مروری بر تحقیقات انجام شده بر روی انتقال حرارت پره ها و هیت سینکهای ساده و متخلخل

سید ماهان خاتمی[1]، نادر رهبر[2*]

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، واحد علوم وتحقیقات سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران
*سمنان، صندوق پستی ۱۷۹ - ۳۵۱۴۵، nrahbar@gmail.com ،

چکیده

انتقال حرارت یکی از مهم‌ترین پدیده‌ها در طبیعت است. مطابق قوانین انتقال حرارت، بهترین روش برای افزایش مبادله گرما از یک سطح، افزایش سطح مقطع است. به‌کارگیری محیط‌های متخلخل به دلیل مساحت سطح بسیار زیاد می‌تواند پنجره‌ای جدید در افزایش انتقال گرما از سطوح باشد. ازآنجایی‌که انتقال حرارت جابجایی به روش طبیعی دارای ظرفیت کمتری برای انتقال گرماست، به‌کارگیری پره متخلخل در این حالت اهمیت بیشتری دارد. با توجه به کاربرد گسترده پره‌ها و هیت سینک‌ها در محیط‌های آزمایشگاهی و صنعت طراحی سیستم بهینه با کارایی بالاتر همواره مورد توجه محققین بوده است.در این تحقیق، به پژوهش‌های پیشین در زمینه طراحی و بهینه سازی پره‌ها پرداخته شده است .

کلیدواژگان

پره متخلخل، انتقال حرارت، معادله دارسی، بالانس حرارتی، تخلخل

Study on porous and solid fins and heat sinks heat transfer: A review

Seyed Mahan Khatami [1], Nader Rahbar[2*]

1- Graduate student of Mechanical Engineering, Science and Research Branch of Semnan University, Semnan, Iran
2- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran
* Semnan, 3519697951, nrahbar@gmail.com

Abstract

Heat transfer is one of the most important phenomena in nature. According to the principle of heat transfer, the best way to increase the exchange of heat from a surface,is expanding the cross section. Using porous media for increasing the cross section can be a new approach for better heat transfer. Since heat transfer by natural method has less capacity to transfer heat, using porous media in this case is more important. Due to the widespread usage of heatsinks and fins in Industry and Laboratory, designing high efficient optimized system Has been become interesting for researchers and scientist. In this study review of previous researchs in solid and porous fins and heat sinks has been conducted.

Keywords

Porous fin heat transfer, Darcy equation, heat balance, porosity

۱- مقدمه

ازآنجاکه انتقال حرارت[1] از اهمیت فراوانی در کاربردهای مهندسی برخوردار است، محققان و دانشمندان علم مهندسی روش‌های مختلف و متعددی جهت افزایش انتقال حرارت ارائه کرده‌اند. یکی از راهکارهای ساده و پرکاربرد استفاده از پره‌ها است. استفاده از پره به دلیل ساده و کم‌هزینه بودن در صنایع مختلفی همچون صنایع هوانوردی، موتورسیکلت‌سازی، صنایع الکترونیکی و صنایع مختلف دیگر متداول است. پره با افزایش نسبت سطح به حجم جسم موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. در چند دهه اخیر با طراحی محیط‌های متخلخل پنجره جدیدی درزمینه انتقال حرارت از محیط‌های مهندسی گشوده شد. استفاده هم‌زمان از پره‌ها و محیط‌های متخلخل موجب افزایش کارایی و انتقال حرارت از محیط‌های مهندسی می‌شود. همچنین بررسی جریان سیال در بستر متخلخل[2] در بسیاری از موضوعات مهندسی کاربرد دارد. در این میان، آگاهی از تولید انتروپی به‌عنوان یکی از مشخصه‌های اصلی محیط متخلخل، در تعیین چگونگی رفتار سیال از اهمیت خاصی برخوردار است.

تاکنون تحقیقات مختلفی در زمینه پره‌ها انجام‌گرفته است. تحقیقات انجام‌شده را می‌توان به گروه‌های زیر تقسیم نمود:

۱. اعمال روش کمینه کردن تولید انتروپی در پره‌ها[3]
۲. پره‌ها و هیت سینک‌های معمولی[4]
۳. پره‌ها و هیت سینک‌های متخلخل[5]

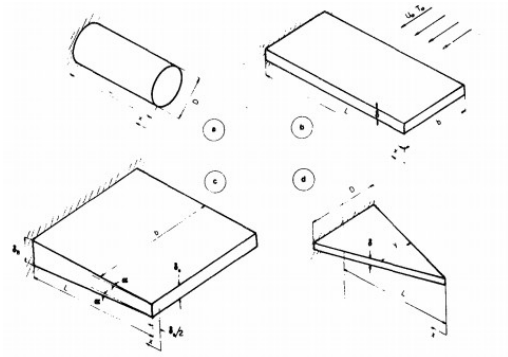
۲- تحقیقات انجام‌شده در زمینه پره ها و هیت سینک ها

۲-۱- اعمال روش کمینه کردن تولید انتروپی در پره‌ها

کمینه کردن تولید انتروپی، یکی از روش‌های مرسوم بهینه‌سازی سیستم‌های ترمودینامیکی سیالاتی نظیر مبدل‌های حرارتی، سیستم‌های تولید قدرت و ... می‌باشد. این روش درواقع ترکیبی از مهم‌ترین اصول پایه‌ای ترمودینامیک، انتقال حرارت، انتقال جرم و مکانیک سیالات می‌باشد یا به‌عبارت‌دیگر این روش محل تلاقی این علوم است. این روش یک روش مهندسی برای استفاده کاربردی‌تر، قابل‌فهم‌تر و مؤثرتر از اصول ترمودینامیک و انتقال حرارت می‌باشد که درواقع روشی برای کمینه کردن برگشت‌ناپذیری در سیستم‌های واقعی با احتساب قیود مربوط به‌اندازه محدود دستگاه‌های واقعی و زمان محدود فرآیندهای حقیقی است.

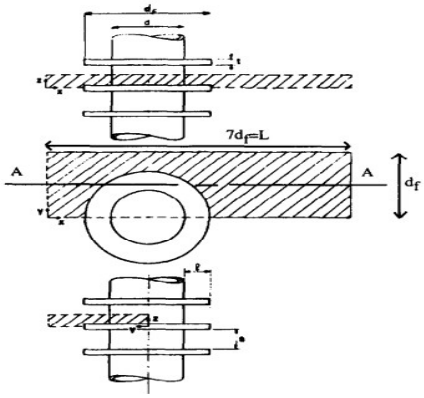
[1] Heat transfer
[2] Porous medium
[3] Entropy generation minimization
[4] Solid fins and heat sinks
[5] Porous fins and heat sinks

با مطرح‌شدن روش کمینه‌سازی تولید انتروپی، در سال ۱۹۸۲ پولیکاکوس[1] و بژان[2][۱] به تعیین چارچوب تئوری کلی جهت بررسی رفتار پره‌های معمولی پرداختند. در تحقیق انجام‌شده، با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک و روش کمینه‌سازی تولید انتروپی پره‌های سوزنی، پره صفحه‌ای با سطح مقاطع مستطیلی، ذوزنقه‌ای و مثلثی بررسی و فرمولیزه شده است و پره‌ها ازلحاظ طول و ابعاد بهینه‌شده که نهایتاً منجر به ارائه راهکاری جهت کاهش هزینه در طراحی پره‌ها شد. در تحقیق دیگر بژان[۲] با استفاده از روش کمینه‌سازی تولید انتروپی و ترکیب انتقال حرارت و ترمودینامیک، به بررسی بازگشت‌ناپذیری‌ها در سیستم‌های ترمودینامیکی پرداخت، همچنین نیروگاه‌های سرمایشی و نیروگاه‌های تولید قدرت بررسی و ازلحاظ عملکرد بهینه شدند.



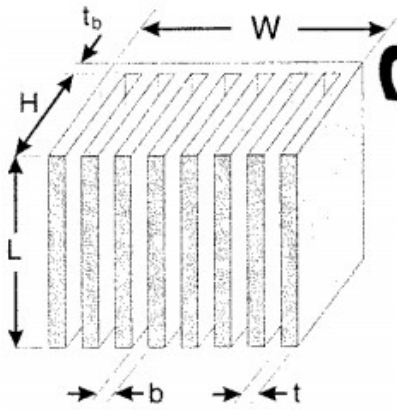
شکل ۱ مدل موردبررسی توسط پولیکاکوس و بژان[۲]

افزایش انتقال حرارت از تجهیزات مکانیکی همواره یکی از مسائل موردتوجه مهندسان بود است. سکیوبا[3] [۳] به بررسی انتقال حرارت از یک مبدل حرارتی فین-تیوب پرداخت. مدل موردبررسی به ازلحاظ تولید انتروپی دو مدل ویسکوز و حرارتی تقسیم‌شده است. ازلحاظ ابعاد نیز پنج مدل مبدل حرارتی با طول و قطر متفاوت موردبررسی قرارگرفته است همچنین با مدل‌سازی مبدل حرارتی توسط نرم‌افزار، جریان و گرادیان حرارتی حول پره را بررسی‌شده است. از نتایج این تحقیق می‌توان به بهینه‌سازی محل پره، افزایش راندمان حرارتی، کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها و کاهش هزینه در طراحی اشاره کرد.



شکل ۲ هندسه تعریف‌شده از مبدل حرارتی پره- تیوب[۳]

علاوه بر انتقال حرارت از پره هزینه طراحی نیز یکی از پارامترهای مهم در طراحی تلقی می‌شود. کولهام[4] و موزیچکا[5] [۴] با بررسی تولید انتروپی در هیت سینک صفحه‌ای پرداختند. در این تحقیق با بررسی پنج مدل هیت سینک مختلف تأثیر تعداد پره بر انتقال حرارت، افت فشار و مقاومت حرارتی بررسی‌شده است و تعداد پره بهینه، سرعت بهینه جریان عبوری از پره و ارتفاع بهینه گزارش‌شده است.

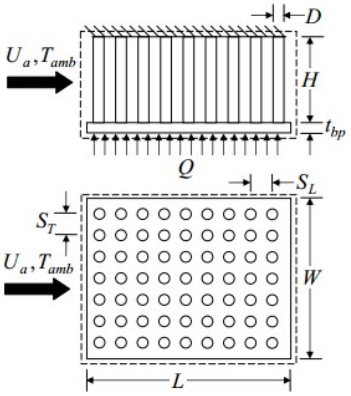


شکل ۳ هیت سینک موردمطالعه در تحقیق کولهام و موزیچکا[۴]

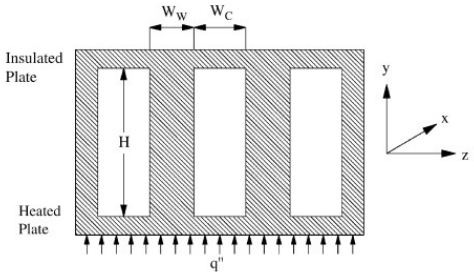
در تحقیق مشابه دیگری، کولهام و همکاران[۵] به بررسی انتقال حرارت خروجی از هیت سینک پرداخته و به کمک روش کمینه کردن تولید انتروپی رفتار جریان عبوری از هیت سینک را بررسی کردند. در این پژوهش مدل موردبررسی دوبعدی و جریان گذرنده از سطح پایدار همچنین خواص سیال ثابت در نظر گرفته‌شده است. همچنین محققین با بررسی طول،سرعت جریان گذرنده از سطح هیت سینک و پارامترهای مؤثری چون عدد رینولدز ابعاد بهینه، اثر جریان و ،سرعت جریان گذرنده از سطح هیت سینک را بررسی کردند. چروبلانکو[6] و همکاران[۶] با استفاده از این روش ، سرعت، طول و قطر بهینه طراحی پره‌های سوزنی را به دست آوردند. حمدنه[7] و همکاران [۷] با استفاده از روش کمینه کردن تولید انتروپی و با مقایسه سه سطح مقطع دایره ای، مربعی و بیضی شکل، به بهینه‌سازی انتقال حرارت و افت فشار مجموعه پره‌های سوزنی پرداختند.

علاوه بر تحقیقات بیان‌شده، تحقیقاتی درزمینه هیت سینک‌های میکروکانالی نیز انجام‌شده است. عباسی[8] [۸] با بررسی سه‌بعدی جابجایی اجباری حول هیت سینک میکرو کانالی پرداخت و تولید انتروپی را در هیت سینک بررسی کرد. در تحقیق انجام‌شده رابطه تولید انتروپی با پارامترهای بی‌بعد ترموفیزیکی بیان‌شده است و تأثیر پارامترهایی نظیر نسبت منظر هیت سینک، نرخ هدایت حرارتی، تخلخل و عدد بی‌بعد پکلت[9] با تولید انتروپی بررسی‌شده است. همچنین مقادیر بهینه تخلخل و تولید انتروپی نیز گزارش‌شده است.

[1] Poulikakos
[2] Bejan
[3] Sciubba
[4] Culham
[5] Muzychka
[6] Cerroblanco
[7] Hamadneh
[8] Abbassi
[9] Peclet number



شکل ۴ حجم کنترل موردمطالعه در تحقیق کولهام و همکاران[۵]



شکل۵ طرحواره میکرو کانال هیت سینک [۸]

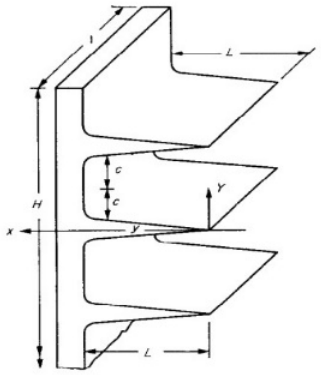
ایبانز[1] و همکاران [۹] به مطالعه تحلیلی میکروکانال‌ها پرداختند. در این تحقیق انتقال حرارت برای سیال و در میکروکانال با طول محدود به روش تحلیلی حل و سرعت بهینه جریان گزارش شده است. همچنین عدد ناسلت در شرایط مختلف بررسی و طول بهینه جهت طراحی نیز به‌دست‌آمده است. در تحقیق دیگری ابراهیمی[2] و همکاران [۱۰] با استفاده از دو نوع نانو سیال[3] و روش کمینه کردن تولید انتروپی کارایی حرارتی و هیدرولیکی به‌صورت عددی بررسی کردند. در این تحقیق انتقال حرارت از ژنراتورهای گردابی[4] با طول بلند به‌وسیله نانو سیال‌های آب - اکسید آلومینیوم و آب - اکسید مس نسبت به حالت انتقال حرارت به‌وسیله آب خالص بررسی‌شده است. نتایج حاکی از افزایش انتقال حرارت ۲/۲۹٪ تا ۳۰/۶۳٪ برای حالت آب - اکسید آلومینیوم و ۹/۴۴٪تا ۵۳/۰۶٪ برای آب اکسید مس نسبت به حالت آب خالص است.

اسدی[5]و شالچی[6] [۱۱] به بررسی تولید انتروپی در سطوح گسترش‌یافته پرداختند. پره موردمطالعه آن‌ها پره‌ای معمولی با سطح مقطع یکنواخت و روش موردمطالعه روش عددی است. از نتایج بیان‌شده می‌توان به محاسبه طول بهینه و رینولدز بهینه اشاره کرد. علاوه بر تحقیقات بیان‌شده تحقیقات دیگری درزمینه بهینه‌سازی پره‌ها به روش کمینه کردن تولید انتروپی[۱۲-۱۴] انجام‌شده است.در این تحقیقات تلاش بر بهینه کردن انتقال حرارت از پره‌ها بوده و ابعاد بهینه پره‌ها اعلام‌شده است .

[1] Ibáñez
[2] Ebrahimi
[3] Nano fluid
[4] Vortex generators
[5] Asadi
[6] Shalchi

۲-۲- پره‌ها و هیت سینک‌های معمولی

از اولین تحقیقات انجام‌شده درزمینه پره معمولی می‌توان به تحقیق اشمیت[7] [۱۵] اشاره کرد. وی در سال ۱۹۲۶ به طراحی و بررسی پره‌های معمولی پرداخت. تحقیق اشمیت در سال ۱۹۵۹ توسط دافین[8] [۱۶] تکمیل شد. وی بر اساس تحقیقات اشمیت محاسبات خود بر روی پره‌ها را انجام داد. گاردنر[9] [۱۷] با بررسی عوامل بازگشت‌ناپذیری سعی در طراحی بهینه پره‌های معمولی داشت، در این تحقیق جهت ساده‌سازی پره به‌صورت بلند در نظر گرفته‌شده است و انتقال حرارت از پره به‌صورت رسانایی حرارتی در نظر گرفته‌شده است. کرن[10] و کراوس[11] [۱۸] بررسی توزیع دما در پره معمولی پرداختند و رفتار پره معمولی را تحت شرایط جابجایی حرارتی بررسی کردند و پره‌های مختلف را ازلحاظ ابعاد هندسی بهینه بررسی کردند. همواره در طراحی پره‌ها وزن و حجم پره یکی از پارامترهای مهم در طراحی بوده است. در پژوهشی مدای[12] [۱۹] به طراحی پره بهینه ازلحاظ وزن پرداخت. جهت به دست آوردن وزن بهینه پره‌ها روشی ارائه دادند. درروش ارائه‌شده مجموعه پره‌ها ازلحاظ ابعاد و تعداد پره بررسی و ابعاد و تعداد بهینه هیت سینک‌ها گزارش‌شده‌اند. دهار[13] و آرورا[14] [۲۰] نیز به بررسی سطوح گسترش یافته با پروفیل‌های تخت و استوانه‌ای پرداختند.



شکل۶ پره صفحه تخت [۲۰]

یانگ[15] و پنگ[16] [۲۱] با انتخاب پره‌های سوزنی با طول غیریکنواخت، به شبیه‌سازی عددی آن‌ها در اعداد رینولدز مختلف پرداختند و نتیجه گرفتند که طول غیریکنواخت به بهبود انتقال حرارت کمک شایانی می‌کند. عبدالعزیز[17] و فنگ[18] [۲۲] به بررسی پره‌ها با پروفیل‌های مختلف پرداختند. در تحقیق انجام‌شده پره‌هایی با پروفیل‌های مستطیلی، ذوزنقه‌ای و منحنی با

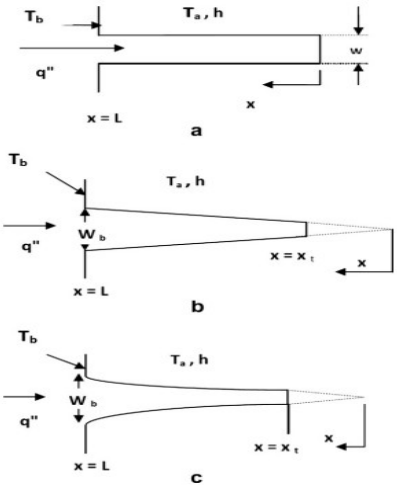
[7] Schmidt
[8] Duffin
[9] Gardner
[10] Kern
[11] Kraus
[12] Maday
[13] Dhar
[14] Arora
[15] Yang
[16] Peng
[17] Abdul-Aziz
[18] Fang

سطح مقعر بررسی و انتقال حرارت این مقاطع باهم مقایسه شده است. همچنین نتایج بیانگر این مسئله است که انتقال حرارت از پره منحنی با سطح مقعر، ذوزنقه‌ای و مستطیلی افزایش خواهد یافت.

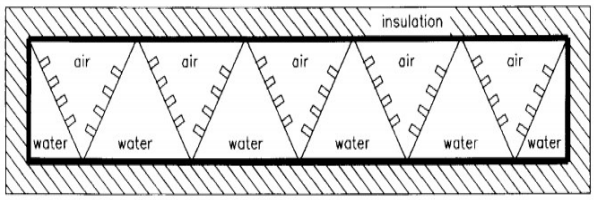
کارتیکیان[1] و راتناسامی[2] [۲۳] به بررسی تجربی انتقال حرارت همرفت از مجموعه پره‌های سوزنی شکل با مقطع دایره‌ای در کانال مستطیلی پرداخته و تأثیر متغیرهایی نظیر نوع چیدمان، عدد رینولدز، گام طولی و عرضی و نسبت لقی را بر عدد ناسلت گزارش کردند. سالوه[3] و همکاران [۲۴] در تحلیلی عددی به مقایسه عملکرد حرارتی پره‌های سوزنی در دو حالت بدون روزنه و روزنه دار در جابجایی اجباری پرداختند و مشاهده نمودند که حالت روزنه دار عملکرد حرارتی به‌مراتب بهتری دارد. همچنین تحقیقات مختلفی درزمینه پره‌ها با پروفیل‌های مختلف جهت بهینه‌سازی در طول و ابعاد پره انجام‌شده است که با تغییر پارامترهای ترموفیزیکی به بررسی رفتار پره با مدل‌های تشعشعی و جابجایی پرداخته‌اند[۲۵-۲۹]

از دیگر تحقیقات انجام‌شده می‌توان به تحقیق براگا[4] و سابویا[5] [۳۰, ۳۱] اشاره کرد. در این تحقیق جریان مغشوش توسعه‌یافته در مجموعه پره‌ها در داخل داکت مثلثی بررسی‌شده است و افت فشار داخل داکت با ثابت ماندن عدد رینولدز بررسی‌شده است. همچنین به افزایش ٪۲۰۰ عدد بدون بعد ناسلت و درنتیجه انتقال حرارت در هنگام وجود پره نسبت به حالتی که پره وجود ندارد اشاره‌شده است.

تأثیر جریان عبوری حول مجموعه پره‌ها همواره یکی از مطالب موردتوجه محققین بوده است. در مطالعه عددی چین[6] و هسیانگ[7] [۳۲] رفتار پره تحت جابجایی اجباری[8] و با رژیم جریان لایه‌ای را بررسی کردند در این تحقیق پره با نسبت منظرهای مختلف در نظر گرفته‌شده و نسبت منظر بهینه گزارش‌شده است. در تحقیق دیگری چین و همکاران [۳۳] به بررسی تأثیرات بویانسی بر هیت سینک عمودی متصل به دیواره پرداختند و تأثیر عدد بی‌بعد رینولدز را بر انتقال حرارت از پره‌ها بررسی کردند و مدل‌سازی گردابه‌های تشکیل‌شده حول پره را انجام دادند. همچنین تأثیر پارامترهای هندسی مانند ارتفاع بدون بعد و زاویه مجموعه پره‌ها در انتقال حرارت از پره بررسی‌شده است.



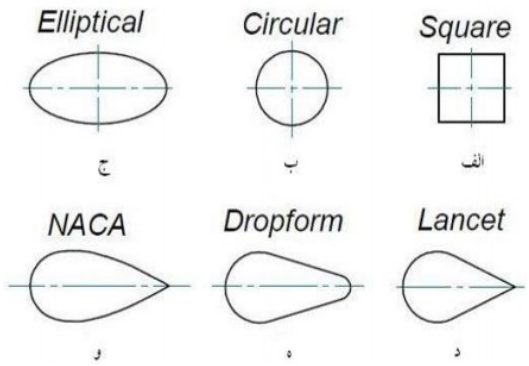
شکل ۷ طرحواره پره موردمطالعه (a) :مستطیلی، (b) ذوزنقه‌ای، (c) سهموی مقعر [۲۲]



شکل۸ سطح مقطع مبدل حرارتی مثلثی شکل [۳۱]

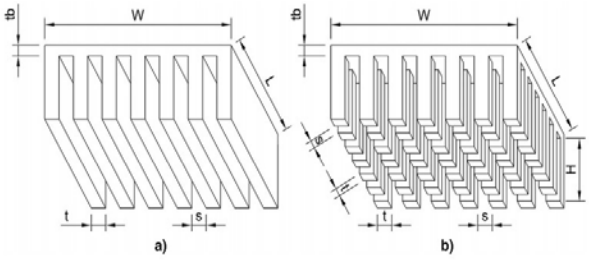
در سال ۱۳۹۳ نیز حیدری نسب[9] و آیانی[10] [۳۴] به بررسی تجربی و عددی چینش مجموعه پره‌ها پرداختند. در این پژوهش، نتایج حاصل از آزمایش در زمینه تغییر گام طولی پره‌های سوزنی و رشد افزایشی و کاهشی مقدار آن در طول صفحه موردبررسی قرار گرفت. به این منظور، پنج طرح برای آرایش گام و نتایج این طرح‌ها با یکدیگر مقایسه شد. نتایج نشان می‌دهد گام طولی غیریکنواخت می‌تواند بسته به چیدمان مورداستفاده و سرعت عبوری سیال، بیشینه دمای پایه پره‌ها را کاهش دهد. با بهینه‌سازی گام طولی پره‌ها در محدوده تعیین‌شده می‌تواند دمای پای پره‌ها را کاهش داد.

[1] Karthikeyan
[2] Rathnasamy
[3] Salwe
[4] Braga
[5] Saboya
[6] Chin
[7] Hsiang
[8] Forced convection
[9] Heidari nasab
[10] Ayani



شکل۹ اشکال مختلف سطح مقطع پره، (الف) مربعی، (ب) دایره‌ای، (ج) بیضوی، (د) نیشتر گون، (ه) قطره‌ای (و) ایرفویل ناسا [۳۴]

میچلی[1] و همکاران [۳۵] به بررسی انتقال حرارت از هیت سینک با پره سوزنی و هیت سینک با صفحات تخت پرداختند و این دو مدل را با یکدیگر مقایسه کردند. آن‌ها همچنین گزارش نمودند که ضریب تأثیر استفاده از پره‌ها بین ٪۳ تا ٪۷ است و همچنین حرارت از هیت سینک‌ها با پره‌های سوزنی بهتر انتقال می‌یابد.



شکل ۱۰ هندسه موردمطالعه از آرایه‌ای از پره‌ها:(a) پره صفحه‌ای و (b) پره پینی[۳۵]

۲-۳- پره‌ها و هیت سینک‌های متخلخل

مکانیک محیط‌های متخلخل از مکانیک خاک نشأت می‌گیرد که به‌طور خاص با تحقیقات کارل فون ترزاقی[2]، دانشمند اتریشی و پدر مکانیک خاک، پایه‌ریزی شده است. تئوری کامل‌تری از مکانیک محیط‌های متخلخل به موریس آنتونی بایوت[3]، دانشمند بلژیکی-آمریکایی، نسبت داده می‌شود. مطابق قوانین انتقال حرارت، بهترین روش برای افزایش مبادله گرما از یک سطح، افزایش سطح مقطع است. به‌کارگیری محیط‌های متخلخل به دلیل مساحت سطح بسیار زیاد می‌تواند پنجره‌ای جدید در افزایش انتقال گرما از سطوح باشد. ازآنجایی‌که انتقال حرارت جابجایی به روش طبیعی دارای ظرفیت کمتری برای انتقال گرما است، به‌کارگیری پره متخلخل در این حالت اهمیت بیشتری دارد. در زمینه انتقال حرارت در محیط‌های متخلخل دو مدل بررسی می‌شود. مدل اول به بررسی جابجایی حرارتی[4] در پره می‌پردازد و مدل دوم علاوه بر جابجایی، تشعشع حرارتی[5] را نیز بررسی می‌کند.

تاکنون درزمینه پره‌های متخلخل تحقیقات مختلفی انجام‌شده است. به‌طورکلی تحقیقات انجام‌شده در زمینه پره‌های متخلخل را ازلحاظ نحوه انجام تحقیق می‌توان به گروه‌های زیر تقسیم کرد:

۱) تحلیل به روش دینامیک سیالات محاسباتی[6]

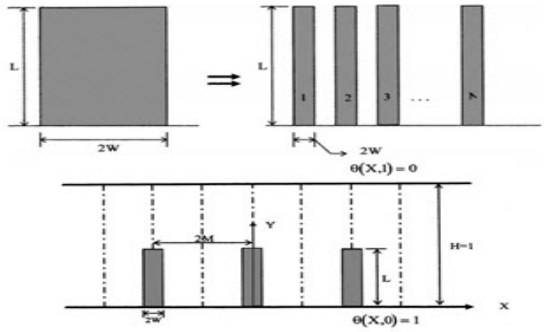
۲) تحقیقات تجربی[7] و آزمایشگاهی

۳) روش‌های تحلیلی[8]

۴) روش‌های عددی[9]

۲-۳-۱- تحلیل به روش دینامیک سیالات محاسباتی

اولین تحقیق انجام‌شده بر پره‌های متخلخل به تحقیق کیوان[10] و النیمر[11] [۳۶] در سال ۲۰۰۱ برمی‌گردد. در این تحقیق با قرار دادن تعدادی پره متخلخل بین دو سطح سرد و گرم رفتار انتقال حرارت این مجموعه تحت جابجایی طبیعی موردبررسی قرار گرفت.



شکل ۱۱ نمای شماتیک از شکل پره‌ها در تحقیق کیوان و النیمر[۳۶]

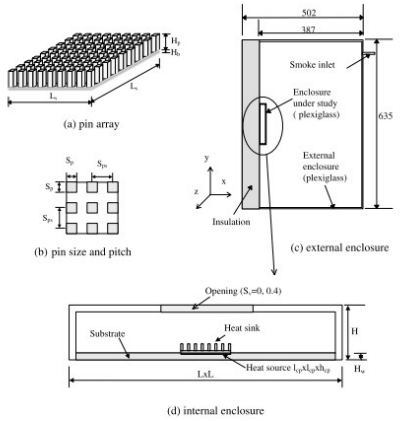
جاشی[12] و یو[13] [۳۷] انتقال حرارت از آرایه‌ای از پره‌های متصل به دیوار را در دو حالت عمودی و افقی بررسی و با هم مقایسه کردند. مدل‌سازی انجام‌شده توسط نرم‌افزارهای مرتبط با دینامیک سیالات محاسباتی انجام‌شده است وجهت تحلیل مسئله از الگوریتم "سیمپلر[14] " استفاده‌شده است. از دیگر

[1] Micheli
[2] Von-Terzaghi
[3] Maurice Anthony Biot

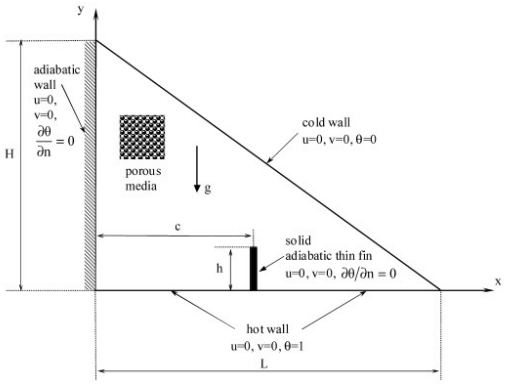
[4] Thermal Concduction
[5] Thermal Radiation
[6] Compudional fluid dynamics
[7] Experimental investigation
[8] Analytical method
[9] Numerical method
[10] kiwan
[11] Al-Nimr
[12] Joshi
[13] Yu
[14] Simpler

نتایج این تحقیق می‌توان به اهمیت انتقال حرارت تشعشع که ٪۴۰ گزارش‌شده است اشاره کرد، همچنین استفاده از هیت سینک به‌صورت افقی ٪۲۰ مقاومت حرارتی را نسبت به حالت عمودی کاهش می‌دهد.

وارل[1] و همکاران [۳۸] به مطالعه تأثیرات جابجایی حرارتی در محیط مثلثی متخلخل پرداختند. در این تحقیق پره متصل به دیواره با نسبت منظر مختلف مدل و جریان حول پره مدل و بررسی‌شده است. همچنین خطوط جریان رسم شده است و در نسبت منظرهای مختلف عدد بی‌بعد ناسلت محاسبه‌شده است.

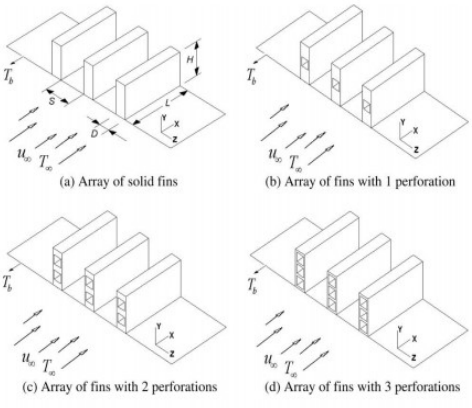


شکل ۱۲ هندسه موردمطالعه از پره و محیط آن در تحقیق جاشی و یو[۳۷]



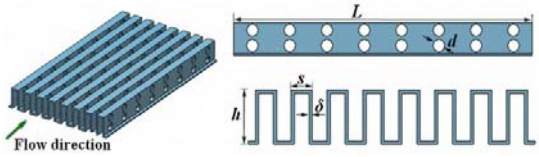
شکل ۱۳ پره متصل به دیوار آدیاباتیک در محیط مثلثی شکل[۳۸]

شاعری[2] و یعقوبی[3] [۳۹] به مدل‌سازی هیت سینک پرداختند. مدل موردبررسی هیت سینک سه‌بعدی تحت رژیم درهم است. به‌عنوان خروجی نرم‌افزار گردابه‌های تشکیل‌شده و میدان دما مدل شده است. همچنین مدل‌سازی برای پره‌های معمولی و متخلخل با رینولدزهای متفاوت رسم شده و نتایج باهم مقایسه شده است.



شکل ۱۴ طرحواره آرایه‌ای از پره‌های سوراخ‌دار ومعمولی [۳۹]

علاوه بر تحقیقات بیان‌شده وانگ[4] و همکاران [۴۰] به بررسی تأثیر عدد بدون بعد رینولدز بر مبدل حرارتی با پره‌های صفحه‌ای پرداختند. در تحقیق انجام‌شده تأثیر رینولدز بر پارامترهای مختلفی چون افت فشار بررسی‌شده است و کانتورهای سرعت و انتقال حرارت مدل شده‌اند.



شکل۱۴ طرحواره آرایه‌ای از پره‌های متخلخل [۴۰]

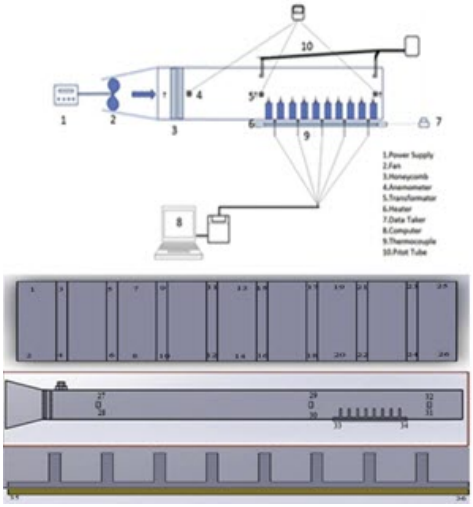
۲-۳-۲-تحقیقات تجربی و آزمایشگاهی

ریو[5] و همکاران [۴۱] در پژوهشی تجربی تأثیر تغییر گام طولی پره‌های سوزنی با مقطع مربعی را برافت فشار و انتقال حرارت در محدوده ۱ تا ۵ متر بر ثانیه را بررسی کردند. آنان همچنین اثر تغییر ارتفاع و تخلخل در پره‌های سوزنی را بررسی کردند و ملاحظه کردند که با افزایش ارتفاع و تخلخل، افت فشار کاهش می‌یابد.

آیلی[6] و همکاران [۴۲] به مطالعه دینامیک سیالات محاسباتی و تجربی مجموع پره‌ها پرداختند. در این تحقیق جریان به‌صورت جابجایی اجباری و پروفیل پره‌ها مستطیلی در نظر گرفته‌شده است. برای مدل‌سازی از ۹ مدل پره مختلف با نسبت منظرهای مختلف و تعداد ۸ پره استفاده‌شده است. همچنین مدل‌سازی با رژیم جریان درهم انجام‌شده است و از سه روش جهت مدل‌سازی استفاده‌شده است. نتایج تحقیق بیانگر این مسئله است که با افزایش عدد بی‌بعد رینولدز اغتشاش افزایش یافت و نهایتاً انتقال حرارت از

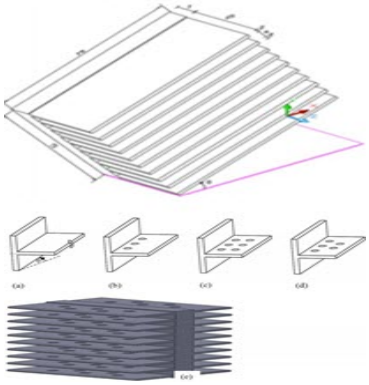
[1] Varol
[2] Shaeri
[3] Yaghoubi
[4] Wang
[5] Ryu
[6] Ayli

پره افزایش می‌یابد. همچنین با کاهش نسبت فاصله پره‌ها به قطر پره و تشکیل لایه‌مرزی[1] انتقال حرارت از پره افزایش می‌یابد.



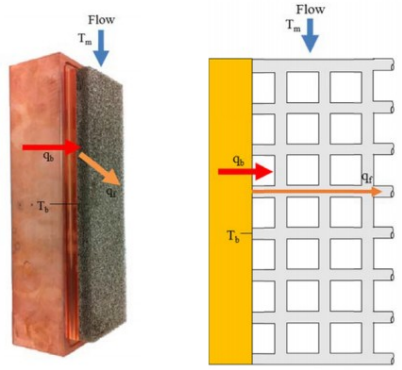
شکل ۱۵ مکان پره‌ها محیط موردمطالعه در تحقیق آیلی و همکاران[۴۲]

یومش[2] و همکاران [۴۳] به مطالعه تجربی انتقال حرارت از پره‌ها پرداختند. آن‌ها تأثیر تخلخل همچنین پارامتر قطر حفره و زاویه را بر انتقال حرارت از هیت سینک بررسی کردند. در این تحقیق زاویه بهینه ۴۵ گزارش‌شده است و انتقال حرارت نسبت به حالت معمولی تا ٪۳۲ افزایش‌یافته است.



شکل۱۶ شماتیک آرایه پره‌های مستطیلی و پره موردمطالعه در تحقیق یومش و همکاران[۴۳]

در تحقیقی که در سال ۲۰۱۶ توسط پارک[3] و همکاران [۴۴] انجام شد به بررسی جابجایی حرارتی از فوم‌های فلزی در رینولدزهای پائین پرداخته شد. فلز موردمطالعه در این تحقیق نیکل و سرعت جریان عبوری از پره‌ها ۰/۰۰۷ تا ۰/۰۱۷ در نظر گرفته‌شده است. نتایج حاصل با تحقیقات پیشین مقایسه و راهکارهایی جهت بهینه‌سازی انتقال حرارت از پره‌ها ارائه‌شده است.

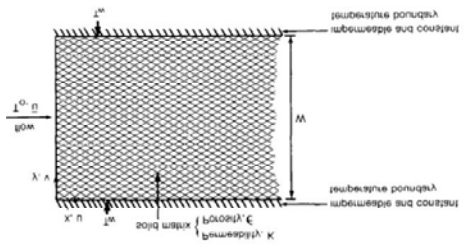


شکل۱۷ پره متخلخل موردمطالعه در تحقیق پارک و همکاران[۴۴]

اگرچه روش تجربی مطمئن‌ترین روش جهت بررسی رفتار پره در شرایط مختلف است، اما به علت نیاز به شرایط محیطی، ساخت مدل‌های پیچیده، زمان‌بر بودن و نیاز به فراهم کردن محیط جهت انجام آزمایش بسیار پرهزینه هستند. هرچند استفاده از روش‌های تئوری به جهت نیاز به حل معادلات روشی پیچیده محسوب می‌شود اما به دلیل کم‌هزینه بودن، عدم نیاز به فراهم کردن محیط آزمایشگاهی، قابلیت استفاده از شرایط محیطی دلخواه همواره موردتوجه محققان قرارگرفته است. در این فصل به‌مرور برخی از تحقیقات انجام‌شده درزمینه پره‌ها پرداخته خواهد شد.

۲-۳-۳-روش‌های تحلیلی

در سال ۱۹۸۵ کاویانی[4][۴۵] جریان لایه‌ای در محیط متخلخل که به‌وسیله دو صفحه موازی محدودشده بود را بررسی کرد. وی در تحقیق خود به بررسی افت فشار، انتقال حرارت از محیط متخلخل و صورت در محیط متخلخل پرداخت، همچنین نتایج حاکی از آن بود که عدد ناسلت در محیط کاملاً توسعه‌یافته با افزایش ثابت مشخصه شکل افزایش خواهد یافت.

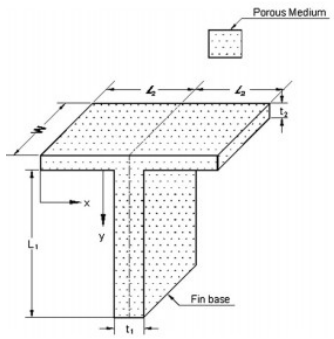


شکل۱۸ شماتیک محیط متخلخل در تحقیق کاویانی[۴۵]

[1] Boundary layer
[2] Umesh
[3] Park
[4] Kaviany

تتسو[1] و همکاران [۴۶] به بررسی عددی تحلیلی جابجایی طبیعی در محیط مستطیلی پرداختند. جهت تحلیل مدل موردبررسی از روش المان محدود[2] و مدل دارسی استفاده‌شده است و محیط موردمطالعه از روغن سیلیکون و تیغه‌های شیشه‌ی تشکیل‌شده است. برتون[3] و کالتاگیرون[4][۴۷] جابجایی طبیعی در یک مقطع بسته مربع-مستطیل که در دو دیوار آن دولایه متخلخل قرار دارد را موردبررسی قراردادند. کیم[5] و همکارانش[۴۸] به بررسی انتقال حرارت یک فین تخت متخلخل در یک مبدل حرارتی پرداختند.کوندو[6] و بهنجا[7] [۴۹] با حل دقیق معادلات حاکم بر پره متخلخل ابعاد بهینه پره متخلخل را ارائه کردند. حل معادلات برای سه مدل پره ساده[8]، تقریبی[9] و دقیق[10] بر اساس کار کیوان انجام‌شده است. همچنین رابطه پارامترهای ترموفیزیکی با تابع جریان بررسی‌شده است و رابطه انتقال حرارت با تابع جریان بررسی‌شده است.

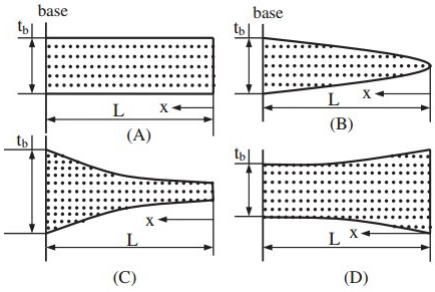
کوندو و بهنجا [۵۰] در تحقیق دیگری به بررسی انتقال حرارت از پره T شکل پرداختند. همچنین تأثیر پارامترهای بدون بعدی مانند ضخامت بدون بعد، طول بدون بعد، نسبت طول به ضخامت و عدد بایوت[11] بر انتقال حرارت بررسی‌شده است. از نتایج این تحقیق می‌توان به افزایش انتقال حرارت با افزایش نسبت طول به ضخامت و کاهش آن با افزایش پارامتر بدون بعد جابجایی و تشعشع اشاره کرد.



شکل۱۹ طرحواره پره متخلخل T شکل [۵۰]

همچنین تحقیقاتی درزمینه طراحی سطح مقطع و ابعاد بهینه پره‌ها انجام‌شده است. کوندو و همکاران[۵۱] به بررسی پره با سطح مقطع مستطیلی، محدب، مقعر و توانی پرداختند و انتقال حرارت از این مقاطع را باهم مقایسه کردند. در این تحقیق راندمان پره با سطح مقطع توانی و ضریب ۲/۵ بالاترین راندمان گزارش‌شده است همچنین طول بهینه پره جهت انتقال حرارت حداکثر گزارش‌شده است.

علاوه بر کارهای بیان‌شده کارهای مشابهی در زمینه طراحی و تحلیل پره جهت انتقال حرارت بهینه و طول بهینه انجام‌شده است[۵۲-۵۴]. در این تحقیقات نیز ضریب تأثیر،راندمان و انتقال حرارت از پره بررسی‌شده است و ابعاد بهینه نظیر طول،جنس و سطح مقطع موردمطالعه قرارگرفته است.



شکل۲۰ شماتیک پره موردمطالعه (a) :پروفیل مستطیلی، (b) پروفیل محدب،(d,c) پروفیل نمایی[۵۱]

۲-۳-۴-روش‌های عددی

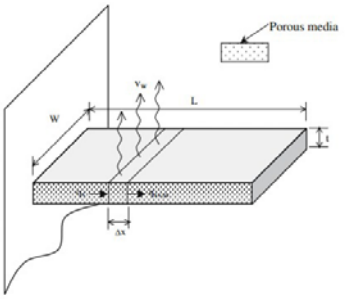
حل معادلات دیفرانسیل حاکم بر رفتار یک سیستم از مهم‌ترین مسائلی است که همواره درزمینه علوم و مهندسی موردبحث قرار می‌گیرد. ازآنجایی‌که تنها موارد معدودی از این معادلات را می‌توان مستقیماً با روش‌های تحلیلی حل نمود، روش‌های عددی زیادی در چند دهه اخیر برای حل چنین معادلاتی پیشنهادشده است. روش‌های عددی با ظهور کامپیوترها رشد چشمگیری داشته‌اند و امروزه به کمک کامپیوترها و این روش‌ها قادر به حل معادلات بسیار پیچیده در حوزه‌های متنوع علوم هستیم. برخی از روش‌های عددی معروف عبارت‌اند از روش تفاضل محدود[12]، روش اجزا محدود[13]، روش نقاط محدود[14] و روش‌های جدیدتر مانند روش‌های بدون مش که این روش‌ها هر یک در پی دیگری آمده و به دنبال ایجاد کارایی، دقت، سرعت بالاتر و ایجاد امکاناتی جدیدتر برای حل مسائل و رفع مشکلات روش‌های قبلی بوده‌اند. از پرکاربردترین این روش‌ها، روش اجزاء محدود هست که روشی عددی برای یافتن حل تقریبی بسیاری از مسائل مهندسی است. هرچند این روش برای اولین بار جهت تحلیل تنش در سازه هواپیما به کار گرفته شد، لیکن کاربرد آن در بسیاری از مسائل مکانیک جامدات، مکانیک سیالات و علوم به‌سرعت رو به گسترش نهاد. در زمینه مهندسی راه و ساختمان نیز این روش تحلیل سازه‌های بسیار پیچیده و طرح بهینه آن‌ها را به‌طور مؤثر و اقتصادی ممکن می‌سازد.

[1] Tatsu
[2] Finite elemet method
[3] Breton
[4] Caltagirone
[5] Kim
[6] Kundu
[7] Bhanja
[8] Simple model
[9] Aproximate model
[10] Exact model
[11] Biot number

[12] finite-difference method
[13] finite element method
[14] finite point method

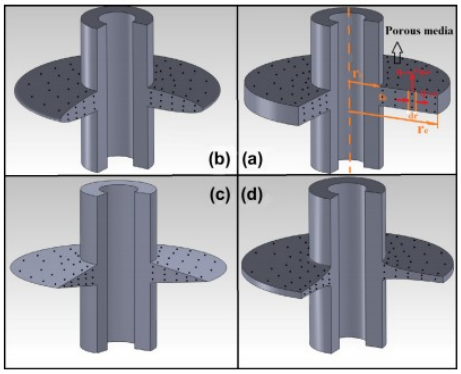
در سال ۲۰۰۷ کیوان [۵۵] در دو تحقیق خود انتقال حرارت در پره‌ها را موردبررسی قرارداد. در اولین تحقیق انجام‌شده انتقال حرارت از پره متخلخل متصل به دیواره ایزوترمال با تقریب روزلند[1] موردبررسی قرارگرفته است[۵۶]. مطالعه بر روی پره با طول نامحدود انجام‌شده است و تأثیر پارامترهای بی‌بعدی چون عدد رایلی[2]،عدد ناسلت[3]و تخلخل بر انتقال حرارت از سطح پره بررسی‌شده است.جهت حل معادلات از روش دیفرانسیل محدود استفاده‌شده است. کیوان در تحقیق دیگری به بررسی مدل دارسی در انتقال حرارت از پره‌ها پرداخت و با بررسی جابجایی حرارتی معادله انتقال حرارت از پره‌ها را تحلیل کرد.در این تحقیق با تعریف پارامتر S_h در ابتدا معادله بی‌بعد شده است و سپس به روش رانج‌کاتا[4] مرتبه ۴ حل‌شده است.معادله حاکم بر مسئله برای پره با طول بلند،طول محدود با نوک عایق و طول محدود با جابجایی در نوک بررسی‌شده است و انتقال حرارت پره با مدل معمولی مقایسه شده است. گورلا[5] و باکی یر[6] نیز به بررسی تأثیر پارامترهای جابجایی و تشعشع بر انتقال حرارت از پره پرداختند و با تغییر این پارامترها و معادله حاکم بر پره متخلخل را به روش رانج کاتا مرتبه ۴ حل کردند.

گنجی[7] و حاتمی[8] [۵۷] نیز با روش رانج کاتا مرتبه ۴ انتقال حرارت از سطح پره حلقوی با مقاطع مستطیلی، مثلثی، محدب و توانی را بررسی کردند. در این تحقیق جنس پره آلومینیوم، مس و نیز سیلیکون نیترید در نظر گرفته‌شده است. نتایج حاکی از آن است که حداکثر انتقال حرارت از پره با مقطع توانی و جنس سیلیکون نیترید است.



شکل۲۱ شکل موردبررسی در تحقیق کیوان [۵۵]

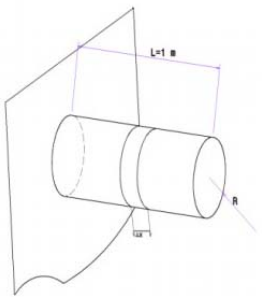
[1] Roseland approximation
[2] Rayleigh number
[3] Nusselt number
[4] Runge–Kutta method
[5] Golra
6
[7] Ganji
[8] Hatami



شکل ۲۲ طرح‌واره پره حلقوی موردمطالعه حاتمی و گنجی با پروفیل‌های مختلف[۵۷]

روش اختلال هموتوپی[9] روشی است که در سال ۱۹۹۹ توسط ریاضیدان چینی، جوهو آن هی[10] برای حل مسائل غیرخطی ابداع‌شده است۰ این روش به دلیل سادگی در اجرا و دقت بالا، موردتوجه محققان ریاضی، فیزیک و علوم مهندسی از سرتاسر جهان قرارگرفته است. تحقیقات مختلفی درزمینه بررسی رفتار پره‌ها به روش اختلال هموتوپی انجام شده است.

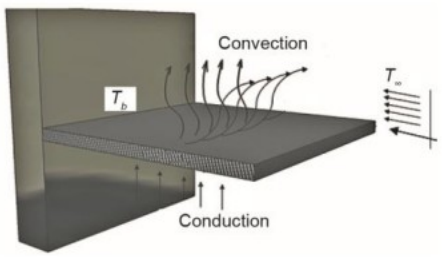
سعدالدین[11] و اولانک[12] [۵۸] به بررسی جابجایی آزاد حول پره متخلخل پرداختند و توزیع دما در راستای پره را بررسی کردند. پره موردمطالعه در این پژوهش پره استوانه‌ای با طول ثابت در نظر گرفته‌شده است. آن‌ها با بررسی پارامترهای تخلخل و جابجایی دریافتند که با افزایش پارامتر تخلخل انتقال حرارت از پره افزایش می‌یابد.



شکل ۲۳ نمای شماتیک موردمطالعه سعدالدین و اولانک[۵۸]

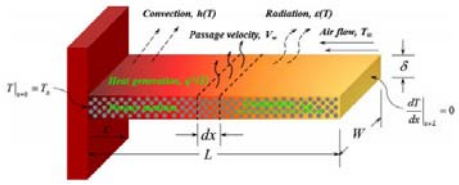
در تحقیقی مشابه رحیمی پتررودی[13] و همکاران [۵۹] به روش اختلال هموتوپی معادله غیرخطی[14] انتقال حرارت پره را حل نمودند. آن‌ها با تعریف پارامتر ثابت S_hانتقال حرارت را در طول پره بررسی کردند و نتایج را برایS_hهای ۰/۰۲، ۰/۰۴، ۰/۰۶ و۰/۰۸ بررسی کردند.

[9] Homotopy perturbation method
[10] Jou hou an he
[11] Saedodin
[12] Olank
[13] Rahimi petroudi
[14] Non-linear equation



شکل ۲۴ طرح واره موردمطالعه رحیمی و همکاران [۵۹]

ما[1] و همکاران [۶۰] به بررسی انتقال حرارت پره به همراه جابجایی و تشعشع حرارتی پرداختند. در این تحقیق در ابتدا توزیع دما در طول پره بررسی‌شده است و سپس به ضریب تأثیر و راندمان نسبت به حالت معمولی بررسی‌شده و نهایتاً سعی در بهینه کردن انتقال حرارت از پره بوده است.



شکل۲۵ پره همراه با هدایت و تشعشع حرارتی [۶۰]

در تحقیق انجام‌شده توسط نایدو[2] و همکاران جابجایی حرارتی از پره متخلخل با سطح مقطع استوانه‌ای بررسی و به روش ADI[3] به‌صورت عددی حل‌شده است. در به دست آوردن معادله از معادلات بالانس حرارتی، ممنتوم و بقای جرم استفاده‌شده است. همچنین تأثیر پارامترهای نرخ هدایت حرارتی، نسبت منظر و عدد دارسی بر ضریب انتقال حرارت محلی و ضریب تأثیر پره موردبحث قرارگرفته است.

چوآن[4] و همکاران [۶۱] به مطالعه در مورد هیت سینک میکرو کانالی پرداختند و با حل معادلات حاکم بر مجموعه پره‌ها رفتار هیت سینک را تحت جابجایی حرارتی بررسی کردند. نتایج بیانگر این است که با طراحی جدید افت فشار پره ٪۴۳ تا ٪۴۷/۹ کاهش می‌یابد و مقاومت حرارتی تا ٪۵ کاهش می‌یابد.

۳- مراجع

[1]D. Poulikakos, A. Bejan, Fin geometry for minimum entropy generation in forced convection, Journal of Heat Transfer, Vol. 104, No. 4, pp. 616-623, 1982.

[2]A. Bejan, Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics, Revue générale de thermique, Vol. 35, No. 418, pp. 637-646, 1996.

[3]E. Sciubba, A minimum entropy generation procedure for the discrete pseudo-optimization of finned-tube heat exchangers, Revue générale de thermique, Vol. 35, No. 416, pp. 517-525, 1996.

[4]J. R. Culham, Y. S. Muzychka, Optimization of plate fin heat sinks using entropy generation minimization, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 24, No. 2, pp. 159-165, 2001.

[5]W. A. Khan, J. R. Culham, M. M. Yovanovich, Optimization of pin-fin heat sinks using entropy generation minimization, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 28, No. 2, pp. 247-254, 2005.

[6]J. Zúñiga-Cerroblanco, A. Hernández-Guerrero, C. Rubio-Jimenez, J. Rubio-Arana, S. Diaz-Mendez, Optimization and Design of Pin-Fin Heat Sinks Using Minimum Entropy Generation.

[7]N. Hamadneh, W. A. Khan, S. Sathasivam, H. C. Ong, Design optimization of pin fin geometry using particle swarm optimization algorithm, PloS one, Vol. 8, No. 5, pp. e66080, 2013.

[8]H. Abbassi, Entropy generation analysis in a uniformly heated microchannel heat sink, Energy, Vol. 32, No. 10, pp. 1932-1947, 2007.

[9]G. Ibáñez, A. López, J. Pantoja, J. Moreira, J. A. Reyes, Optimum slip flow based on the minimization of entropy generation in parallel plate microchannels, Energy, Vol. 50, pp. 143-149, 2013.

[10]A. Ebrahimi, F. Rikhtegar, A. Sabaghan, E. Roohi, Heat transfer and entropy generation in a microchannel with longitudinal vortex generators using nanofluids, Energy, Vol. 101, pp. 190-201, 2016.

[11]M. Asadi, A. Shalchi-Tabrizi, Introducing Some Correlations to Calculate Entropy Generation in Extended Surfaces with Uniform Cross Sectional Area, Physical Science International Journal, Vol. 4, No. 3, pp. 402, 2014.

[12]N. Sahiti, F. Krasniqi, X. Fejzullahu, J. Bunjaku, A. Muriqi, Entropy generation minimization of a double-pipe pin fin heat exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No. 17, pp. 2337-2344, 2008.

[13]E. Ibrahim, M. Moawed, Forced convection and entropy generation from elliptic tubes with longitudinal fins, Energy Conversion and Management, Vol. 50, No. 8, pp. 1946-1954, 8//, 2009.

[14]Z. Shi, T. Dong, Entropy generation and optimization of laminar convective heat transfer and fluid flow in a microchannel with staggered arrays of pin fin structure with tip clearance, Energy Conversion and Management, Vol. 94, pp. 493-504, 2015.

[15]E. Schmidt, Die Wärmeübertragung durch Rippen, 1926.

[16]R. Duffin, A variational problem relating to cooling fins, J. Math. Mech, Vol. 8, No. 1, pp. 47, 1959.

[17]K. A. Gardner, Efficiency of extended surfaces, Trans. Asme, Vol. 67, No. 1, pp. 621-631, 1945.

[18]D. Q. Kern, A. D. Kraus, Extended surface heat transfer, 1972.

[19]C. Maday, The minimum weight one-dimensional straight cooling fin, Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 1, pp. 161-165, 1974.

[20]P. L. Dhar, C. P. Arora, Optimum design of finned surfaces, Journal of the Franklin Institute, Vol. 301, No. 4, pp. 379-392, 4//, 1976.

[21]Y.-T. Yang, H.-S. Peng, Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, No. 19–20, pp. 4788-4796, 9//, 2008.

[22]A. Aziz, T. Fang, Alternative solutions for longitudinal fins of rectangular, trapezoidal, and concave parabolic profiles, Energy Conversion and Management, Vol. 51, No. 11, pp. 2188-2194, 11//, 2010.

[23]R. Karthikeyan, R. Rathnasamy, Effect of geometric and flow parameters on the performance of pin-fin arrays, Indian Journal of Science and Technology, Vol. 4, No. 10, pp. 1256-1261, 2011.

[24]A. Salwe, A. U. Bhagat, M. G. Gabhane, Comparison of Forced convective heat transfer coefficient between solid pin fin and perforated pin fin, International Journal of

[1] Ma
[2] Naidu
[3] Alternating Direction implicit method
[4] Chuan

[43]U. V. Awasarmol, A. T. Pise, An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 68, pp. 145-154, 11//, 2015.

[44]S.-H. Park, T. H. Kim, J. H. Jeong, Experimental investigation of the convective heat transfer coefficient for open-cell porous metal fins at low Reynolds numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 100, pp. 608-614, 9//, 2016.

[45]M. Kaviany, Laminar flow through a porous channel bounded by isothermal parallel plates, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, No. 4, pp. 851-858, 1985.

[46]N. Tatsuo, T. Toru, S. Mitsuhiro, K. Yuji, O. Hiroyuki, Numerical analysis of natural convection in a rectangular enclosure horizontally divided into fluid and porous regions, International journal of heat and mass transfer, Vol. 29, No. 6, pp. 889-898, 1986.

[47]P. Le Breton, J. Caltagirone, E. Arquis, Natural convection in a square cavity with thin porous layers on its vertical walls, Journal of heat transfer, Vol. 113, No. 4, pp. 892-898, 1991.

[48]S. Kim, J. Paek, B. Kang, Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger, Journal of heat transfer, Vol. 122, No. 3, pp. 572-578, 2000.

[49]B. Kundu, D. Bhanja, An analytical prediction for performance and optimum design analysis of porous fins, international journal of refrigeration, Vol. 34, No. 1, pp. 337-352, 2011.

[50]D. Bhanja, B. Kundu, Thermal analysis of a constructal T-shaped porous fin with radiation effects, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, No. 6, pp. 1483-1496, 9//, 2011.

[51]B. Kundu, D. Bhanja, K.-S. Lee, A model on the basis of analytics for computing maximum heat transfer in porous fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, No. 25–26, pp. 7611-7622, 12//, 2012.

[52]R. Das, K. Ooi, Predicting multiple combination of parameters for designing a porous fin subjected to a given temperature requirement, Energy Conversion and Management, Vol. 66, pp. 211-219, 2013.

[53]A. Vahabzadeh, D. Ganji, M. Abbasi, Analytical investigation of porous pin fins with variable section in fully-wet conditions, Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 5, pp. 1-12, 2015.

[54]B. Kundu, K.-S. Lee, A proper analytical analysis of annular step porous fins for determining maximum heat transfer, Energy Conversion and Management, Vol. 110, pp. 469-480, 2/15/, 2016.

[55]S. Kiwan, Effect of radiative losses on the heat transfer from porous fins, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, No. 10, pp. 1046-1055, 10//, 2007.

[56]S. Kiwan, Thermal analysis of natural convection porous fins, Transport in porous media, Vol. 67, No. 1, pp. 17-29, 2007.

[57]M. Hatami, D. Ganji, Thermal performance of circular convective–radiative porous fins with different section shapes and materials, Energy Conversion and Management, Vol. 76, pp. 185-193, 2013.

[58]S. Saedodin, M. Olank, Temperature distribution in porous fins in natural convection condition, Journal of American Science, Vol. 7, No. 6, pp. 476-481, 2011.

[59]I. R. Petroudi, D. D. Ganji, A. B. Shotorban, M. K. Nejad, E. Rahimi, R. Rohollahtabar, F. Taherinia, SEMI-ANALYTICAL METHOD FOR SOLVING NON-LINEAR EQUATION ARISING OF NATURAL CONVECTION POROUS FIN, Thermal Science, Vol. 16, No. 5, pp. 1303-1308, 2012.

[60]J. Ma, Y. Sun, B. Li, H. Chen, Spectral collocation method for radiative–conductive porous fin with temperature dependent properties, Energy Conversion and Management, Vol. 111, pp. 279-288, 2016.

[61] L. Chuan, X.-D. Wang, T.-H. Wang, W.-M. Yan, Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based Engineering Research and General Science, Vol. 2, No. 3, pp. 2091-2730, 2014.

[25]G. V. Rao, R. Narayanaswami, Optimization of a conducting cooling fin with a heat sink using optimality criterion, International Journal of Solids and Structures, Vol. 14, No. 10, pp. 787-793, //, 1978.

[26]P. Razelos, K. Imre, The optimum dimensions of circular fins with variable thermal parameters, Journal of Heat Transfer, Vol. 102, No. 3, pp. 420-425, 1980.

[27]E. M. Sparrow, E. D. Larson, Heat transfer from pin-fins situated in an oncoming longitudinal flow which turns to crossflow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 25, No. 5, pp. 603-614, 5//, 1982.

[28]R. Yeh, S. Liaw, Optimum configuration of a fin for boiling heat transfer, Journal of the Franklin Institute, Vol. 330, No. 1, pp. 153-163, 1993.

[29]R. Sajedi, M. Taghilou, M. Jafari, Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 83, pp. 139-146, 5/25/, 2015.

[30]C. V. M. Braga, F. E. M. Saboya, Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 20, No. 2, pp. 55-65, 10//, 1999.

[31]S. L. Braga, F. E. M. Saboya, Turbulent heat transfer and pressure drop in an internally finned equilateral triangular duct, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 12, No. 1, pp. 57-64, 1//, 1996.

[32]C. Chin-Hsiang, H. Wen-Hsiung, Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 11, pp. 2739-2749, 11//, 1991.

[33]C. Chin-Hsiang, L. Chen-Don, H. Wen-Hsiung, Buoyancy effect on the heat convection in vertical channels with fin array at low Reynolds numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, No. 10, pp. 2643-2653, 10//, 1992.

[34]S.H. Nasab, M.B. Ayani,Experimental and numerical investigation of pin fin array, Second congrate of heat and mass transfer, Iran<2014(In Persian)

[35]L. Micheli, K. S. Reddy, T. K. Mallick, Experimental comparison of micro-scaled plate-fins and pin-fins under natural convection, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 75, pp. 59-66, 7//, 2016.

[36]S. Kiwan, M. Al-Nimr, Using porous fins for heat transfer enhancement, Journal of Heat Transfer, Vol. 123, No. 4, pp. 790-795, 2001.

[37]E. Yu, Y. Joshi, Heat transfer enhancement from enclosed discrete components using pin–fin heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 25, pp. 4957-4966, 12//, 2002.

[38]Y. Varol, H. F. Oztop, A. Varol, Effects of thin fin on natural convection in porous triangular enclosures, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, No. 10, pp. 1033-1045, 10//, 2007.

[39]M. Shaeri, M. Yaghoubi, Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 30, No. 2, pp. 218-228, 2009.

[40]W. Wang, J. Guo, S. Zhang, J. Yang, X. Ding, X. Zhan, Numerical study on hydrodynamic characteristics of plate-fin heat exchanger using porous media approach, Computers & Chemical Engineering, Vol. 61, pp. 30-37, 2/11/, 2014.

[41]H. C. Ryu, D. Kim, S. J. Kim, Experimental analysis of shrouded pin fin heat sinks for electronic equipment cooling, in Proceeding of, IEEE, pp. 261-266.

[42]E. Ayli, O. Bayer, S. Aradag, Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile FINS in a square channel for forced convection regimes, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 109, pp. 279-290, 11//, 2016.

on porous fin design concept, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 65, pp. 52-57, 7//, 2015.