Salimpour M., and Campo A. Constructal design of reverting microchannels for convective cooling of a circular disc. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011;50(6):1051-61.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.01.014>
- Salimpour M., Sharifhasan M., and Shirani E. Constructal optimization of the geometry of an array of micro-channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2011;38(1):93-9.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.10.008>
- Mazloomi A., Sharifi F., Salimpour M., and Moosavi A. Optimization of highly conductive insert architecture for cooling a rectangular chip. *International communications in heat and mass transfer*. 2012;39(8):1265-71.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.010>
- Daneshi M., Zare M., and Reza Salimpour M. Micro- and nanoscale conductive tree-structures for cooling a disk-shaped electronic piece. *Journal of heat transfer*. 2013;135(3):031401.
<https://doi.org/10.1115/1.4007903>
- Ghaedamini H., Sharifi F., and Salimpour M. Using incomplete variable cross-section highly conductive inserts for cooling a disc. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*. 2013;3(4).
<https://doi.org/10.5098/hmt.v3.4.3005>
- Salimpour M.R., Sharifhasan M., and Shirani E. Constructal optimization of microchannel heat sinks with noncircular cross sections. *Heat Transfer Engineering*. 2013;34(10):863-74.
<https://doi.org/10.1080/01457632.2012.746552>
- Salimpour M.R., and Menbari A. Constructal design of cooling channels embedded in a ring-shaped heat-generating body. *Energy*. 2014;73:302-10.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.022>
- Salimpour M.R., and Menbari A. Analytical optimization of constructal channels used for cooling a ring shaped body based on minimum flow and thermal resistances. *Energy*. 2015;81:645-51.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.008>
- Yenigün O., and Çetkin E. Constructal tree-shaped designs for self-cooling. 2016.
<http://dx.doi.org/10.18280/ijht.34S123>
- Kang M., Wang H., Guo L., Shi T., and Xia C. Self-circulation cooling structure design of permanent magnet machines for electric vehicle. *Applied thermal engineering*. 2020;165:114593.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114593>

18. Xie F., Li Y., Ma Y., Xia S., and Ren J. Cooling behaviors of a novel flow channel in mechanical seals of extreme high-speed rotation for cryogenic rockets. *Cryogenics*. 2020;107:103055. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2020.103055>
19. Yang Z., Sun H., and Zhang Y. Thermal characteristics and reliability analysis of liquid-cooled heat dissipation system for lithium-ion batteries with bionic vascular structure. *Applied Thermal Engineering*. 2025;269:126005. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126005>
20. Tian Z., Lee S., and Chen G. Heat transfer in thermoelectric materials and devices. *Journal of Heat Transfer*. 2013;135(6):061605. <https://doi.org/10.1115/1.4023585>
21. Martinez A., Astrain D., and Aranguren P. Thermoelectric self-cooling for power electronics: Increasing the cooling power. *Energy*. 2016;112:1-7. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.007>
22. Al-Shehri S., and Saber H.H. Experimental investigation of using thermoelectric cooling for computer chips. *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*. 2020;32(5):321-9. <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2019.03.009>
23. Li X., and Xuan Y. Self-adaptive cooling of chips with unevenly distributed high heat fluxes. *Applied Thermal Engineering*. 2022;202:117913. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117913>
24. Dong W., Deng P., Lin S., and Chen T. Numerical study of a new scheme of self-adaptive transpiration cooling. *Applied Thermal Engineering*. 2023;230:120779. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120779>
25. Rao Z., Li N., Peng C., Yi K., and Cao X. A self-satisfying cooling system based on cold energy storage for the locomotive in a high geothermal tunnel. *Applied Thermal Engineering*. 2024;256:124100. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124100>
26. Shen Y.-T., Pan Y.-H., Hao J.-M., Zhou R., Yang Y.-F., Chen H., et al. Self-driven manifold microchannel heat sink for cooling electronics. *Applied Thermal Engineering*. 2024;249:123373. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123373>
27. Wang F., Xia X., Song N., and Chen X. Experimental investigation on the cooling performance of a solid hybrid gel with self-transpiration cooling at high temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2025;259:124913. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124913>
28. Sajadi S.Z., and Salimpour M.R. Proposing a novel passive vascular self-cooling system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021;143(5):3719-30. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09314-6>
29. Peeters J., and Sandham N. Turbulent heat transfer in channels with irregular roughness. *International journal of heat and mass transfer*. 2019;138:454-67. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.013>
30. Qiu Q., Du X., Zhu X., and Shen S. Study on flow and heat transfer in a finned internal cooling duct. *Applied Thermal Engineering*. 2017;113:58-69. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.149>
31. Versteeg H.K. An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method, 2/E: Pearson Education India; 2007. https://api.pageplace.de/preview/DT0400.9781405891042_A41441392/preview
32. Huang Z., Nakayama A., Yang K., and Liu W. Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010;53(5-6):1164-74. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.038>
33. Wang S., Guo Z., and Li Z. Heat transfer enhancement by using metallic filament insert in channel flow. *International journal of heat and mass transfer*. 2001;44(7):1373-8. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(00\)00173-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(00)00173-3)
34. Targui N., and Kahalerras H. Analysis of fluid flow and heat transfer in a double pipe heat exchanger with porous structures. *Energy Conversion and Management*. 2008;49(11):3217-29. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.02.010>
35. White F.M. Fluid mechanics. McGraw-Hill, New York. 1986. [https://warwick.ac.uk/fac/sci/eng/staff/ymc/members/former/azimi/project/references/white frank m. - fluid mechanics 4th ed mcgraw hill.pdf](https://warwick.ac.uk/fac/sci/eng/staff/ymc/members/former/azimi/project/references/white%20frank%20m.%20-%20fluid%20mechanics%204th%20ed%20mcgraw%20hill.pdf)