

## چکیده:

مبدل حرارتی یکی از مهمترین اجزای انتقال حرارت در فرایندهای صنعتی است. به گونه ای که انواع مختلف آن بر حسب کاربرد؛ در اندازه و شکل های مختلف ساخته می شود. توجه به این مطلب موجب شده است که پژوهش های متعددی برای بهینه سازی و بالا بردن کیفیت مبدل ها انجام گیرد. در این اثر؛ معادلات حاکم بر مبدل ها از روابط ترمودینامیکی و مکانیکی و انتقال حرارت استخراج شده اند. مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار یکی از انواع مبدل های حرارتی هستند و به دلیل کاربرد وسیع، به ویژه در دماهای پایین، مورد توجه ویژه قرار می گیرند. به گونه ای که روش های متعددی برای بهینه سازی این مبدل به کار گرفته می شود که هر کدام از این روش ها یک پارامتر از قبیل ابعاد، راندمان، کارایی، هزینه ساخت و افت فشار داخلی و خارجی این مبدل ها را مورد مطالعه قرار می دهند.

در این پژوهش، روندی برای بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با جریان های چندفازی و چندجزئی، با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک، ارائه شده است. تحلیل مبدل های حرارتی چند جریانه و چندفاز، به کمک نرم افزار تحلیلی (انسيس فلوغنت) صورت می گیرد و با استفاده از نرم افزارهای ثالث؛ اتوماسیون حل و پیاده سازی روش الگوریتم و آنالیز حساسیت بر روی متغیرهای بهینه سازی ژنتیک انجام می شود. در ابتدا مبدل حرارتی را از لحاظ حرارتی طراحی می شود. سپس تولید آنتروپی کلی مبدل از معادلات ترمودینامیکی و انتقال حرارتی حاکم محاسبه شده و مبدل حرارتی طراحی شده با استفاده از روش کمینه سازی تولید آنتروپی فشاری به صورت دو هدفه بهینه سازی می شود. هدف اول از بهینه سازی؛ حفظ راندمان خوب و قابل قبول است و هدف دوم کاهش آنتروپی فشاری است که این کاهش آنتروپی باعث کاهش افت فشار در قسمت های سرد و گرم مبدل می شود. نهایتاً طرح بهینه با حداکثر راندمان و حداقل افت فشار بدست می آید. همچنین، بررسی نتایج حاصل از بهینه سازی نشان می دهد که افزایش ارتفاع پره ها و افزایش عرض مبدل، تاثیر مثبتی بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار دارد.

کلیدواژه ها: مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، جریان های چندفازی و چندجزئی، الگوریتم ژنتیک، بهینه سازی چندمنظوره، مبدل های حرارتی چند جریانه و چندفاز

## فصل ۱: مقدمه

کلیات تحقیق (مقدمه - بیان مساله - اهمیت و  
ضرورت انجام تحقیق - اهداف تحقیق - فرضیه ها)

در سالیان اخیر توجه به مسئله بهبود انتقال حرارت در علوم مهندسی و صنعت ؛ با سرعت افزایش یافته ای در حال رشد است . به طوری که هم اکنون به بخش بسیار مهمی از تحقیقات تجربی و نظری تبدیل شده است . بهبود انتقال حرارت با استفاده از روش های مرسوم ؛ باعث صرفه جویی قابل توجهی در هزینه ها و منابع انرژی و حفظ محیط زیست شده است . برهم زدن زیر لایه آرام در لایه مرزی جریان مخشوش؛ ایجاد جریان ثانویه ؛ اتصال دوباره سیال جدا شده به سطح ؛ ایجاد تأخیر در توسعه لایه مرزی؛ تقویت ضریب هدایت حرارتی مؤثر سیال؛ افزایش اختلاف دما بین سطح و سیال از جمله مهمترین مکانیزم هایی هستند که منجر به افزایش انتقال حرارت از طریق جریان سیال می شوند.

در این فصل، به معرفی کلی موضوع پایان نامه و اهمیت آن در انتقال حرارت پرداخته شده است . در ابتدا نگاهی به مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار از دیدگاه نقش و اهمیت آنها در انتقال حرارت صورت می گیرد و پس از آن بهینه سازی این مبدل ها با استفاده از مدل ریاضی<sup>۱</sup> RANS به عنوان یک ابزار قدرتمند و مدل سازی با استفاده از محاسبات دینامیک سیالاتی<sup>۲</sup> محاسباتی اشاره شده است . سپس، اهداف اصلی تحقیق در این پایان نامه مشخص و مطرح می شوند. در این فصل نیز روش تحقیق در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شده است تا اطلاعات بیشتری از نحوه اجرای تحقیقات و جمع آوری داده ها در این پایان نامه به دست آید. در پایان به معرفی اجمالی مسئله مورد بررسی تحقیق پرداخته شده است. این تداوم منطقی از فصل ۱ به سایر فصول پایان نامه، خواننده را با مسیر و هدف اصلی تحقیق آشنا می سازد و اهمیت مطالب ارائه شده را برای خواننده مشخص می کند

## ۱-۲- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار<sup>۳</sup>:

مبدل های حرارتی صفحه دار پره دار به عنوان نوعی از مبدل های حرارتی شناخته می شوند که در صنایع مختلف مانند نفت و گاز، هوافضا، خودروسازی و تولید برق به منظور انتقال حرارت کارآمد بین دو سیال مورد استفاده قرار می گیرند . این نوع مبدل ها که از جنس آلومینیوم ساخته شده اند ؛ در مقایسه با سایر انواع مبدل ها، فضای کمتری را اشغال می کنند. طراحی این مبدل های حرارتی با هدف انتقال حرارت بین دو مایع یا گاز با سرعت بالا و بهینه سازی مصرف انرژی انجام شده است. [۱]

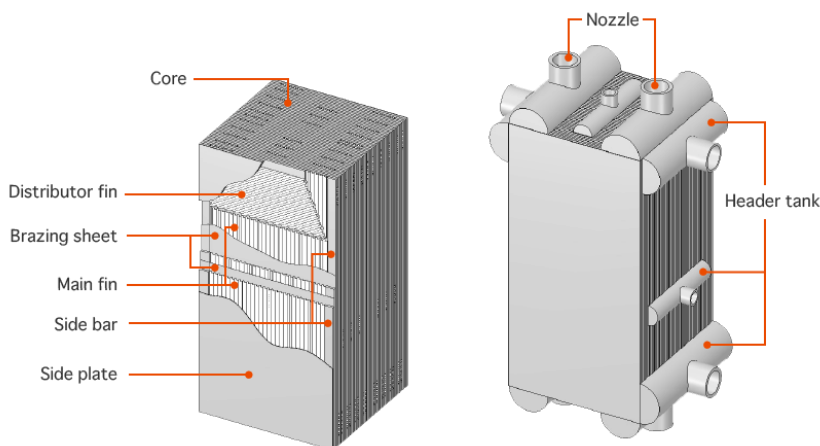
یکی از ویژگی های منحصر به فرد مبدل های صفحه ای پره دار، ساختار لایه ای آن ها است . لایه های مختلف با اندازه ها و اشکال متفاوت، به دلیل اختلاف دما و خواص فیزیکی متنوع سیالات در این لایه ها، موجب بهبود عملکرد کلی مبدل می شوند . هر لایه شامل پره هایی است که سطح تماس سیال با سطح جامد را افزایش می دهند . این افزایش سطح انتقال حرارت در مبدل های صفحه ای پره دار، بازدهی و کارایی آن ها را به طور قابل توجهی افزایش داده است. این مبدل ها در حجم ثابت، نسبت سطح انتقال حرارت به حجم را به طور قابل توجهی افزایش می دهند (بیش از  $700 \frac{m^2}{m^3}$  تا  $1800 \frac{m^2}{m^3}$ ) و در نتیجه در دسته مبدل های حرارتی

<sup>1</sup> Reynolds-averaged Navier-Stokes

<sup>2</sup> Computational Fluid Dynamics

<sup>3</sup> Plate fin Heat exchanger

فشرده قرار می‌گیرند. این ویژگی، انتقال حرارت در اختلاف دماهای پایین ( $2^{\circ}C$ ) را ممکن ساخته و موجب بهبود چشمگیر در کارایی و بازدهی این مبدل‌ها شده است. پره‌ها با افزایش تراکم سطح انتقال حرارت، به تبادل بهتر حرارت کمک کرده و بهره‌وری مبدل را ارتقا داده‌اند. این ویژگی امکان انتقال حرارت در اختلاف دماهای پایین‌تر را فراهم کرده است که در نتیجه باعث افزایش کارایی و بازدهی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار شده است. شماتیک کلی مبدل‌های حرارتی در شکل ۱-۱ آورده شده است. [۳]



شکل ۱-۱ ساختار کلی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳]

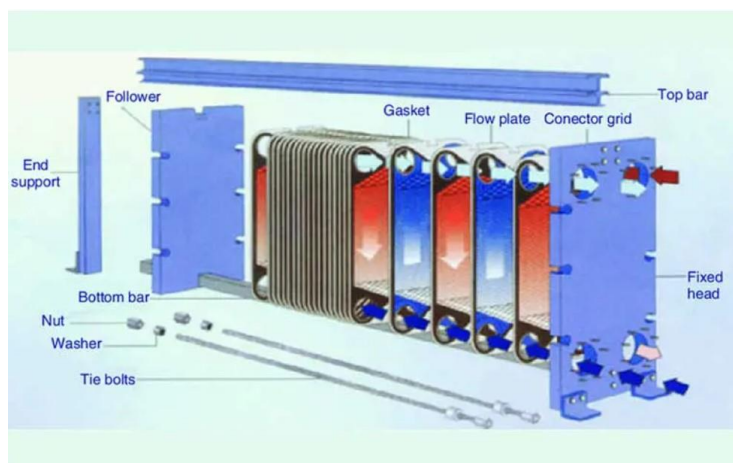
به‌طور کلی، مبدل‌های حرارتی بر اساس نوع مکانیزم انتقال حرارت می‌توان به انواع تماس مستقیم<sup>۱</sup> و تماس غیر مستقیم<sup>۲</sup> تقسیم بندی می‌شوند. در مبدل‌های تماس مستقیم، سیالات مستقیماً با یکدیگر تبادل حرارت می‌کنند و این فرآیند با انتقال جرم همراه است. اما در مبدل‌های تماس غیرمستقیم، یک دیوار جداکننده، سیالات گرم و سرد را از یکدیگر جدا کرده و تبادل حرارت از طریق این دیواره انجام می‌شود.

## ۱-۲-۱- ساختار مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار :

در شکل زیر؛ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نشان داده شده است. اجزای اصلی این مبدل حرارتی شامل صفحات انتقال دهنده حرارت و جداکننده جریان‌ها؛ واشرها و قاب‌های انتهایی هستند که نازل ورود و خروج جریان در آنها قرار دارد.

<sup>1</sup> Direct contact

<sup>2</sup> Indirect contact



شکل ۱-۲ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار [۴]

در قسمت میانی این مبدل حرارتی صفحات نازک مستطیل شکل قرار داده شده است که واشرها کاملاً اطراف آنها را احاطه کرده اند. استفاده از واشرها باعث آب بندی این صفحات شده است. صفحات پشت سر هم قرار داده شده است به صورت یک مجموعه واحد باعث جلوگیری از اختلاط سیالات با هم شده است و مانع از نشت سیالات می‌گردد. صفحات جداکننده<sup>۱</sup> بر روی یک میله حمال فوقانی قرار می‌گیرند. در غالب موارد هم این میله های حمل کننده صفحات در سر دیگر قاب با کمک یک ستون پایه نگه داشته می شوند. مجموعه صفحاتی که در داخل مبدل حرارتی صفحه ای قرار داده می شوند به وسیله چندین پیچ به هم بسته شده است در جای خود ثابت می گردد؛ که در نهایت این شیوه سر هم بندی صفحات امکان باز و بسته کردن راحت و تمیز کاری این مبدل ها را به خوبی فراهم می نماید.

در این مبدل ها که اغلب، جریان ها در خلاف جهت هم دیگر قرار دارند، جریان ها از نازل های ورودی وارد هدرها<sup>۲</sup> شده و سپس از طریق توزیع کننده ها وارد هسته اصلی می شوند. بیشترین انتقال حرارت در مبدل های حرارتی داخل هسته رخ می دهد. در این مبدل ها، در داخل هسته اصلی و توزیع کننده ها، پره هایی تعبیه شده است که سطح انتقال حرارت را افزایش می دهند. در نهایت، جریان ها در انتهای دیگر مبدل، از طریق توزیع کننده های انتهای مبدل وارد هدرهای انتهای مبدل می شوند و از مبدل خارج می گردند. ساختار مبدل پلیت-فین، بخصوص، ساختار فین ها، تأثیر بسیار زیادی بر عملکرد مبدل حرارتی دارند. در نتیجه بهینه سازی آن ها می تواند عملکرد مبدل را بهبود بخشیده و صرفه جویی هایی در هزینه های جاری و سرمایه گذاری اولیه در کنار بهبود عملکرد فرآیندها و رسیدن به دماهای پایین تر صورت گیرد.

<sup>1</sup> Separator Plate

<sup>2</sup> nozzles

## ۱-۲-۲- اهمیت و ضرورت بهینه سازی<sup>۱</sup> مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:

در دهه های اخیر، افزایش سرسام آور مصرف انرژی در دنیا، کمبود منابع سوخت فسیلی، کمبود منابع آب آشامیدنی، بحران انرژی، و نیز لزوم رعایت مسائل زیست محیطی از قبیل جلوگیری از افزایش دمای زمین، آلودگی محیط زیست، در کنار لزوم کاهش هزینه ها و قیمت تمام شده محصولات و صرفه اقتصادی بیشتر، باعث مورد توجه قرار گرفتن صرفه جویی در مصرف انرژی شده است. یکی از راهکارهای اساسی برای افزایش بهره وری انرژی، بهینه سازی مبدل های حرارتی است. مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به دلیل ساختار لایه ای و پره دار خود، امکان افزایش سطح انتقال حرارت را بهبود می بخشد و در نتیجه، عملکرد و بازدهی فرآیندهای حرارتی را به طرز قابل ملاحظه ای ارتقاء می دهند. این امکانات از اهمیت ویژه ای در کاهش هزینه های جاری و سرمایه گذاری های اولیه مرتبط با سیستم های حرارتی بهره برداری می کنند. بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار باعث صرفه جویی در انرژی و بهبود کارایی سیستم های صنعتی می شود.

در جریان های چند جزئی، مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به دلیل خصوصیات خاص خود از اهمیت ویژه ای برخوردار هستند. طراحی بهینه این نوع مبدل ها از اهمیت ویژه ای برخوردار است. زیرا این مبدل ها می توانند نقش مؤثری در بهبود عملکرد سیستم های حرارتی بازی کنند. با بهره گیری از پره های فلزی و صفحات فلزی در ساختار، این مبدل ها امکان افزایش نرخ انتقال حرارت را فراهم می سازند که این امر موجب بهبود کارایی سیستم و کاهش مصرف انرژی می شود.

تحقیقات در زمینه طراحی حرارتی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی، نقش مهمی در پیشبرد درک ما از فرآیندهای انتقال حرارت و بهبود کارایی کاربردهای مهندسی مختلف ایفا می کند. این بحث اهمیت و ضرورت انجام چنین تحقیقاتی را با استخراج بینش از ادبیات مرتبط برجسته خواهد کرد. یکی از دلایل مهم برای انجام تحقیقات در این زمینه، افزایش عملکرد مبدل های حرارتی است.

یکی از دلایل اصلی انجام تحقیقات در این حوزه، تقاضای روزافزون برای سیستم های تبادل حرارت کارآمد در بخش های مختلف از جمله هوافضا، خودروسازی و فرآیندهای صنعتی است. مبدل های حرارتی نقش مهمی در افزایش بهره وری انرژی و کاهش هزینه های عملیاتی دارند. بنابراین، بهبود طراحی و عملکرد آنها برای دستیابی به پایداری و رقابت بسیار مهم است. علاوه بر این، جریان های چند جزئی، برهمکنش های ترمودینامیکی پیچیده ای را معرفی می کنند که نیاز به بررسی کامل و مدل سازی عددی دارند. رفتار سیالات مختلف و مخلوط آنها در مبدل های حرارتی می تواند به طور قابل توجهی بر نرخ انتقال حرارت و راندمان کلی سیستم تأثیر گذاری داشته باشد. در نتیجه، محققان در این زمینه مسئولیت توسعه ابزارها و روش های محاسباتی پیشرفته را برای رسیدگی موثر به این چالش ها را بر عهده دارند. علاوه بر این، تحقیقات در طراحی و بهینه سازی حرارتی با انگیزه جهانی به سمت پایداری و کاهش اثرات زیست محیطی همسو می شود. مبدل های حرارتی کارآمدتر منجر به صرفه جویی در انرژی، کاهش انتشار گازهای گلخانه ای و ردپای کربن کمتری می شود. دولت ها و صنایع در سرتاسر جهان فعالانه به دنبال راه حل هایی برای مقابله با تغییرات آب و هوایی هستند و تحقیقات در این زمینه را نه تنها مفید، بلکه برای آینده ای پایدار ضروری می سازند [۵]

<sup>1</sup> Optimization

### ۱-۳- مروری بر معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز (RANS) :

معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز (RANS) مجموعه ای از معادلات ساده شده است که از معادلات ناویر-استوکس به دست آمده و برای توصیف رفتار متوسط جریان سیال استفاده می شود. این یک توصیف ریاضی از رفتار سیالات در حالت پایدار، متلاطم، تراکم پذیر یا غیر قابل تراکم را ارائه می دهد. معادلات فوق الذکر بر اساس اصول بقای جرم، تکانه و انرژی استوار است. آنها به عنوان یک سیستم معادلات دیفرانسیل جزئی غیر خطی بیان می شوند، که در آن متغیرهای مجهول، متغیرهای وابسته ای هستند که به حالت و خواص سیال بستگی دارند. معادلات RANS جریان های آشفته<sup>۱</sup> را در دینامیک سیالات محاسباتی مدل می کند. این معادلات می توانند ویژگی های جریان مانند افت فشار، کشش و انتقال حرارت را در یک سیستم سیال پیش بینی کنند.

از چند دهه گذشته، مدل های RANS به طور گسترده در بخش های هوافضا، خودروسازی، دریایی و انرژی و غیره مورد استفاده قرار گرفته شده است. آنها اغلب برای شبیه سازی رفتار جریان هایی که در آیرودینامیک، احتراق و پدیده های چند فازی با آن مواجه هستند، استفاده می شود. مدل RANS بر چندین فرض اساسی برای ایجاد یک نمایش بسیار دقیق از وضعیت یک سیال یا یک گاز متکی است.

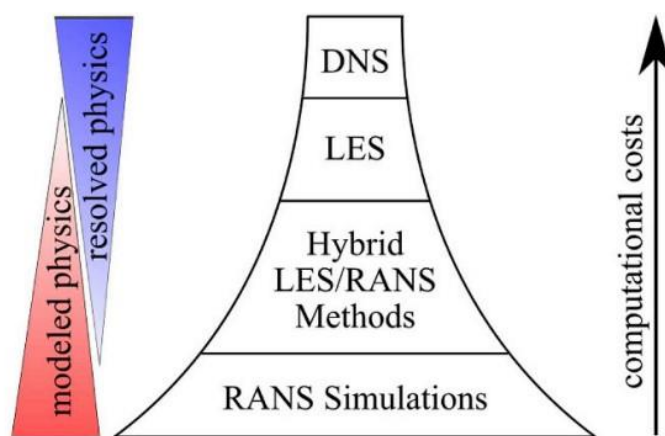
جریان های آشفته به وسیله یک دامنه گسترده از مقیاس های زمانی مشخص می شوند. بنابراین، انجام شبیه سازی های عددی مستقیم با حل معادلات ناویر استوکس و رفع تمامی مقیاس های آشفتگی، به ویژه برای جریان های با عدد رینولدز بالا، به طور چشمگیری گران و با هزینه های بالائی مواجه است. این سلسله مدل در شکل ۱-۳ نشان داده شده است، به گونه ای که در بالا توسط روش های شبیه سازی عددی مستقیم نشان داده می شود و در پایین توسط روشی با رویکرد تجربی و محاسباتی قابل تحمل تر نشان داده شده است.

شبیه سازی لس (LES)<sup>۲</sup>؛ یک توافق بین شبیه سازی مستقیم عددی (DNS) و شبیه سازی رینولدز میانگین شده ناویر-استوکس (RANS) است که به دو انتهای طیف، مقیاس های پراکندگی را نشان می دهند. در LES، تنها مقیاس های بزرگتر و پرانرژی توضیح داده می شود، در حالی که مقیاس های کوچک تر زیر یک آستانه، فیلتر می شوند.

---

<sup>۱</sup> Turbulent flows

<sup>۲</sup> Large Eddy Simulation



شکل ۳-۱ نمایش شماتیک از سلسله مراتب مدل سازی آشفتگی [۶]

### ۳-۱-۱- اهمیت معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز در بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:

بهبود کارایی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار از اهمیت بسیاری برخوردار است، زیرا این مبدل ها در بسیاری از صنایع به کار می روند و نقش اساسی در انتقال حرارت دارند. استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز (RANS) در بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، مانند یک راهبرد استراتژیک عمل می کند. این معادلات، با ارائه یک توصیف متوسط از جریان سیال، به ما امکان می دهد تا به طور دقیق تری اثرات آشفتگی و نوسانات زمانی را در محیط های پیچیده ی حرارتی مدل سازی کنیم. این ابزار محاسباتی قادر است تا ویژگی های جریان مانند افت فشار، انتقال حرارت و کشش را به شکل دقیق تری پیش بینی کند.

این معادلات نقش اساسی در توسعه و بهبود عملکرد مبدل های حرارتی دارند و باعث افزایش کارایی و کاربردی تر شدن آنها می شوند. با توجه به پیچیدگی های موجود در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار و اثرات ناشی از جریان های آشفته، استفاده از معادلات RANS امری ضروری و بسیار قابل توجه است. این معادلات می توانند ما را در بهینه سازی طراحی و راه اندازی مبدل ها یاری نمایند.

از طریق کاهش هزینه ها و زمان های مورد نیاز برای آزمایشات تجربی و تحلیل های سنگین عددی، مدل سازی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار بدون در نظر گرفتن اثرات آشفتگی و نوسانات زمانی، به چالش هایی برخورد خواهد کرد که با استفاده از معادلات RANS می توان به بهترین شکل ممکن راه حل هایی برای آنها پیشنهاد داد.



## ۱-۴- نقش دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه سازی مبدل حرارتی:

استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) در بهینه سازی مبدل های حرارتی یکی از روش های نوین و موثر برای بهبود عملکرد این تجهیزات پیچیده است. دینامیک سیالات محاسباتی به طور گسترده ای برای شبیه سازی جریان سیالات و انتقال حرارت در مبدل های حرارتی به کار گرفته شده است. این تکنیک با استفاده از مدل های عددی پیشرفته ای مانند روش حجم محدود<sup>۱</sup> و المان محدود<sup>۲</sup>، امکان مدل سازی دقیق جریان های پیچیده و چندجزئی را فراهم می سازد. استفاده از روش المان محدود به همراه الگوریتم های عددی پیشرفته، امکان مدل سازی دقیق ترین جریان سیالات را ارائه می دهد. این روش ها به بهبود دقت و صحت نتایج در بهینه سازی مبدل حرارتی کمک می کنند. با استفاده از این ابزار، می توان به درک بهتری از رفتار دینامیکی سیالات در مبدل های حرارتی دست یافت و پارامترهای کلیدی مانند افت فشار و ضریب انتقال حرارت را بهینه کرد.

در مدل سازی های CFD امکان بررسی تأثیر تغییرات در طراحی، مانند افزایش ارتفاع پره ها و افزایش عرض مبدل و فاصله بین پره ها عملکرد مبدل حرارتی را بهبود می بخشد. دینامیک سیالات محاسباتی بر مبنای استفاده از معادلات ناویر-استوکس تأکید دارد و توانایی آن در شبیه سازی دقیق جریان سیالات در اطراف سازه های حرارتی را به تصویر می کشد. اهمیت استفاده از این مدل در بهبود دقت و صحت نتایج بهینه سازی مبدل حرارتی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. الگوریتم های بهینه سازی، به ویژه الگوریتم ژنتیک<sup>۳</sup>، به عنوان ابزارهای موثر در بهبود کارایی مبدل حرارتی از طریق تغییرات ژنتیک متغیرها مطرح می شوند. دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم های بهینه سازی مانند الگوریتم ژنتیک منجر به دستیابی به راه حل های بهینه برای طراحی مبدل های حرارتی شده است. این روش ها به کاهش هزینه ها و افزایش کارایی سیستم های حرارتی کمک می کنند. علاوه بر این، استفاده از تکنیک های محاسباتی پیشرفته مانند شبکه های عصبی مصنوعی<sup>۴</sup>، سرعت و دقت شبیه سازی های CFD را بهبود بخشیده و امکان انجام محاسبات پیچیده در زمان کوتاه تر را فراهم کرده است. ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم های بهینه سازی امکان بهبود پارامترها و بهینه سازی ساختار مبدل حرارتی را فراهم می سازد. استفاده از راهکارهای پیشرفته محاسباتی نظیر تکنیک های شبکه عصبی به منظور بهبود دقت و سرعت در مدل سازی دینامیک سیالاتی، موضوعی است که می تواند به تحقیقات ارتقاء دهنده در زمینه بهینه سازی مبدل حرارتی منجر شود. تحلیل دقیق جریان سیالات به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، امکان بهبود دقت در تخمین پارامترها و تغییرات مبدل حرارتی را فراهم می آورد. نتایج به دست آمده از این تحلیل ها، به عنوان ورودی های مهم برای الگوریتم های بهینه سازی مورد استفاده قرار می گیرند. در نهایت، این ترکیب از دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم های بهینه سازی در طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار، موجب رسیدن به ساختارهای بهینه و افزایش کارایی سیستم حرارتی شده است. دینامیک سیالات محاسباتی با ارائه مدل های دقیق و شبیه سازی های پیشرفته، نقش بسیار موثری در بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در جریان های چندجزئی ایفا می کند. با ترکیب این روش با تکنیک های بهینه سازی، می توان مبدل حرارتی را بطور بهینه و کارآمد، با کاهش هزینه ها و افزایش کارایی تولید انرژی طراحی کرد. [۷]

<sup>1</sup> Finite Volume Method

<sup>2</sup> Finite Element Method

<sup>3</sup> Genetic Algorithm

<sup>4</sup> Artificial Neural Networks

## ۱-۵- روشهای تقویت انتقال حرارت:

بر اساس یک طبقه بندی مرسوم؛ مبدل های حرارتی به دو دسته فعال<sup>۱</sup> و غیر فعال<sup>۲</sup> تقسیم می شوند. روش های فعال به روش هایی گفته میشود که در آن بقای مکانیزم تقویت انتقال حرارت وابسته به وجود یک نیروی خارجی است. در حالی که در روش های غیر فعال نیاز به وجود چنین نیرویی ندارند. در سال های اخیر، استفاده از تکنیک های مدرن مانند مواد نوین با هدایت حرارتی بالا و ساختارهای میکرو و نانو در تقویت انتقال حرارت توجه بیشتری را به خود جلب کرده است. این تکنیک ها با کاهش مقاومت های حرارتی و بهبود همرفت طبیعی، به افزایش کارایی و بهینه سازی مبدل های حرارتی کمک کرده است. همچنین، پیشرفت هایی در مدل سازی جریان های آشفته و چندفازی<sup>۳</sup> به ویژه در حوزه دینامیک سیالات محاسباتی، امکان بهینه سازی بیشتر و پیش بینی دقیق تر عملکرد مبدل های حرارتی را فراهم ساخته است. برخی از مهمترین روش های غیر فعال مرتبط با تحقیق حاضر که امروز دامنه کاربرد وسیعی را به خود اختصاص داده اند؛ در زیر به صورت مختصر شرح داده می شود. [۸]

### ۱-۵-۱- سطوح زبر و فین دار:

سطوح زبر و فین دار در انواع مختلفی تولید می شوند. کاربرد عمده سطوح زبر و فین دار عموماً در جریان های تک فاز<sup>۴</sup> است. در جریان مخشوش یک ناحیه با سرعت کم در مجاورت دیواره ها تشکیل می گردد که به عنوان زیر لایه لزج شناخته می شود. ضخامت این زیر لایه برای شرایط جریان مخشوش توسعه یافته حدود ۳ تا ۵ درصد شعاع لوله است. این ناحیه دارای بیشترین مقاومت حرارتی است. بنابراین هر روشی که زیر لایه لزج<sup>۵</sup> را حذف کند سبب تقویت انتقال حرارت خواهد شد. برای کنترل ساختار این زیر لایه دو روش مختلف مورد بررسی قرار گرفته شده است. یکی دیگر از راه ها؛ توسعه مناطق جدایش جریان نزدیک دیوار است که می توان آن را با استفاده از یک چیدمان متفاوت از مولد های گردابه بر سر راه جریان تحقق بخشید. روش دیگر؛ تغییر شکل دادن سطح انتقال حرارت به صورت تو رفتگی های سه بعدی (سوراخ و حفره) است. البته وجود برخی زبری ها نظیر فین تا حد کمی باعث افزایش سطح انتقال حرارت نیز می شود که معمولاً تاثیر آن در مقابله با اغتشاش ناشی از جریان موجود در فین ها بسیار ناچیز است.

### ۱-۵-۲- افزودنی به سیالات:

افزودنی های سیالات یکی از روش های مؤثر برای تقویت انتقال حرارت در مبدل های حرارتی به شمار می روند. این افزودنی ها به ویژه در سیالاتی با ضریب هدایت حرارتی پایین، مانند آب و روغن موتور، استفاده می شوند. در دهه های اخیر، استفاده از نانوذرات<sup>۶</sup> در سیالات به عنوان یک راه حل نوآورانه برای بهبود ضریب هدایت حرارتی مورد توجه قرار گرفته شده است. این نانوذرات به دلیل اندازه کوچک نسبت به سطح، توانایی افزایش هدایت حرارتی سیالات را دارند و از این طریق، انتقال حرارت را بهبود می بخشند.

<sup>1</sup> active

<sup>2</sup> passive

<sup>3</sup> multiphase flows

<sup>4</sup> single-phase flow

<sup>5</sup> viscous layer

<sup>6</sup> nanoparticles

پژوهش‌ها نشان داده‌اند که نانوذرات سیلیکون کاربید و اکسید آلومینیوم می‌توانند به طور مؤثری ضریب هدایت حرارتی سیالات را افزایش دهند و علاوه بر آن مشکلاتی نظیر ته‌نشینی و فرسایش مجاری را کاهش دهند. یکی از مزایای مهم نانوذرات این است که آن‌ها امکان معلق شدن آن‌ها در سیالات بدون نیاز به تجهیزات پیچیده وجود دارد و این امر به بهبود خواص انتقال حرارت کمک می‌کند.

از دیگر مزایای استفاده از نانوذرات می‌توان به کاهش هزینه‌های عملیاتی و بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی اشاره کرد. این نانوذرات به ویژه در کاربردهایی مانند سیستم‌های خنک‌کننده و مبدل‌های حرارتی، به دلیل کارایی بالای خود و قابلیت پراکندگی در مایعات، بسیار مفید هستند. علاوه بر این، استفاده از نانوذرات به عنوان افزودنی‌های سیالات، می‌تواند نیاز به نیروی خارجی برای تقویت انتقال حرارت را کاهش دهد و در نتیجه، به عنوان یک روش غیرفعال در نظر گرفته می‌شود [۹]

## ۱-۶- مزایا و دلایل انتخاب مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار برای تحقیق :

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان تجهیزاتی کارآمد در انتقال حرارت؛ از مزایای متعددی نسبت به سایر انواع مبدل‌های حرارتی برخوردار هستند که برخی از این موارد عبارت‌اند از:

۱- به دلیل استفاده از ضرایب انتقال حرارت مناسب؛ با کمک این مبدل‌ها می‌توان به بازده حرارتی بالا در کاربردهای مربوط به بازیابی حرارت‌های اتلافی دست یافت.

۲- به دلیل طراحی ویژه صفحات و واشربندی دقیق، هر سیال در کانال‌های جداگانه جریان دارد و امکان نشت یا اختلاط سیالات کاملاً از بین می‌رود. این ویژگی در صنایعی که حساسیت بالایی به آلودگی یا اختلاط دارند، نظیر صنایع غذایی و دارویی، بسیار حائز اهمیت است.

۳- مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار برای سیالات دارای لزجت بالا بسیار مناسب است. لزجت زیاد باعث می‌شود که سیالات لزج در انواع دیگر مبدل‌های حرارتی با رژیم جریان آرام جریان یابند که این امر باعث کاهش انتقال حرارت و افزایش رسوب‌گرفتگی خواهد شد.

۴- امکان سرمایش و گرمایش دو یا چند سیال به صورت هم‌زمان در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار وجود دارد. در حقیقت، این مبدل حرارتی در حالت چندجریانی نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد که این امر استفاده از آن را در واحدهای جداسازی یا واحدهای تولید آمونیاک محبوب ساخته است.

۵- طراحی فشرده این مبدل‌ها باعث کاهش حجم، وزن و هزینه‌های مربوط به حمل‌ونقل و نصب می‌شود. همچنین، نیاز به فضای کمتری برای نصب دارند که در کاربردهای صنعتی با محدودیت فضای یک مزیت بزرگ محسوب می‌شود.

۶- ارتعاش و سر و صدای جریان در این مبدل‌ها به حداقل رسیده است که این ویژگی به‌ویژه در محیط‌های حساس به صدا، نظیر تأسیسات آزمایشگاهی یا مراکز شهری، اهمیت دارد.

۷- مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در صنایعی نظیر نفت و گاز، پتروشیمی، تبرید، تولید گازهای صنعتی و حتی در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد دارند. با توجه به گستردگی این صنایع در ایران، بهبود طراحی و عملکرد این مبدل‌ها می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر افزایش بازده و کاهش هزینه‌ها در این صنایع داشته باشد.

۸- با وجود مزایای متعدد، طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به دلیل پیچیدگی جریان‌های چندجزئی، نیازمند رویکردهای عددی و مدل‌سازی‌های دقیق است. این چالش‌ها انگیزه اصلی این تحقیق برای ارائه راه‌حل‌های علمی و عملی در بهبود عملکرد این مبدل‌ها است.

۹- این نوع مبدل‌ها به دلیل ساختار فشرده و انعطاف‌پذیری در طراحی، ظرفیت بالایی برای تحقیقات نوین در حوزه‌های مختلف نظیر استفاده از مواد جدید، طراحی هندسی پیشرفته، و شبیه‌سازی جریان‌های چندفازی دارند.

۱۰- با توجه به ساختار فشرده؛ راندمان بالا و توانایی جابجایی و انتقال حرارت بین چند جریان به طور هم زمان؛ مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به طور گسترده‌ای در فرایندهای تبریدی<sup>۱</sup> مورد استفاده قرار می‌گیرند که این فرایندها در صنایع پتروشیمی؛ تولید گاز صنعتی؛ و .... کاربرد دارد [۱۰].

## ۷-۱- مروری بر فصول پایان نامه:

در فصل یک پایان نامه؛ مدل ریاضی و اهمیت طراحی عددی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی شرح داده شده است. در این فصل، تحقیقاتی که در راستای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صورت گرفته باشند، مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته‌اند. در نهایت، چالش‌های موجود برای تحلیل مبدل مورد نظر بیان شده و نوآوری‌ها و اهداف پژوهش حاضر تشریح شده است.

در فصل دوم، پژوهش‌هایی که در حوزه بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار انجام شده‌اند، مرور شده است. در این فصل تحقیقاتی مورد مطالعه و مورد بررسی قرار گرفته می‌شوند که در راستای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی انجام شده باشند گرفته‌است. در نهایت، با بیان چالش‌های موجود برای تحلیل مبدل مورد نظر، نوآوری و اهداف پژوهش حاضر بیان گردیده می‌شود.

---

<sup>1</sup> Refrigeration processes

در فصل سوم، ساختار فین مورد مطالعه را بررسی و تجزیه و تحلیل شده و سپس ؛ مروری بر مدل سازی و اساس روش های تحلیل مبدل های حرارتی، با تمرکز بر مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، صورت گرفته شده است . معادلات حاکم بر فرآیند انتقال حرارت در مبدل های حرارتی و روش های مدل سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، شرح داده شده است. در ادامه، روابط حاکم بر محیط چندفازی و روابط تعادل فاز ؛ در کنار روابط حاکم بر تحلیل جریان های چند جزئی شرح داده شده است. چالش های تحلیل مبدل های حرارتی چندفازی و چند جزئی وعدم توانایی روابط یک بعدی در تحلیل آن ها مورد بررسی قرار گرفته شده است .

فصل چهارم این پژوهش به شرح فرآیند برقراری ارتباط بین نرم افزارهای مورد استفاده برای بهینه سازی مبدل های چندفازی اختصاص یافته است. روش بهینه سازی و آنالیز حساسیت مورد استفاده توضیح داده شده است. در ادامه، مبدل مورد بررسی و بهینه سازی در این پژوهش، به همراه کاربرد آن و هندسه طراحی شده فعلی معرفی شده است. توابع هدف تک منظوره و چند منظوره برای بهینه سازی عملکرد مبدل تعریف شده اند و نتایج حاصل از بهینه سازی مبدل ارائه شده است

## فصل دوم

مروری بر کارهای گذشتگان و پیشینه تحقیق

امروزه بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار بیش از هر زمان دیگری اهمیت پیدا کرده است. در این فصل، تحقیقات و کارهای گذشته در زمینه بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار به صورت جامع بررسی می شود. هدف از این بررسی؛ ایجاد یک پایه محکم برای مطالعه ای است که بر طراحی حرارتی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی<sup>۱</sup> متمرکز است. تحقیقات در حوزه بهینه سازی ساختار مبدل های حرارتی صفحه پره دار، به عنوان یکی از زمینه های حیاتی در مهندسی حرارتی؛ از اهمیت ویژه ای برخوردار است. این فصل، به بررسی گسترده پیشینه تحقیقات در زمینه طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در جریان های چند جزئی اختصاص دارد.

ابتدا مبانی و اصول طراحی مبدل های حرارتی صفحه پره دار مورد بررسی قرار گرفته می شود. مفاهیم اساسی از جمله جریان حرارت، انتقال حرارت تراکمی، و مفاهیم اصلی در طراحی هندسی این مبدل ها مورد بحث قرار می گیرد. سپس، به بررسی روش ها و استراتژی های بهینه سازی ساختار مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار پرداخته می شود. در پایان، پیشینه تحقیقات در زمینه طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی به طور گسترده مرور می شود. این روابط به عنوان ابزارهای اساسی در فرآیند بهینه سازی ساختار مبدل ها ارائه می شود.

این فصل به بررسی چالش ها و فرصت های بهینه سازی ساختار مبدل حرارتی در محیط های پیچیده چندفازی پرداخته و انگیزه پژوهش حاضر در این حوزه را مورد بررسی قرار می دهد. در نهایت، این مقدمه نقطه آغازی فعال برای مطالعات بعدی در این حوزه فراهم می کند و ارتباط مستقیم با هدف کلی بهبود عملکرد مبدل های حرارتی صفحه پره دار در جریان های چند جزئی را برقرار می سازد.

هدف این فصل ارائه درکی جامع از عوامل و چالش های کلیدی در بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه پره دار است و بینش های ارزشمندی درباره جریان چند جزئی تبادل حرارت فراهم می نماید. دانش به دست آمده در این فصل به عنوان پایه ای برای بحث ها و یافته های تحقیقاتی بخش های بعدی مورد استفاده قرار گرفته و در جهت دستیابی به هدف کلی افزایش عملکرد و پایداری سیستم های مبدل حرارتی نقش آفرینی می نماید.

## ۲-۲- طراحی مبدل حرارتی:

فرایند طراحی مبدل حرارتی به عنوان یک چالش پیچیده در صنعت مطرح می شود که این چالش به دلیل متغیرهای زیاد و ارتباطات پیچیده ای که در طراحی وجود دارد، افزایش می یابد. زیرا این فرآیند نیازمند در نظر گرفتن بسیاری از پارامترها و ارتباطات پیچیده است. گام اول برای ایجاد مبدل حرارتی کارآمد و جلوگیری از نقصان در عملکرد آن طراحی صحیح مبدل حرارتی صفحه ای پره دار است. هدف اصلی از طراحی بدون شک برآورده کردن نیازهای فرآیند است؛ بنابراین طراحان باید تمام اطلاعات مانند نرخ جریان سیالات، فشارهای عملیاتی و حداکثر دماها و همچنین تمام محدودیت های هزینه، فضا و انواع مواد را مورد مطالعه

<sup>1</sup> multi-phase flows

قرار دهند. طراحان؛ مبدل های حرارتی را با توجه به نوع ساخت، هندسه، و مواد و همچنین با در نظر گرفتن شرایط عملیاتی مانند هزینه، نگهداری، قابلیت اعتماد، و ایمنی انتخاب می کنند. مبدل حرارتی صفحه ای پره دار به عنوان یکی از مبدل های پر کاربرد در صنایع مختلف هستند و می تواند نیازهای انرژی و حفاظت از محیط زیست را برآورده سازند.

با توسعه سریع علم و فناوری، استفاده از انرژی و حفاظت از محیط زیست جلب توجه بیشتری پیدا کرده است، این امر باعث شده است که در صنایع مختلف به تجهیزات مبدل های حرارتی با کارایی بیشتر، فشرده تر و سبک تر نیاز باشد. مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، مبدل هایی هستند که می تواند به این نیاز پاسخ دهند. مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار جزء پرکاربردترین مبدل ها در صنعت مهندسی هستند. طبق قانون دوم ترمودینامیک<sup>۱</sup>، تولید آنتروپی<sup>۲</sup> به علت عوامل غیرقابل بازگشت فرآیند ایجاد می شود. فرآیند انتقال حرارت یک فرآیند غیرقابل بازگشت استاندارد است. روش کاهش تولید آنتروپی برای تحلیل عملکرد حرارتی در فرآیندهایی که نیاز به انتقال حرارت دارند، انتخاب می شود.

مبدل حرارتی را میتوان با تعیین چندین پارامتر هندسی در محدودیت های خاص طراحی کرد. هندسه سطح آن با طول شاخه (l)، ارتفاع (h)، فاصله عرضی (s)، و ضخامت (t) توصیف می شوند. شاخه ها می توانند به طور مؤثر مساحت انتقال حرارت را افزایش دهند و به بهبود کارایی انتقال حرارت کمک کنند. علاوه بر این، خصوصیات جریان و انتقال حرارت به طور نزدیک با سطح انتقال حرارت در ارتباط هستند. بنابراین، بهینه سازی پارامترهای شاخه ها برای صرفه جویی در انرژی و کاهش هزینه مبدل حرارتی بسیار مهم است. در چند دهه گذشته، بهینه سازی طراحی مبدل حرارتی توجه محققان زیادی را به خود جلب کرده است. [۱۱]

## ۲-۳- بهینه سازی<sup>۳</sup> ساختار مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:

در دهه های اخیر، بهبود کارایی مبدل های حرارتی از اهمیت ویژه ای برخوردار بوده است و تحقیقات گسترده ای در این زمینه انجام شده است. هدف اصلی این مطالعات افزایش بهره وری انتقال حرارت و بهینه سازی مبدل های حرارتی است. این اهداف با توجه به نیازهای مختلف صنایع؛ از اهمیت ویژه ای برخوردار هستند. یکی از جوانب مهم در بهبود عملکرد سیستم های حرارتی؛ طراحی بهینه مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار است. این مبدل ها به وسیله بهبود هندسه صفحات و پره ها؛ مساحت انتقال حرارت را افزایش می دهند و بهینه ترین شکل ها و ابعاد را برای دستیابی به عملکرد بهتر ارائه می دهند.

هرچه هندسه پیچیده تر باشد، انتقال حرارت بالاتر است. با این حال، محدودیت های سنتی در تولید می تواند بهینه سازی هندسه را محدود کند که ممکن است از نظر تئوری؛ کارایی بسیار بالایی ارائه دهند اما ساخت آنها غیرممکن است. طراحی بهینه مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با استفاده از روش های سنتی مانند روش دمای میانگین لگاریتمی و روش تعداد واحدهای انتقال حرارت؛ هزینه بر و زمان بر است. با پیشرفت سریع دینامیک سیالات محاسباتی و فناوری کامپیوتر، امکان بهینه سازی طراحی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با کارایی بالا با استفاده از کامپیوترها فراهم شده است. مطالعات انجام شده توسط تحقیق گران مختلف نشان می دهد که شبیه سازی هایی که با روش دینامیک سیالات محاسباتی انجام می شوند؛ برای انواع مختلف مبدل های

<sup>1</sup> second law of thermodynamics

<sup>2</sup> Entropy

<sup>3</sup> Optimization



حرارتی صفحه ای پره دار قابل اعتماد است. بنابراین، شبیه‌سازی‌های عددی می‌توانند هزینه‌های زیاد تولید ابزار، کار آزمایشی و زمان تحقیق و توسعه را کاهش دهند و امکان بهینه‌سازی کارآمد طراحی مبدل ها را فراهم کنند. [۱۲]

مقایسه خصوصیات فیزیکی سیال و جامد ؛ تاثیر پارامترهای تاثیر گذار بر این خصوصیات فیزیکی مانند دانسیته<sup>۱</sup> و ویسکوزیته<sup>۲</sup> بر عملکرد مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار بسیار حائز اهمیت است . بررسی تفاوت در دانسیته و ویسکوزیته آب و هوا به عنوان مایعات و جامدات مورد استفاده در مبدل ها ؛ می تواند راهنمایی مهمی برای بهینه سازی ساختار و افزایش کارایی انتقال حرارت باشد . خواص فیزیکی سیال و جامد در جدول ۱-۲ آمده است.

	Water	Air	Aluminum
Density (kg/m <sup>3</sup> )	998.2	1.23	2719
Specific heat (J/(kg·K))	4182	1006.43	871
Thermal conductivity (W/(m·K))	0.6	0.0242	237
Viscosity (Pa·s)	$8.81 \times 10^{-4}$	$2.493 \times 10^{-5}$	-

جدول ۱-۲ خصوصیات فیزیکی مایع و جامد [۱۳]

مین‌سونگ و همکاران [۱۴] از روش‌های شبیه‌سازی عددی برای بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی با شیارهای افقی تحت جریانی در دهانه بالا استفاده کردند و متوجه شدند که طراحی شیارهای افقی می‌تواند مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را سبک‌تر و کوچک‌تر کنند. با این حال، به منظور به‌دست آوردن ویژگی‌های انتقال حرارت و مقاومت جریان مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار ، لازم است تجزیه و تحلیل شبیه‌سازی عددی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار انجام شود. با این وجود، اندازه شیار نسبت به اندازه کلی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار بسیار کوچک و به شدت ناکارآمد است و از طرفی به‌طور مستقیم مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با ساختارهای پیچیده مانند نوع صفحه و نوع شیار به روش عددی ؛ شبیه‌سازی شده اند.

شدت انتقال حرارت به صورت مستقیم به هندسه تاج‌زدایی روی سطح صفحات بستگی دارد. وانگ و همکاران [۱۵] تأثیر ابعاد هندسی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را بر بهره‌وری مبدل های حرارتی بررسی کردند. آنها متوجه شدند که با افزایش عدد رینولدز<sup>۳</sup> در فین ها نسبت طول به عرض کاهش می یابد و اندازه فین های طولی افزایش می یابد . علاوه بر این، عدد ناسلت<sup>۴</sup> و عامل اصطکاک با افزایش نسبت طول به عرض فین کاهش می‌یابند. نینگ و همکاران [۱۶] مدل‌سازی عددی تبادل گر حرارت صفحه‌ای را انجام دادند و نتایج را با داده‌های تجربی مقایسه کردند. نویسندگان تعیین کردند که برای یک افت فشار، برنامه دما و بار حرارت مشخص، می‌توان پارامترهای هندسی صفحه را پیدا کرد که تبادل گر حرارت صفحه‌ای با حداقل مساحت انتقال حرارت

<sup>1</sup> Density

<sup>2</sup> Viscosity

<sup>3</sup> Reynolds Number

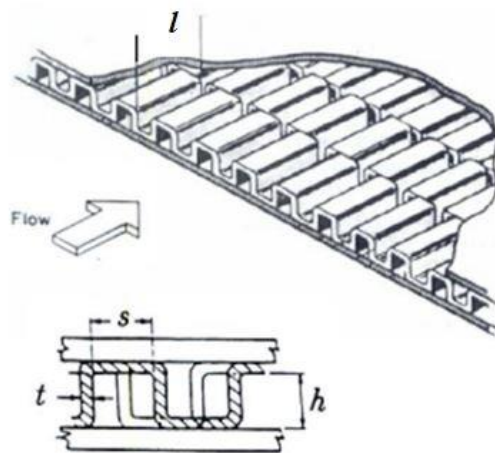
<sup>4</sup> Nusselt Number

را ایجاد کنند. انتخاب هندسه بهینه، که در آن افزایش ضریب انتقال حرارت به دست می‌آید، معمولاً به صورت تجربی انجام می‌شود و با استفاده از تئوری شباهت<sup>۱</sup>، معادلات معیاری به دست می‌آید که امکان محاسبه پارامترهای انتقال حرارت را فراهم می‌کند. با این حال، از نظر هزینه‌های اقتصادی، این راه حل بسیار پرهزینه است، بنابراین برای حل مسئله بهینه‌سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار از مدل سازی کامپیوتری استفاده میشود .

## ۲-۴- استخراج روابط تجربی برای مدل سازی ریاضی رفتار سیالات در مبدل های حرارتی:

طراحی بهینه مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با استفاده از روش های سنتی مانند روش دمای میانگین لگاریتمی و روش تعداد واحدهای انتقال حرارت بسیار هزینه بر و زمان بر است. با پیشرفت سریع دینامیک سیالات محاسباتی و فناوریهای نوین ، امکان بهینه سازی طراحی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با کارایی بالا فراهم شده است. مطالعات انجام شده توسط محققان مختلف نشان داده شده است که شبیه سازی های انجام شده با روش دینامیک سیالات محاسباتی برای انواع مختلف مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار قابل اعتماد هستند بنابراین، شبیه سازی های عددی می توانند هزینه های زیاد تولید ابزار، کار آزمایشی و زمان تحقیق و توسعه را کاهش دهند و امکان بهینه سازی کارآمد طراحی مبدل های حرارتی را فراهم کنند.

مانگلیک و برگلز [۱۷]؛ بر اساس داده های تجربی برای ۱۸ پره مختلف، به استحصال رابطه هایی برای انتقال حرارت و افت فشار در مبدل صفحه ای پره دار، با پره های جابجاشده<sup>۲</sup> پرداختند. روابط ارائه شده در این پژوهش، با دقت  $\pm 20\%$ ، در تطابق با داده های تجربی هستند. تحقیق فوق در بازه رینولدز  $5000 \leq Re \leq 2.0 \times 10^5$  انجام شده است. پارامترهایی که در بیان این روابط استفاده شده اند، نسبت به ابعاد مختلف پره های مبدل است. این پارامترها مطابق رابطه ۱-۲ و شکل ۱-۲ تعریف شده است:



شکل ۱-۲ پارامترهای مشخص کننده پره ها در پژوهش مانگلیک و برگلز [۱۷]

<sup>1</sup> similarity theory

<sup>2</sup> Serrated or Offset fins

$$\alpha = \frac{s}{h}; \quad \delta = \frac{t}{l}; \quad \gamma = \frac{t}{s}; \quad ۱-۲$$

رابطه (۱-۲) رابطه ای است که مانگلیک و برگلز برای ضرائب کالبرن  $j$  و اصطکاک  $f$ ، در پژوهش خود به آن دست یافتند. ضرائب کالبرن و اصطکاک، که در فصل بعد به طور کامل شرح داده خواهد شد، ضرائبی است که به ترتیب؛ انتقال حرارت و افت فشار سیال در داخل مبدل بر اساس آن‌ها محاسبه می‌شود.

$$j = 0.6522(Re)^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times (1 + 5.2699 \times 10^{-5} (Re)^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055})^{0.1} \quad ۲-۲$$

$$f = 9.6243(Re)^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} - 0.2659 \times (1 + 7.669 \times 10^{-8} (Re)^{4.429} \alpha^{0.920} \delta^{3.767} \gamma^{0.236})^{0.1} \quad ۳-۲$$

این روابط به عنوان مبنا و پایه برای بسیاری از بهینه‌سازی‌های ساختار مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجاشده، استفاده شده‌است.

در همین راستا، برای بهبود و گسترش بازه رینولدز تحت پوشش در معادلات ارائه شده فوق، ارتور و همکاران [۱۸] مطالعه ویژگی‌های انتقال حرارت در میکروکانال‌ها و مینی‌کانال‌هایی که حاوی آرایه‌هایی از پره‌های نوار جابجا شده (OSFs) هستند؛ را تحت شرایط مرزی شار حرارتی یکنواخت بررسی می‌کنند. آن‌ها در پژوهش خود، با استفاده از نرم‌افزار محاسبات عددی دینامیک سیالات محاسباتی، به بررسی انتقال حرارت و افت فشار سیال در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار پرداختند و بر اساس نتایج بدست آمده، روابط جدیدی برای ضرائب  $j$  و  $f$  معرفی کردند.

تمرکز اصلی این تحقیق بر تعیین عدد ناسلت در شرایط حرارتی پایا و دوره‌ای توسعه یافته است. نویسندگان تأثیر هندسه کانال، آرایش پره‌ها و ویژگی‌های حرارتی بر عملکرد انتقال حرارت را تحلیل کرده‌اند. رویکردهای محاسباتی و تحلیلی برای مدل‌سازی و اعتبارسنجی رفتار انتقال حرارت استفاده شده است. یافته‌های این تحقیق دیدگاه‌های مفیدی برای بهینه‌سازی طراحی‌های حرارتی در مبدل‌های حرارتی فشرده ارائه می‌دهد و کاربردهای عملی در خنک‌سازی الکترونیک، سیستم‌های خودرویی و دیگر سیستم‌های مدیریت حرارتی در مقیاس میکرو دارد.

برای روابط ارائه شده فوق، دو محدودیت می‌توان برشمرد. اول اینکه این روابط بازه‌های محدودی از ساختارهای مختلف پره‌ها را مورد بررسی قرار داده‌اند. دوماً، این روابط مختص مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجا شده هستند و قابل استفاده در تحلیل مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با انواع دیگر پره‌ها نیستند.

در همین راستا، قاسم و زبیر [۱۹]، به استحصال روابط برای نوع دیگری از پره‌ها در مبدل صفحه‌ای پره‌دار، یعنی پره‌های موج‌دار پرداختند. ایشان، با استفاده از ۲۹ داده تجربی حاصل از ۳ پژوهش متفاوت و ۲۱ داده جدید تحلیلی که با ابعاد و مشخصات مختلف

هندسه پره‌های موج‌دار در نرم‌افزار شبیه‌سازی Fluent تحلیل کردند (مجموعاً ۵۰ هندسه مختلف)، به استخراج رابطه‌های تجربی برای افت فشار و انتقال حرارت سیال در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های موج‌دار پرداختند. روابط بدست آمده توسط آنها، دارای خطای میانگین مجموع مربعات<sup>۱</sup> کمتر از ۱۰ درصد بودند.

هو و لی [۲۰] بوسیله راه اندازی تست تجربی، اقدام به بررسی ضریب انتقال حرارت [در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، نمودند. این روابط با دقت ۲۵٪ قابلیت پیش‌بینی ضریب انتقال حرارت را دارند. در این مدل‌سازی، ضریب انتقال حرارت بر حسب  $z$  و شار حرارتی، پیش‌بینی می‌شود. بازه دبی بر واحد سطح پوشش داده شده در این روابط، بین ۶۴ تا  $128 \frac{kg}{m^2s}$  می‌باشد. نقطه ضعف این روابط استخراج شده، عدم وابستگی این ضرایب انتقال حرارت به هندسه پره‌ها در مبدل حرارتی است. در واقع این اعداد بر حسب رینولدز جریان و پرانتل بیان می‌شود که دربردارنده مشخصات هندسی پره‌ها نیستند. از این‌رو از این روابط نمی‌توان در بهینه‌سازی هندسه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده کرد.

پژوهش‌های مشابه دیگری نیز در حیطه بررسی مشخصات انتقال حرارت دو فاز، در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار صورت گرفته شده است، اما هیچکدام در بردارنده روابط ضریب کالبرن و اصطکاک بر حسب هندسه پره‌ها نیستند. از این‌رو از روابط مذکور در بهینه‌سازی ساختار مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان چندفازی و چند جزئی نمی‌توان استفاده کرد. به عبارتی انتقال حرارت در جریان‌های دو فاز، بدلیل پیچیدگی رفتار سیال در این جریان‌ها و وابستگی شدید انتقال حرارت به جبهه جریان و کیفیت جریان، هم‌چنان به صورت روابط تجربی قابل اتکا همانند روابط مانگلیک و برگلز و قاسم و زبیر، برای مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار در نیامده‌اند. از این‌رو، بهینه‌سازی مبدل‌های دو فاز با چالش‌هایی رو برو است. [۲۱]

## ۲-۵- بهینه‌سازی ساختار عملی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

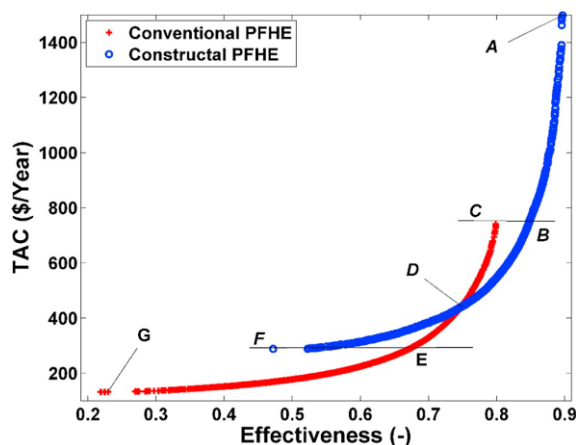
بر اساس اطلاعات به‌دست‌آمده درباره انتقال حرارت و افت فشار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های تک‌فاز، بهینه‌سازی‌های گوناگونی بر روی ساختار این مبدل‌ها با استفاده از پارامترهای هدفی همچون بازده انتقال حرارت، افت فشار، و هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری انجام گرفته شده است. در ادامه، به برخی از این بهینه‌سازی‌ها اشاره خواهد شد.

لی و همکاران [۲۲] به محدودیت‌های تحقیقات موجود، مانند نادیده گرفتن فرآیند انتقال فاز، استفاده از مدل‌های ساده‌شده یا تمرکز بر جریان تک فاز اشاره می‌کنند. این مقاله بر روی اثرات پارامترهای ساختار پره‌ها، مانند ارتفاع، فاصله، ضخامت و طول، و ویژگی‌های انتقال گرما و جرم کانال تحت شرایط انتقال فاز تمرکز دارد. آنها پیشنهاد می‌کنند که از CFD برای شبیه‌سازی و بهینه‌سازی ساختار نرم‌افزاری در شرایط انتقال فاز و مطالعه مکانیسم و ویژگی‌های انتقال گرما و جرم بین مناطق دو فازی استفاده شود. در تحقیق فوق؛ مدل هندسه، معادلات حاکم، روش‌های حل، و شرایط مرزی دسته صفحه توصیف شده است. آنها از مدل آشفستگی  $k-\omega$ ، برای فرآیند انتقال فاز استفاده می‌کنند. همچنین در این تحقیق؛ مدل ارزیابی افت فشار و عملکرد

<sup>1</sup> Mean Squared Error

انتقال حرارت بر اساس عوامل  $j$  و  $f$  معرفی شده است. آنها همچنین تأیید استقلال شبکه<sup>۱</sup> و اعتبارسنجی مدل<sup>۲</sup> را انجام می دهند. همچنین روش ها و محتوای اصلی تحقیق خود را معرفی کردند.

حاج عبداللہی [۲۳]، بازده انتقال حرارت و هزینه سالیانه دو مبدل صفحه‌ای پرده‌دار با ساختارهای متفاوت و شرایط فرآیندی یکسان، به کمک روش بهینه‌سازی توده ذرات<sup>۳</sup>، بهینه‌سازی کردند. در این پژوهش، یک مبدل با ساختار معمولی و یک مبدل با ساختار دو مرحله‌ای (عرض مبدل و مشخصات هندسی پرده‌ها، در میانه مسیر عبور جریان سرد و گرم، به طور دفعه‌ای، تغییر می‌یابد)، بررسی و بهینه‌سازی می شوند. به این ترتیب، در مجموع، ۱۲ مشخصه بهینه‌سازی جهت دستیابی به حالت بهینه، بررسی می‌شود. روابط به کار رفته در این بهینه‌سازی نیز، روابط معرفی شده توسط ماگلیک و برگلز هستند. جبهه نقاط بهینه<sup>۴</sup> برای هزینه سالیانه و بازدهی مبدل حرارتی، در شکل ۱-۱- نمایش داده شده است. شکل ۲-۲ نشان می دهد که برای بازدهی‌های بالاتر از ۰.۷۵، ساختار دو مرحله‌ای، هزینه کمتری را برای دستیابی به بازده حرارتی بهینه<sup>۵</sup> تحمیل می‌کند. به عبارت دیگر، مبدل با ساختار دو مرحله‌ای، در حالت بهینه، صرفه اقتصادی بیشتری را به ازای انتقال حرارت واحد خواهد داشت. نکته حائز اهمیت دیگری که در این پژوهش به آن دست‌یافته شده است، لزوم افزایش تصاعدی مساحت انتقال حرارت و به تبع آن افزایش افت فشار در مبدل‌ها برای افزایش بازده مبدل به مقادیر بازده بالاتر از ۸۰ درصد است که این مورد باعث تحمیل هزینه سالانه بالا می‌شود. روند تغییرات افت فشار در برابر ضریب تاثیر مبدل حرارتی، در شکل ۱-۲-۱- نمایش داده شده است.



شکل ۱-۲-۱- تغییرات هزینه سالانه عملیاتی مبدل در مقابل بازده انتقال حرارت دو مبدل مورد بررسی [۲۳]

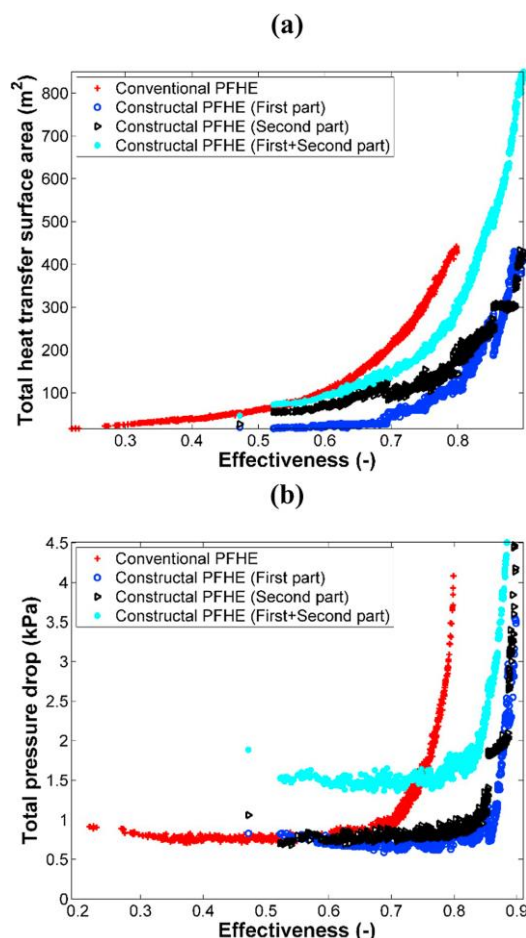
<sup>1</sup> Confirming network independence

<sup>2</sup> model validation

<sup>3</sup> Particle Swarm Optimization method

<sup>4</sup> Optimal Pareto Front

<sup>5</sup> Optimal thermal efficiency



شکل ۳-۲ (a) سطح انتقال حرارت مورد نیاز مبدل و (b) افت فشار در مبدل‌ها در مقابل بازده انتقال حرارت [۲۳]

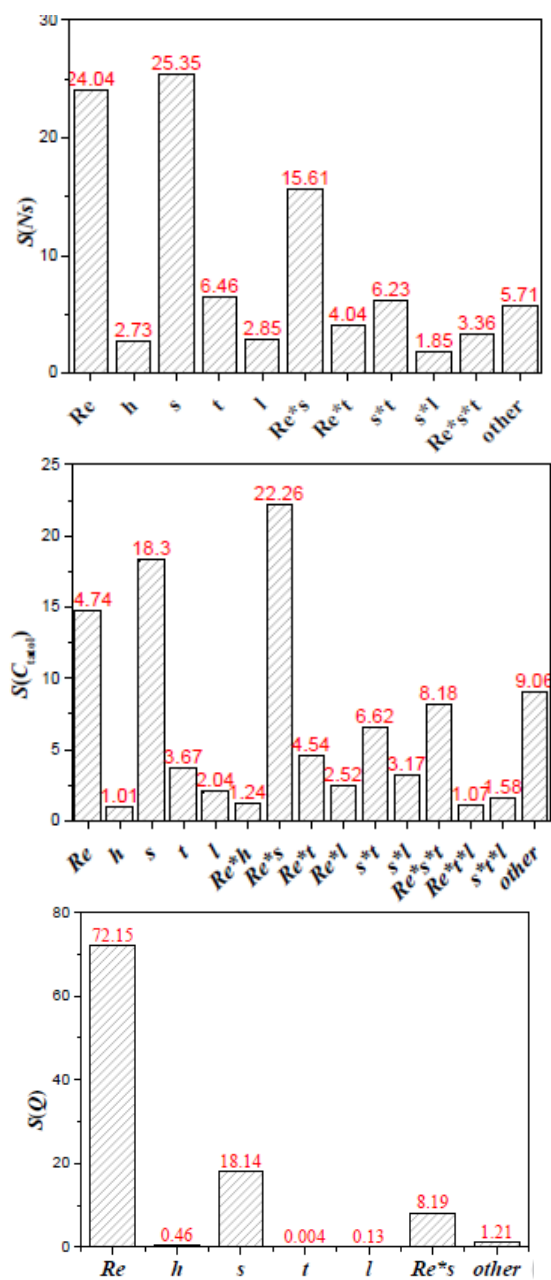
یانگ و همکاران [۲۴]؛ به بررسی تاثیر پارامترهای ارتفاع، ضخامت، و رینولدز جریان بر انتقال حرارت مبدل‌های هوا-هوا پرداختند. شبیه‌سازی رفتار سیال در مبدل بر اساس روابط ارائه شده توسط مانگلیک و برگلز انجام شده است. توابع هدف در این مسئله شامل نرخ انتقال حرارت، هزینه سالانه مبدل و نیز تولید آنتروپی در مبدل مورد نظر است و به صورت جداگانه بررسی می‌گردند. قیود مسئله بر اساس مشخصات هندسی فین و رینولدز جریان تعریف شده‌اند. روش بهینه‌سازی به کار رفته در این پژوهش نیز، روش بهینه‌سازی NSGA-II<sup>۱</sup> است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که بیشترین انتقال حرارت در حالتی رخ می‌دهد که عدد رینولدز ورودی افزایش یابد. همچنین، حالت بهینه انتقال حرارت، هزینه سالانه و تولید آنتروپی بسیار بالایی را تحمیل می‌کند. در مقابل، کمترین هزینه عملیاتی سالیانه در حالتی بهینه‌است که کمترین تولید آنتروپی به همراه داشته باشد. فعالیت دیگری که در این پژوهش به آن پرداخته شده‌است، آنالیز حساسیت جهان شمول<sup>۲</sup> است. این آنالیزهای حساسیت که به روش‌های سوبول<sup>۳</sup> و

<sup>۱</sup> Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm

<sup>۲</sup> Global sensitivity analysis

<sup>۳</sup> Sobol Method

ماریس<sup>۱</sup> انجام می‌شود، نشان می‌دهد که عدد رینولدز و فرکاسن فین، بیشترین تاثیر را بر توابع هدف بهینه‌سازی دارد. شکل ۲-۴ نشان دهنده حساسیت پارمترهای مختلف مورد بررسی در این پژوهش است.



شکل ۲-۴ حساسیت توابع هدف بررسی شده در پژوهش یانگ و همکاران نسبت به متغیرهای بهینه‌سازی [۲۴]

<sup>1</sup> Marriss Method

در یکی دیگر از پژوهش‌های قابل توجه در زمینه بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، سانگ و کویی [۲۵]؛ با بهره‌گیری از روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک در محیط برنامه‌نویسی MATLAB، به بهینه‌سازی مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجا شده، می‌پردازند. در این پژوهش، از روابط توسعه‌یافته توسط سانگ، برای استخراج ضرائب کالبرن [۱] و اصطکاک  $f$  استفاده شده است. قیود در نظر گرفته‌شده در این پژوهش قیود روابط سانگ و افت فشار مجاز در جریان‌های سرد و گرم است. مبدل مورد بررسی در این پژوهش، دو جریان‌دهنده و جریان‌های سرد و گرم دارای هندسه جداگانه هستند. توابع هدف مورد بررسی در این پژوهش، شامل انتروپی تولیدی، بازده حرارتی و هزینه سالانه مبدل حرارتی است. این توابع هدف، ابتدا به صورت جداگانه و سپس به صورت ترکیبی بهینه‌سازی میشوند. در این پژوهش، مشخصات پره‌ها به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، افزایش بازده حرارتی، مستلزم کاهش تولید آنتروپی است و این دو پارامتر با یکدیگر رابطه خطی دارند. بهینه‌سازی جداگانه پارامترها نشان می‌دهد که با کمک روش بهینه‌سازی NSGA-II، می‌توان ساختار مبدل را به گونه‌ای تغییر داد که به‌ازای کاهش اندک بازده مبدل حرارتی، هزینه سالانه به طرز چشم‌گیری کاهش یابد. همچنین، بهینه‌سازی با توابع هدف ترکیبی نشان می‌دهد می‌توان به حل‌هایی دست یافت که هم بازه انتقال حرارت را افزایش داده و هم کاهش هزینه سالانه را به همراه داشته باشد. علاوه‌براین، این روش امکان دستیابی به راه‌حل‌های متعدد بهینه را فراهم می‌کند که می‌توان بسته به اهمیت هر یک از توابع هدف، انتخاب مناسب‌تری انجام داد.

پیرو معرفی روابط تجربی ضرائب انتقال حرارت و اصطکاک برای مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های سینوسی موجی<sup>۱</sup> توسط قاسم و زبیر، در پژوهشی، کوئی و سانگ [۲۶]، به بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های موجی پرداختند. مبدل هوا-هوا مورد استفاده در این بهینه‌سازی، با روش الگوریتم ژنتیک برای توابع هدف هزینه سالانه، تولید آنتروپی و بازده انتقال حرارت، بهینه‌سازی شد. متغیرها نیز در این پژوهش، مشخصات هندسی پره‌های موج‌دار هستند. نتایج این شبیه‌سازی نیز موثر بودن روش الگوریتم ژنتیک را برای بهینه‌سازی این مبدل‌ها مشخص می‌کند.

گریسیوناس و همکاران [۲۷] به مدلسازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار با فین‌های دندانه‌دار با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. در این روش در محدوده اعداد رینولدز  $(2957 < Re_{corrug} < 88)$  با استفاده از فرضیه لامینار شبیه‌سازی شده است. یافته‌های اصلی این تحقیق نشان داد که: ۱- حدود بخش انتخاب‌شده مبدل حرارتی با استفاده از داده‌های مربوط به مقاومت جریان برای مدل یک تک‌کانال موج‌دار تأیید شد. توافق خوبی در محدوده وسیعی از اعداد رینولدز بین پیش‌بینی‌ها و حدود بخش مبدل حرارتی که مقاومت جریان کمتری ایجاد می‌کند، وجود داشت. ۲- دو مدل مبدل حرارتی با ساده‌سازی‌های جریان هسته مبدل و واسط متخلخل پاورلا، تنها اندکی تفاوت در سطح توزیع مناسب در داخل هسته مبدل حرارتی پیش‌بینی کرد.

<sup>1</sup> Waveguide finned plate converters with sinusoidal fins



در تحقیق ناسیمنتو و همکاران [۲۸] به مدل‌سازی عددی یکپارچه و طراحی بهینه ترمودینامیکی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار جریان معکوس با استفاده از شبکه عصبی پرداخته شده است. آن‌ها ویژگی انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی صفحه‌ای فین دار از طریق انتقال حرارت با ضریب کالبرن  $j$  و ضریب اصطحاک  $f$  را مورد بررسی قرار دادند. در مقاله آنها تحلیل عددی یک مبدل حرارتی با فین‌های (offset strip) در فرایند انتقال حرارت آب – آب مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق؛ از مدل (Surrogate)<sup>۱</sup> استفاده شده و توانایی یکپارچه سازی (NSGA-II) و شبکه (RVFL)<sup>۲</sup> را نشان داده است. روش بهینه سازی ارائه شده به طور قابل توجهی توانایی طراحی را با تمرکز بر موارد مربوط به حجم؛ افت فشار و کارایی در مقایسه با تحقیقات پیشین بهبود داده است. در تحقیق فوق؛ روند اطلاعات آزمایشگاهی باهمخوانی بهتری در خصوص موارد و اندازه گیری‌های مربوط به انتقال حرارت و افت فشار نشان داده شده است. در فرایند بهینه سازی؛ بیشینه کردن کارایی و کمینه کردن حجم و افت فشار به عنوان موضوعی مهم برای بهینه سازی مبدل‌های حرارتی در نظر گرفته شده است. نتایج بهینه سازی نشان می‌دهد که حجم و کارایی همان مقادیر تحقیقات قبلی را خواهد داشت. در حالی که افت فشار در سمت گرم و سرد به ترتیب ۵۵.۴٪ و ۷۲.۳٪ کاهش خواهد یافت.

ژیانگ و همکاران [۲۹] به بررسی کاربرد دینامیک سیالات محاسباتی و بهینه‌سازی با استفاده از تابع پایه شعاعی (RBF)<sup>۳</sup> برای بهبود طراحی و عملکرد مبدل‌های حرارتی با پره‌های لولادار می‌پردازد. پره‌های لولادار در مبدل‌های حرارتی بسیار مهم هستند زیرا با مختل کردن لایه‌های مرزی و ترویج آشفتگی، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند. با این حال، این طراحی‌ها معمولاً با چالش ایجاد تعادل بین حداکثرسازی انتقال حرارت و کاهش افت فشار روبرو هستند. در این مطالعه از CFD برای شبیه‌سازی جریان پیچیده سیال و فرآیندهای انتقال حرارت در مبدل حرارتی استفاده شده است. که بینش‌های دقیقی در مورد تأثیر هندسه‌های مختلف پره‌ها بر عملکرد آنها ارائه می‌دهد. سپس از تکنیک بهینه‌سازی RBF برای بررسی سیستماتیک و شناسایی پیکربندی‌های بهینه پره‌ها استفاده می‌شود که بهترین تعادل بین عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم را فراهم می‌کنند. این پژوهش، اثربخشی ترکیب CFD با RBF را در دستیابی به طراحی‌ای که نه تنها انتقال حرارت را افزایش می‌دهد بلکه کارایی کلی را نیز بهبود می‌بخشد، برجسته می‌کند. با بهینه‌سازی هندسه پره‌ها، این مطالعه به توسعه مبدل‌های حرارتی کارآمدتر، مقرون به صرفه‌تر و با عملکرد بالا کمک می‌کند و در کاربردهای صنعتی مختلف که کارایی انرژی اهمیت دارد، بسیار مورد توجه می‌باشد. نتایج این تحقیق راهنمایی‌های عملی را به مهندسان و طراحان در این حوزه ارائه می‌دهد و بر اهمیت تکنیک‌های پیشرفته شبیه‌سازی و بهینه‌سازی در طراحی مدرن مبدل‌های حرارتی تأکید می‌کند.

<sup>1</sup> Surrogate model

<sup>2</sup> RVFL networks

<sup>3</sup> Radial Basis Function

در تحقیقات وانگ و همکاران [۳۰] به بررسی بهینه‌سازی انتقال حرارت در پره‌های مجهز به ژنراتورهای ورتکس<sup>۱</sup> پرداخته شده است. این مطالعه از الگوریتم ژنتیک مرتب‌سازی غیرمغلوب (NSGA-II) برای رسیدگی به اهداف متعدد به طور همزمان استفاده می‌کند و بر بهبود عملکرد انتقال حرارت در عین کاهش افت فشار تمرکز دارد. ژنراتورهای ورتکس به صورت استراتژیک بر روی پره‌های نوع H قرار می‌گیرند تا در جریان هوا اختلال ایجاد کنند، که این امر باعث افزایش اختلاط سیال و بهبود انتقال حرارت می‌شود.

این تحقیق شامل شبیه‌سازی‌های محاسباتی برای مدل‌سازی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت در طراحی پره‌ها است. سپس از الگوریتم NSGA-II برای بهینه‌سازی پیکربندی استفاده می‌شود و تلاش می‌شود تا تعادلی بین اهداف متضاد مانند حداکثرسازی کارایی انتقال حرارت و کاهش مصرف انرژی مرتبط با افت فشار برقرار شود. نتایج نشان می‌دهد که طراحی بهینه‌شده به طور قابل توجهی عملکرد حرارتی را بهبود می‌بخشد و در عین حال افت فشار را حفظ یا کاهش می‌دهد، که منجر به یک راه‌حل کارآمدتر و مقرون به صرفه‌تر برای مبدل‌های حرارتی و سایر کاربردهای مدیریت حرارتی می‌شود. این مطالعه اثربخشی استفاده از تکنیک‌های بهینه‌سازی چندهدفه مانند NSGA-II را در دستیابی به راه‌حل‌های طراحی برتر که به طور همزمان به معیارهای مختلف عملکردی پاسخ می‌دهند، برجسته می‌کند.

## ۲-۶- جمع‌بندی و نوآوری پژوهش :

در حوزه تحقیقات مبدل‌های حرارتی، بهینه‌سازی ساختار و عملکرد آن‌ها با استفاده از روش‌های طراحی عددی به‌عنوان یکی از موضوعات پرکاربرد و پیچیده مورد توجه قرار گرفته است. این بخش از تحقیقات به توسعه مدل‌های رفتار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار و بهینه‌سازی ساختار آن‌ها با هدف افزایش بهره‌وری و کاهش هزینه‌ها متمرکز شده است. پژوهش‌های زیادی در زمینه مدل‌سازی رفتار سیالات در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار انجام شده است. همچنین، بهینه‌سازی ساختار مبدل‌ها نیز از جمله موضوعاتی است که در طول سال‌های گذشته مورد توجه قرار گرفته شده اند. این پژوهش‌ها عمدتاً بر مبنای روابط توسعه یافته توسط مانگلیک و برگلز انجام شده‌اند، که البته محدودیت‌ها و نواقصی نیز دارند.

از آنجایی که روابط تجربی برای ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجا شده و موجی ارائه نشده‌اند، پژوهش‌های جدید به دنبال توسعه الگوریتم‌ها و روش‌هایی جهت بهبود دقت در تخمین این ضرایب می‌باشند. به‌علاوه، اهمیت بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار بدون محدودیت در ابعاد و مشخصات پره‌ها به‌ویژه در محیط‌های چندفازی و با تغییرات فاز، به دلیل کاربردهای گسترده در صنایع مختلف از جمله صنعت پتروشیمی و انرژی، افزایش یافته است. در این پژوهش، با بهره‌گیری از پتانسیل نرم‌افزارهای مهندسی، یک روش طراحی عددی برای بهینه‌سازی انواع مختلف مبدل‌های حرارتی معرفی شده است. این نرم‌افزارها توانایی انجام شبیه‌سازی‌های عملکرد مبدل حرارتی را بدون محدودیت در هندسه و مشخصات جریان فراهم می‌کنند. از جمله ویژگی‌های بارز این پژوهش، توانایی بهینه‌سازی جریان‌های چند جزئی و چندفازی به‌صورت همزمان و بدون محدودیت در ابعاد و هندسه پره‌ها است.

<sup>1</sup> Vortex generators

از اهمیت دیگر این پژوهش می‌توان به ارائه الگوریتمی جدید برای بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با توانایی مدل‌سازی دقیق تغییرات فاز و جریان‌های چندفازی اشاره کرد. در صنایعی مانند پتروشیمی، که اغلب با جریان‌های چندفازی و تغییر فاز همراه هستند، این الگوریتم ابزاری قدرتمند برای بهبود بهره‌وری و عملکرد مبدل‌های حرارتی خواهد بود. به این ترتیب، این پژوهش نه تنها به توسعه نظریات موجود پرداخته بلکه با ارائه یک روش عددی مبتنی بر نرم‌افزارهای مهندسی، به حل چالش‌های مهم در زمینه بهینه‌سازی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار پرداخته است. این پژوهش با ارتقاء دقت مدل‌های رفتار سیالات و ارائه الگوریتم بهینه‌سازی نوین، گام مهمی در جهت بهبود بهره‌وری و عملکرد مبدل‌های حرارتی در صنایع پیشرفته برداشته است.

جدول ۱-۲ خلاصه فعالیت‌ها و پژوهش‌های صورت گرفته برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار

بررسی لزوم و اهمیت بهینه‌سازی ساختار مبدل‌ها					
توسعه روابط تجربی برای پیش‌بینی عملکرد مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار					
محدودیت‌ها	قیود	شرایط کاری	نوع پره‌ها	پژوهش‌گر(ان)	
عدم پیش‌بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره‌ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	مانگلیک و برگلز	
عدم پیش‌بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره‌ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	سانگ و لی	
عدم پیش‌بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره‌ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	موجی سینوسی	قاسم و زبیر	
بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی					
روش بهینه‌سازی	قیود	هدف	مبنای شبیه‌سازی عملکرد	نوع مبدل	پژوهش‌گر(ان)
MOGA	ابعاد پره‌ها	ضرائب $f$ و $J$	مانگلیک برگلز	مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار	لی و همکاران

PSO	ابعاد پره ها	بازده حرارتی افت فشار هزینه سالانه	مانگلیک برگلر	مبدل با پره جابجا شده معمولی مبدل با هندسه متغیر	حاج عبداللہی
NSGA_II	رینولدز جریان ابعاد پره ها	تولید آنتروپی هزینه سالانه نرخ انتقال حرارت	مانگلیک برگلر	مبدل هوا- هوا با پره جابجا شده	یانگ و همکاران
NSGA-II	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	سانگ	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	سانگ و کویی
NSGA-II	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	قاسم و زبیر	مبدل صفحه ای پره دار با پره های موجی	کوئی و سانگ
NSGA-II	فرضیه لامینار، محدوده رینولدز، ساده سازی جریان هسته	بررسی و تأیید عملکرد و مقاومت جریان.	دینامیک سیالات محاسباتی (Ansys Fluent)	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	گریسیوناس و همکاران
NSGA-II	افت فشار، کارایی، شبکه عصبی	بهبود طراحی و کارایی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.	مانگلیک برگلر	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	ناسیمنتو و همکاران

ژيانگ و همکاران	مبدل های حرارتی با پره های لوله دار	دینامیک سیالات محاسباتی (Ansys Fluent)	بهبود طراحی و عملکرد مبدل های حرارتی	عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم	استفاده از تابع پایه شعاعی (RBF)
وانگ و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	دینامیک سیالات محاسباتی (Ansys Fluent)	بهبود انتقال حرارت و کاهش افت فشار.	ابعاد پره ها	NSGA-II

## فصل سوم

### روش پژوهش و معادلات حاکم

در این فصل؛ تاثیر مبدل حرارتی پره‌دار نامنظم با ساختارهای جدید بر روی کارایی حرارتی مبدل‌های حرارتی چند جریانی معرفی و تشریح خواهد شد. پس از آن ساختار فین مورد مطالعه در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم بررسی و تجزیه و تحلیل کرده و از نتایج تحلیل آن در فصل آینده استفاده می‌شود. پره‌های نواری جابجاشده<sup>۱</sup> به طور گسترده‌ای برای بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شوند. ویژگی‌های انتقال حرارت و افت فشار اصطکاکی پره‌های نواری جابجاشده با هندسه‌های مختلف و سیالات گوناگون، از جمله جریان تک فازی و جریان دو فازی تحلیل و بررسی شده‌اند. با توجه به موارد ذکر شده؛ انتظار می‌رود ترکیب همه این روش‌ها با یکدیگر میزان انتقال حرارت را به صورت قابل توجهی افزایش دهد. همچنین کاربرد این پره‌ها در مبدل‌های حرارتی فشرده به صورت جامع مورد بررسی قرار گرفته شده است. این مدل‌سازی‌ها، که بر اساس اصول ترمودینامیکی و روابط سیالاتی به تصویر کشیده شده‌اند، به عنوان اساسی‌ترین ابزار برای طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار محسوب می‌شوند. پس از آن به استخراج روابط ترمودینامیکی با استفاده از تعاریف و قوانین ترمودینامیکی و نیز معادلات حالت مناسب در جریان تک فاز و دو فاز پرداخته می‌شود. این بخش نقش مهمی در رفع چالش‌های مدل‌سازی و طراحی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های چندفازی ایفا می‌کند. در ادامه، به بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در شرایط مختلف پرداخته و چالش‌های مرتبط با بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار چندجزئی و چندفازی با هندسه‌های متفاوت مورد بررسی قرار خواهد گرفت. بر اساس عدم توسعه روابط یک بعدی ضرائب کالبرن برای مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار با جریان‌های تغییر فاز دهنده و چندجزئی، استفاده از روش‌های عددی برای تحلیل و طراحی این مبدل‌ها به صورت جدی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

## ۳-۲- تحلیل رفتار هیدرودینامیکی جریان‌های چندفازی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

تحلیل جریان‌های چندفازی یکی از پیچیده‌ترین چالش‌ها در طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار است. این مبدل‌ها در بسیاری از کاربردهای صنعتی، به ویژه در صنایع شیمیایی، نفت و گاز، به دلیل توانایی آن‌ها در انتقال حرارت بین چندین سیال استفاده می‌شوند. جریان‌های چندفازی به جریانی گفته می‌شود که شامل بیش از یک فاز (مانند مایع و گاز) باشد. رفتار این جریان‌ها به شدت پیچیده است، چرا که تغییرات فاز، تبادل جرم و انتقال حرارت همزمان در حال رخ دادن هستند. در تحلیل هیدرودینامیکی این جریان‌ها، پارامترهای مهمی مانند سرعت، فشار، دما و تراکم هر فاز در نقاط مختلف مبدل باید دقیقاً مدل‌سازی و بررسی شوند.

برای مدل‌سازی این رفتار، معمولاً از معادلات ناویر-استوکس، به همراه مدل‌های چندفازی مانند مدل حجم سیال<sup>۲</sup> (VOF) یا مدل اوپلری<sup>۳</sup> استفاده می‌شود. مدل VOF برای شبیه‌سازی جریان‌هایی که در آن فازهای مختلف به صورت مجزا از هم جریان

<sup>1</sup> Serrated fins

<sup>2</sup> Volume of Fluid (VOF)

<sup>3</sup> Eulerian model



دارند (مانند لایه‌های مایع و گاز) مناسب است. در مقابل، مدل اویلری برای زمانی استفاده می‌شود که فازها در هم مخلوط شده‌اند و نیاز به مدل‌سازی جریان‌های چندجزئی است.

یکی از چالش‌های اساسی در تحلیل این جریان‌ها، پیش‌بینی صحیح توزیع فاز و بررسی نحوه انتقال حرارت بین آن‌ها است. در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، سیالات در کانال‌های بسیار نازک جریان می‌یابند و فین‌ها به منظور افزایش سطح تماس بین سیال و سطح جامد طراحی شده‌اند. این فین‌ها نه تنها باعث افزایش انتقال حرارت می‌شوند، بلکه به دلیل افزایش اصطکاک، می‌توانند باعث افت فشار شوند. از این رو، تحلیل صحیح اثرات این فین‌ها بر جریان‌های چندفازی بسیار اهمیت دارد.

در فرآیند شبیه‌سازی، پارامترهای کلیدی مانند ضریب انتقال حرارت، افت فشار، و میزان اختلاط فازها باید به دقت مدل‌سازی شوند. نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مانند ANSYS Fluent و COMSOL از ابزارهای معمول برای انجام این تحلیل‌ها هستند. این نرم‌افزارها توانایی شبیه‌سازی جریان‌های چندفازی در محیط‌های پیچیده‌ای مانند مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار را دارند و با استفاده از آن‌ها می‌توان به بهینه‌سازی طراحی مبدل‌ها و افزایش بازدهی حرارتی دست یافت. [۳۱]

### ۳-۳- معرفی اجمالی مساله مورد بررسی:

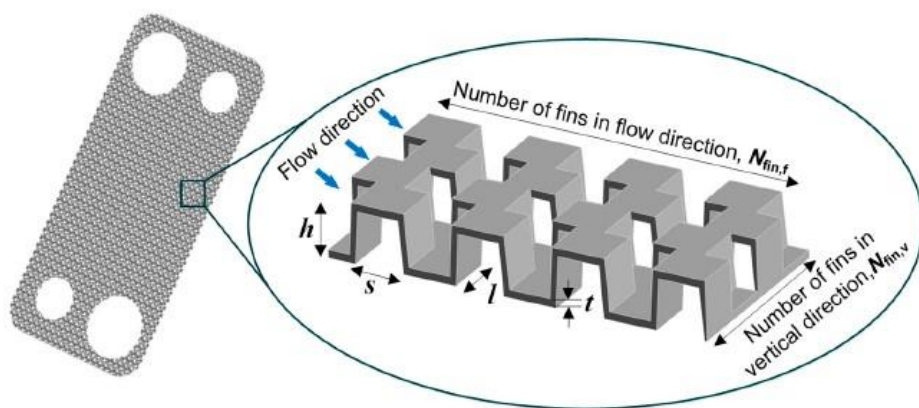
در این پژوهش به بررسی عددی جریان در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم با دو جریان تک فاز و چند فاز و در محدوده عدد رینولدز  $5000 \leq Re \leq 2.0 \times 10^5$  به روش عددی حجم محدود پرداخته می‌شود. در جریان‌های چند فاز، تشخیص دقیق عدد رینولدز کمی پیچیده‌تر است، زیرا خواص مختلف فازها (مثل چگالی، ویسکوزیته، و توزیع فازها) بر جریان تاثیر می‌گذارند. عدد رینولدز در جریان‌های چند فاز معمولاً برای هر فاز به صورت مجزا محاسبه می‌شود، ولی به دلیل برهم‌کنش‌های فازهای مختلف، تعیین حدود آن پیچیده‌تر است.

در این پژوهش میدان جریان و دما در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم با تغییر زاویه حمله برای فین‌های نامنظم در لایه میانی مبدل برای زاویه حمله ی  $60^\circ - 90^\circ$  درجه شبیه‌سازی و بررسی خواهد شد. شکل (۳-۱) ساختار یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم را نشان می‌دهد. جریان سیال گرم از مسیر بخش فوقانی و تحتانی مبدل که فاقد فین است؛ با بدنه مبدل انتقال حرارت انجام داده و با توجه به گذر جریان سرد از بخش زیرین و بالای مبدل و ایجاد اختلاف دما بین دو مسیر جریان؛ انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی صورت می‌گیرد. چنانچه جریان سیال در حین عبور از مبدل صفحه‌ای پره دار متاثر از قرارگیری فین‌ها باشد؛ جریان سیال دچار امیختگی بیشتر شده و گرادیان‌های دمایی در طول مسیر سیال کاهش می‌یابند و توزیع حرارت یکنواخت‌تر خواهد شد.

این مساله اساس و بنیان بکارگیری فین‌ها در مبدل‌های حرارتی بوده است لذا با قرار دادن فین‌ها در معبر جریان سیال گرم میتوان آمیختگی بهتر و در نهایت انتقال حرارت بالاتر را تجربه کرد. در ضمن این هندسه با در نظر گرفتن طول توسعه یافتگی و طول خروجی بررسی و تشریح خواهد شد. در این پژوهش اهداف زیر مورد بررسی و تحلیل قرار خواهد گرفت که عبارتند از:

(۱) ارائه داده‌های جامع طراحی در مورد تأثیرات هندسی فین‌های نامنظم. این تحلیل اعداد بدون بعد مانند  $f$  و  $z$  برای موارد مختلف طراحی فین ارائه شده اند تا ویژگی‌های حرارتی-هیدرولیکی درک شوند.

(۲) برقراری روابطی برای انتقال حرارت تک‌فازی بر اساس تحلیل CFD انجام می‌شود. رابطه برای عامل  $f$  امکان تولید نمودارهای مقاومت را با وارد کردن عدد رینولدز و تعداد فین‌ها فراهم می‌کند. از آنجا که نقطه‌ای که نمودار مقاومت با نمودار عملکرد تلاقی می‌کند به معنی نرخ واقعی جریان خنک‌کننده است، نرخ انتقال حرارت در این شرایط می‌تواند بر اساس رابطه برای عامل  $j$  محاسبه شود.



شکل ۱-۳ شماتیک مبدل حرارتی فین‌دار نامنظم و ساختار دقیق. [۳۲]

پیکربندی فین‌های نامنظم توسط دو پارامتر طراحی؛ تعیین می‌شود. تعداد فین‌ها در راستای جریان ( $N_{fin,f}$ ) و تعداد فین‌ها در جهت عمودی ( $N_{fin,v}$ ) هستند. در نتیجه، ابعاد هندسی هر فین بر اساس این پارامترها تعیین می‌شود. جدول ۱-۳ ابعاد هندسی خاص فین‌ها را بر اساس تعداد فین‌ها در هر جهت مشخص می‌کند. با افزایش تعداد فین‌ها در جهت عمودی، طول فین‌ها کاهش می‌یابد، زیرا تعداد بیشتری فین در همان فضا نصب خواهد شد. به همین دلیل، فاصله بین فین‌ها نیز با افزایش تعداد فین‌ها در جهت جریان کوچکتر می‌شود. همانگونه که در جدول ۱-۳ مشاهده می‌شود مقدار ( $N_{fin,f}$ ) از ۱۸ تا ۳۰ و مقدار ( $N_{fin,v}$ ) از ۳۴ تا ۵۸ است. با توجه به شکل ۱-۳ برای بدست آوردن قطر هیدرولیکی از فرمول زیر استفاده می‌شود.

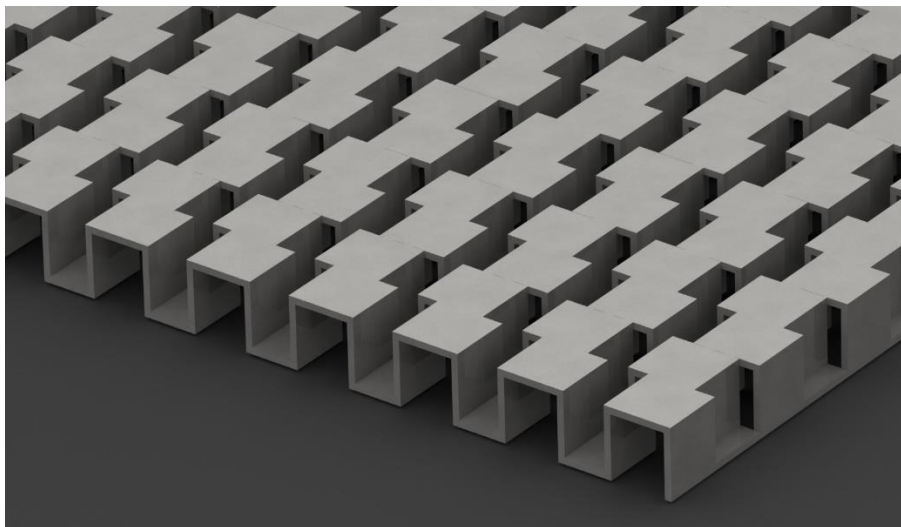
$$D_h = \frac{4shl}{2(sl+hl+th)+ts} \quad ۱-۳$$

$N_{fin,f}$ [EA]	$N_{fin,v}$ [EA]	$s$ [mm]	$h$ [mm]	$t$ [mm]	$l$ [mm]	$D_h$ [mm]
18	34	1.633	2.1	0.2	1.897	1.698
18	40	1.634	2.1	0.2	1.613	1.675
18	46	1.634	2.1	0.2	1.402	1.653
18	52	1.634	2.1	0.2	1.24	1.632
18	56	1.634	2.1	0.2	1.112	1.611
24	34	1.135	2.1	0.2	1.894	1.356
24	40	1.135	2.1	0.2	1.613	1.337
24	46	1.135	2.1	0.2	1.402	1.318
24	52	1.135	2.1	0.2	1.24	1.301
24	56	1.135	2.1	0.2	1.112	1.283
30	34	0.835	2.1	0.2	1.897	1.096
30	40	0.835	2.1	0.2	1.613	1.08
30	46	0.835	2.1	0.2	1.402	1.065
30	52	0.835	2.1	0.2	1.24	1.05
30	56	0.835	2.1	0.2	1.112	1.035

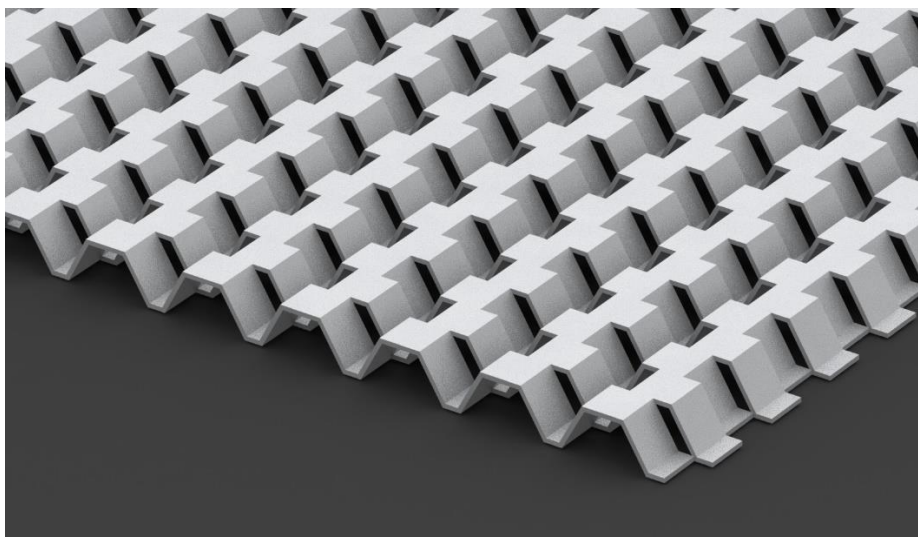
جدول ۱-۳ ابعاد خاص فین ها و قطر هیدرولیک در هر مورد [۳۲]

ساختار فین مورد مطالعه بر مبنای اطلاعات موجود در تحقیق سونگ و همکاران [۳۲] که در شکل (۱-۳) و جدول (۱-۳) به آن اشاره شده است؛ مطابق شکل زیر است. طراحی فین های نامنظم مورد مطالعه با توجه به اطلاعات موجود در سطر اول جدول ۱-۳ در زوایای ۹۰ درجه و ۶۰ درجه شبیه سازی و بررسی خواهند شد. همانطور که در شکل (۲-۳) (a) (۲-۳) (b) نشان داده شده است؛ ساختارهای پره نواری نامنظم معمولاً به دو نوع Z و H طبقه بندی می شوند.

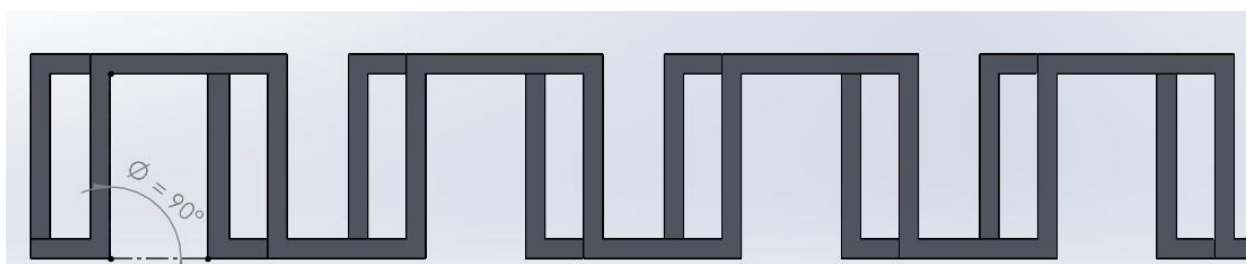
در فصل قبل پارامترهای هندسی بدون بعد  $\gamma = \frac{t}{s}$ ،  $\delta = \frac{t}{l}$ ،  $\alpha = \frac{L}{h}$  توسط مانگلیک و برگلز [۱۷] برای توصیف هندسه پره های نواری نامنظم معرفی شده اند. سطح پره های نواری نامنظم به زاویه پره بستگی دارد. زمانی که زاویه پره برابر با ۹۰ درجه باشد، شکل آن مستطیلی است همانطور که در شکل (۲-۳) (c) نشان داده شده است؛ زمانی که زاویه پره کوچکتر از ۹۰ درجه باشد، شکل آن دوزنقه ای است همانطور که در شکل (۲-۳) (d) نشان داده شده است. اگرچه شکل سطح بسته به زاویه پره متفاوت است، اما صرفاً برای تمایز پره های نواری استفاده می شود و هیچ مدرکی در ادبیات موجود نشان نمی دهد که شکل پره تأثیری بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی پره های نواری افست داشته باشد.



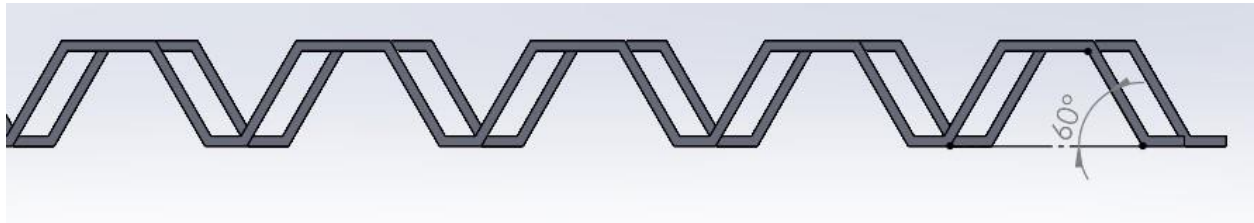
(a)



(b)



(c)



(d)

شکل ۳-۲ (a) نوع H ؛ (b) نوع Z ؛ (c) نمای مقابل شکل نوع H ؛ (d) نمای مقابل شکل نوع Z

### ۳-۴- فرضیه ها:

در غالب تحقیقات و بررسی های صورت گرفته در این حوزه شماری از فرضیات برای سهولت بخشیدن به روند طراحی حرارتی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به کار گرفته می شود . گرچه در بررسی های دقیق تر و جهت دستیابی به نتایج واقعی تر ممکن است برخی از این شرایط در حالت واقع و به دور از ساده سازی ها مورد بررسی قرار گیرد . به هر حال فرضیات ساده سازی برای حل مساله در پژوهش حاضر در نظر گرفته شده اند که شامل موارد زیر می باشد :

۱- تمام خواص فیزیکی در داخل مبدل حرارتی مورد بررسی ثابت هستند . بنابراین از تغییر خواص سیال در اثر تغییرات دما صرف نظر گردیده است. همچنین ضریب انتقال حرارت کل در امتداد طول جریان ثابت در نظر گرفته می شود.

۲- در هر گذر جریان این مبدل حرارتی ؛ نحوه توزیع دما و همچنین توزیع جریان سیال به صورت یکنواخت است و جریان در سطح مقطع داخل هر کانال عبور جریان؛ کاملاً مخلوط می شود.

۳- مبدل در حالت ادیاباتیک<sup>۱</sup> مورد بررسی قرار گرفته می شود . بنابراین از اتلاف حرارت به محیط اطراف آن صرف نظر می گردد

۴- از انتقال حرارت طولی در سیال و صفحات جدا کننده صرف نظر خواهد شد و انتقال حرارت به صورت عمود بر جریان سیال در کانال های میان صفحات جداکننده رخ می دهد .

<sup>1</sup> adiabatic state

### ۳-۵- مدل سازی ترمودینامیکی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار :

تکنیکی که برای استخراج معادلات RANS استفاده می شود، به نام تجزیه رینولدز شناخته می شود. میانگین گیری رینولدز و تجزیه رینولدز به طور مستقیم به دستکاری عدد رینولدز اشاره نمی کنند، بلکه به کاربرد میانگین گیری زمانی در معادلات ناویر-استوکس مربوط می شوند. میانگین گیری زمانی اغلب برای کاهش سیستم های پیچیده معادلات دیفرانسیل به اشکال ساده تر استفاده می شود. در این حالت، معادلات RANS از یک راه حل استفاده می کنند که به سرعت جریان میانگین مستقل از زمان و نوسانات وابسته به زمان میانگین تقسیم می شود.

$$u = \bar{u} + u' \quad ۱-۳$$

که با توجه به معادله بالا  $u$  سرعت لحظه ای<sup>۱</sup> است و  $\bar{u}$  سرعت میانگین زمانی (میانگین)<sup>۲</sup> و  $u'$  مؤلفه سرعت نوسانی است. با این تجزیه، می توان برخی از اپراتورهای تخصصی و یک عملیات میانگین گیری زمانی را به کار برد تا بتوان معادله غیرخطی زیر که جریان را توصیف می کند (در نشانه گذاری تنسوری) استخراج کرد.

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad ۲-۳$$

همانطور که در معادله بالا مشاهده میشود؛  $\rho$  چگالی؛  $\bar{u}_1$  وکتور سرعت متوسط در راستای  $i$  و  $\bar{u}_j$  وکتور سرعت متوسط در راستای  $j$ ؛  $\bar{p}$  فشار متوسط سیال؛  $\bar{f}_1$  نیروی حجمی اعمال شده به سیال، مانند نیروی گرانشی و  $\delta_{ij}$  مؤلفه تنسور نرخ کرنش میانگین زمانی را نشان می دهد؛ که مشخص می کند آیا دو شاخص  $i$  و  $j$  برابر هستند یا نه و  $\bar{S}_1$  نرخ کرنش متوسط را نشان می دهد. همانگونه که در معادله بالا مشاهده میشود؛ یک ترم غیرخطی مربوط به تنش رینولدز وجود دارد، که این مدل به عنوان مدل تنش رینولدز شناخته می شود و به صورت زیر تعریف میشود.

$$\tau'_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j} \quad ۳-۳$$

<sup>1</sup> instantaneous velocity

<sup>2</sup> time-averaged velocity

<sup>3</sup> time-averaged strain rate tensor

<sup>4</sup> strain rate.

مدل آشفتگی معادلات RANS به صورت زیر بیان میشود

$$\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \overline{u_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} = - \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} - \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} + \frac{p'}{\rho} \left( \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \overline{u'_j u'_k u'_i} + \frac{\overline{p' u'_i}}{\rho} \delta_{jk} + \frac{\overline{p' u'_j}}{\rho} \delta_{ik} - \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad ۴-۳$$

در حالی که این مدل می تواند بسیار پیچیده باشد، اما همچنین فرایندی را فراهم می کند تا مدل را در موقعیت های بسیار خاصی که در آن برخی از عبارات در تانسور کرنش و یا تنش قابل صرف نظر هستند، به کار برد. این کار نیازمند یک مدل آشفتگی اضافی است تا بتوان عبارات غیرخطی در تانسور تنش را مورد بررسی قرار داد. بیشتر این مدل های آشفتگی که در معادلات RANS استفاده می شوند، بر اساس مشاهدات تجربی تعیین شده اند و از اصول اولیه استخراج نمی شوند. معادله ممنتوم توصیف کننده حرکت و تغییرات سرعت یک سیال لزج است و در تحلیل دینامیک سیالات کاربرد گسترده ای دارد و به صورت زیر بیان میشود.

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} + \overline{S_{ij}} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad ۵-۳$$

چالش اصلی با معادلات RANS نیاز به مدل سازی تأثیرات آشفتگی است که به وسیله معادلات تنش رینولدز انجام میشود. از نظر فیزیکی، ویسکوزیته گردابه ای انتقال انرژی آشفته را از طریق جریان های گردابه ای متحرک در یک جریان آشفته توصیف می کند. از نظر ریاضی؛ تنش رینولدز به انرژی جنبشی آشفتگی مرتبط می شود، که به شکل زیر تعریف خواهد شد:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} K \overline{S_{ij}} \quad ۶-۳$$

K انرژی جنبشی آشفتگی<sup>۱</sup> را نشان میدهد که معادله آن بصورت زیر تعریف میشود.

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad ۷-۳$$

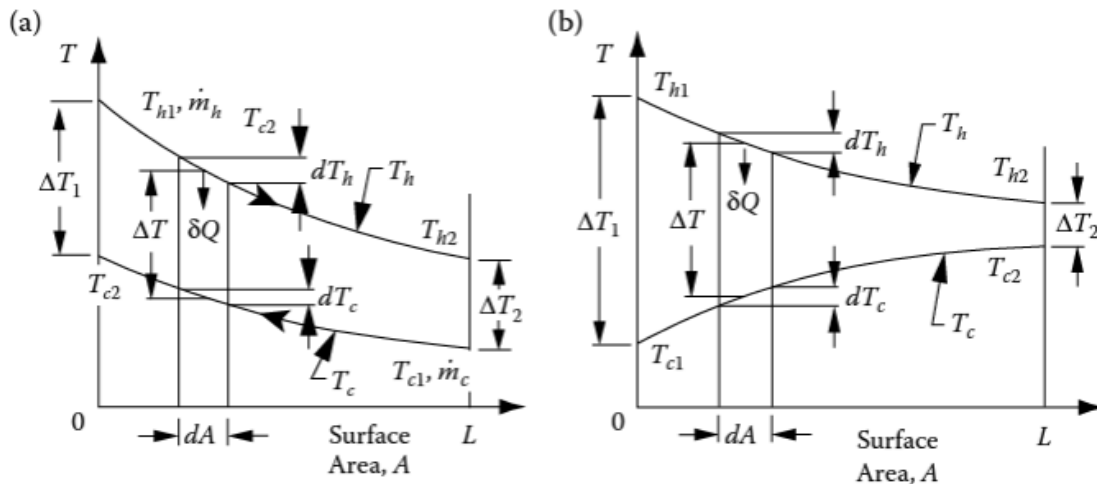
هنگامی این عبارات در معادله تنش رینولدز در چگالی ضرب می شوند، انرژی جنبشی آشفتگی و همچنین آشفتگی ناهمسانگرد را تعریف می کنند. این روش در بسیاری از سیستم ها با جریان آزاد برشی، مانند مدل سازی لایه های اختلاط، جت ها، لایه های مرزی آشفته، جریان های کانالی و بسیاری از مسائل دیگر قابل اعمال است. معادله نرخ کرنش هم به صورت زیر تعریف می شود.

<sup>۱</sup> Kinetic energy of turbulence

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right) \quad ۸-۳$$

### ۳-۵-۱- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با دو جریان تک فاز:

اساس انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی، تفاوت دمای جریان‌های سرد و گرم است. در اکثر مبدل‌های حرارتی، جریان‌های سرد و گرم نسبت به یکدیگر هم جهت<sup>۱</sup> یا در خلاف<sup>۲</sup> جهت هم هستند. بسته به آرایش جریان‌ها نسبت به یکدیگر، نمودار تغییرات دمای جریان‌ها در طول یک مبدل مطابق شکل ۳-۳ است.



شکل ۳-۳ نمودار تغییرات دمای سیال‌های سرد و گرم در یک مبدل برای جریان‌های (a) مخالف جهت (b) هم‌جهت [۳۳]

قانون اول ترمودینامیک، بیان‌کننده پایستاری انرژی است. انرژی نه به وجود می‌آید و نه از بین می‌رود. برای یک سیستم باز، در حالت پایا و با صرف نظر از انرژی پتانسیل و جنبشی سیال، می‌توان این قانون را به صورت زیر بیان کرد.

$$\delta Q = m \cdot dh \quad ۹-۳$$

که در آن  $\delta Q$  نرخ انتقال حرارت به المان سیال و  $h$  بیان‌کننده آنتالپی سیال است. با انتگرال‌گیری از معادله بالا می‌توان آن را به صورت ۱۰-۳ بازنویسی کرد:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad ۱۰-۳$$

<sup>۱</sup> Parallel Flow

<sup>۲</sup> Counter Current Flow



در اینجا،  $h_1$  و  $h_2$  به ترتیب مربوط به حالت ورودی و خروجی سیال (گرم یا سرد) در مبدل هستند. اگر جریان سیال در مبدل تغییر فاز ندهد، با در نظر گرفتن تعریف ظرفیت حرارتی می‌توان معادله فوق را به شکل زیر بازنویسی کرد.

$$Q = m \cdot C_p (T_2 - T_1) \quad ۱۱-۳$$

بدین ترتیب، میزان انتقال حرارت صورت پذیرفته از جریان گرم و سرد برابر خواهد بود با:

$$Q = m_c C_{p,c} (T_{out,c} - T_{in,c}) \quad ۱۲-۳$$

$$Q = m_c C_{p,h} (T_{out,h} - T_{in,h}) \quad ۱۳-۳$$

جایی که  $Q$  نرخ انتقال گرما،  $m$  جریان جرم سیال،  $C_p$  گرمای خاص در فشار ثابت، و  $T$  دما است. در معادلات فوق، زیروند  $h$  و  $c$  به ترتیب مشخص کننده جریان گرم و سرد و زیروندهای  $in$  و  $out$  مشخص کننده مقطع ورودی جریان به مبدل و مقطع خروجی جریان از مبدل است. با صرف نظر از اتلاف حرارتی مبدل، این دو مقدار مطابق قانون اول ترمودینامیک با یکدیگر برابر خواهد بود:

$$m_c C_{p,c} (T_{in,c} - T_{out,c}) = m_h C_{p,h} (T_{in,h} - T_{out,h}) \quad ۱۴-۳$$

طبق رابطه فوق، جریانی که حاصل ضرب دبی در ظرفیت حرارتی  $m \cdot C_p$  است؛ دچار اختلاف دمای بیشتری می‌شود. از آنجا که دمای خروجی جریان سرد، از دمای ورودی جریان گرم نمی‌تواند بیشتر شود، در نتیجه، بیشترین انتقال حرارت ممکن بین دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی برابر خواهد بود با:

$$\Delta T_{max} = T_{in,h} - T_{in,c} \quad ۱۵-۳$$

بیشترین تغییرات دمای دو جریان با بیشترین انتقال حرارت ممکن بین دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی برابر خواهد بود و رابطه آن به شرح زیر است.

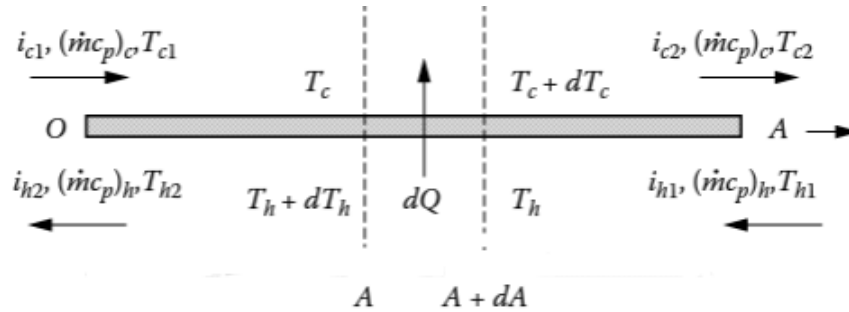
$$Q_{max} = \min(m_c C_{p,c}, m_h C_{p,h}) * (T_{in,h} - T_{in,c}) \quad ۱۶-۳$$

بازده انتقال حرارت مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های عملکردی آن به صورت نسبت انتقال حرارت صورت پذیرفته به بیشترین انتقال حرارت ممکن تعریف می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{mC_p(T_{in,c} - T_{out,c})}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_h C_{p_h}(T_{in,h} - T_{out,h})}{Q_{max}} \quad ۱۷-۳$$

همانطور که در شکل ۴-۳ مشخص شده است، برای بررسی انتقال حرارت بین جریان سرد و گرم، از المان  $dA$  استفاده می شود. در این المان، انتقال حرارت از جریان گرم به سرد به صورت رابطه ۱۸-۳ بیان می شود:

$$dQ = U(T_h - T_c)dA = -\dot{m}_{c_{ph}} dT_h = \dot{m}_{c_{ph}} dT_c \quad ۱۸-۳$$



شکل ۴-۳ المان مورد نظر برای بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳۴]

که در معادله ۱۸-۳  $U$  ضریب انتقال حرارت کلی<sup>۱</sup> مبدل حرارتی و  $A$  مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل است. با مرتب‌سازی و انتگرال‌گیری در طول مبدل حرارتی، رابطه بین دماهای ورودی و خروجی مبدل حرارتی، برای مبدل با جریان‌های مخالف جهت یکدیگر، از معادله ۱۸-۳ حاصل می شود:

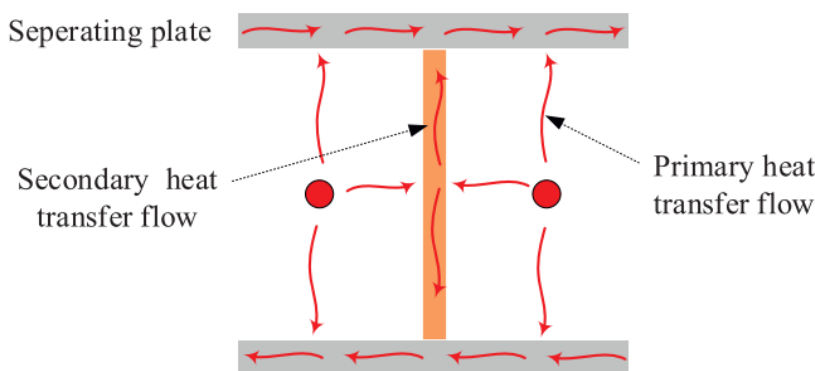
برای مبدل حرارتی با جریان‌های هم‌سو، این رابطه به صورت معادله ۱۹-۳ نوشته می شود:

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp \left[ UA \left( \frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right] \quad ۱-۱-۳$$

در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، انتقال حرارت از سیال‌ها بوسیله دو سطح انجام می پذیرد. سطح اول، سطح صفحات جداکننده جریان‌ها از یکدیگر است که به سطح انتقال حرارت اولیه معروف است. سطح دوم، سطح تماس سیال با پره‌ها می باشد

<sup>۱</sup> Overall Heat Transfer Coefficient

که انتقال حرارت سیال با این سطح، به انتقال حرارت ثانویه معروف است. این دو نوع انتقال حرارت در شکل ۳-۵ نمایش داده شده است. اضافه شدن سطوح ثانویه، باعث افزایش سطح تماس سیال و جامد است که منجر به بهبود انتقال حرارت می گردد. این افزایش انتقال حرارت، به صورت بازده کلی سطح  $\eta$ <sup>۱</sup>، در روابط انتقال حرارت گنجانده شده است.



شکل ۳-۵ سطوح انتقال حرارت اولیه و ثانویه [۳۵]

ارزیابی ویژگی های جریان و انتقال حرارت گرمایی مبدل حرارتی معمولاً بر مبنای پارامترهای  $f$  و  $j$  انجام می شود تا به ترتیب عملکرد انتقال حرارت و افت فشار را اندازه گیری کند. با مقایسه  $f$  و  $j$  می توان تأثیر پارامترهای ساختاری پره ها بر عملکرد مبدل حرارتی صفحه ای پره دار را بدست آورد. قطر هیدرولیکی<sup>۲</sup> کانال در مبدل حرارتی پره دار نامنظم از طریق معادله زیر بدست می آید .

$$D_h = \frac{4l(h-t)(s-t)}{2(l(h-t) + l(s-t) + t(h-t) + t(s-2t))} \quad ۲۰-۳$$

ضریب انتقال حرارت را از طریق معادله زیر بدست می آید

$$h_{total} = \frac{q}{|T - T_w|} \quad ۲۱-۳$$

<sup>۱</sup> Surface Efficiency

<sup>۲</sup>Hydraulic diameter

یکی از مشخصه‌های عملکردی مبدل‌های حرارتی، افت فشار سیال در مبدل است. در مبدل حرارتی صفحه ای پره‌دار، بدلیل سطح تماس بیشتر سیال با جامد، افت فشار نسبت به مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای بدون پره، اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. افت فشار در مبدل حرارتی می‌تواند به دلایل مختلفی ایجاد شود، اما در اکثر موارد این افت فشار به علت مقاومت جریان سیال در برابر اصطکاک با دیوارهای مبدل حرارتی و یا به دلیل تغییر سرعت سیال در دستگاه می‌باشد. حاصل ضرب کلی انتقال حرارت مبدل در سطح انتقال حرارت مبدل صفحه‌ای پره‌دار، از رابطه ۲۲-۳ بدست می‌آید:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta\alpha A)_c} + \frac{1}{(\eta\alpha A)_h} \quad 22-3$$

در این رابطه،  $\alpha$  ضریب انتقال حرارت<sup>۱</sup> جریان سرد و گرم،  $A$  مساحت انتقال حرارت جریان‌ها و  $\eta$  بازده کلی سطح است که از رابطه ۲۳-۳ بدست می‌آید:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad 23-3$$

در این رابطه،  $A_f$  مساحت تماس سیال با پره‌ها و  $A_t$  مجموع سطح تماس سیال با پره‌ها و صفحات جداکننده است.  $\eta_f$  نیز بازده پره‌ها است که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}\right)}{L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}} \quad 24-3$$

در رابطه فوق،  $L$  طول پره،  $t$  ضخامت پره و  $k_f$  ضریب انتقال هدایتی پره‌ها<sup>۲</sup> است.  $A_f$  و  $A_t$  نیز با توجه به ابعاد و نوع پره‌ها مشخص می‌شود.

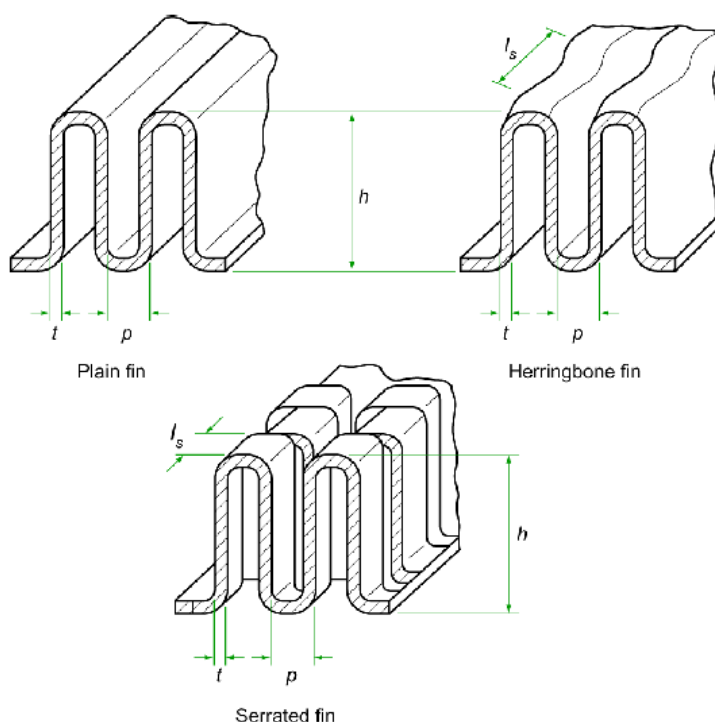
با مشخص بودن هندسه پره‌ها، بازده سطح  $\eta$  و مساحت انتقال حرارت در واحد طول مشخص خواهد بود. در مرحله بعد نیاز به محاسبه ضریب انتقال حرارت  $\alpha$  برای جریان‌های سرد و گرم است. این ضریب، برای جریان‌های تک‌فاز از رابطه ۲۵-۳ بدست می‌آید:

<sup>1</sup> heat transfer coefficient

<sup>2</sup> thermal conductivity coefficient of the blades

$$\alpha = \frac{j C_p G_m}{Pr^{2/3}}$$

در رابطه فوق،  $C_p$  ظرفیت حرارتی<sup>۱</sup> سیال،  $G_m$  دبی جرمی<sup>۲</sup> سیال،  $Pr$  عدد بی بعد پرانتل و  $j$  ضریب کالبرن برای مجرای پره‌دار است. با مشخص بودن جنس سیال، دبی جرمی از معلومات مساله مشخص است و با مشخص شدن جنس آن،  $Pr$  و  $C_p$  بدست می‌آید. ضریب کالبرن نیز که متاثر از هندسه پره‌ها و عدد رینولدز است، از طریق نمودارها یا روابط تجربی بدست می‌آید. روش دیگر محاسبه ضریب کالبرن، استفاده از روابط تجربی است که در طی پژوهش‌ها و آزمایش‌های تجربی متعدد، برای هندسه‌های مختلف پره‌ها توسعه یافته‌اند. این روابط برای انواع مختلف پره‌ها شامل معمولی<sup>۳</sup>، جابجا شده و موجی<sup>۴</sup> توسعه یافته پیدا کرده است. انواع پره‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در شکل ۳-۳-۶ نمایش داده شده‌است. در این شکل،  $h$  ارتفاع،  $t$  ضخامت و  $p$  گام پره‌ها می‌باشد.



شکل ۳-۶ هندسه و مشخصات انواع پره‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳۶]

یکی دیگر از مشخصه‌های عملکردی مبدل‌های حرارتی، افت فشار سیال در مبدل است. در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، بدلیل سطح تماس بیشتر سیال با جامد، افت فشار نسبت به مبدل‌های صفحه‌ای بدون پره، اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. همچنین در این مبدل‌ها، بیش از ۹۰ درصد افت فشار، مربوط به افت فشار اصطکاکی در هسته مبدل است. رابطه محاسبه افت فشار سیال به صورت رابطه ۳-۲۶ نمایش داده شده است.

<sup>۱</sup> thermal capacity of the fluid

<sup>۲</sup> mass flow rate of the fluid

<sup>۳</sup> Plain Fins

<sup>۴</sup> Wavy/Herringbone Fins

$$\Delta P = \frac{4fLG_m^2}{2D_h\rho} \quad ۲۶-۳$$

در رابطه بالا  $L$  طول مبدل،  $\rho$  چگالی سیال،  $D_h$  قطر هیدرولیکی مبدل و  $f$  ضریب اصطکاک است که متاثر از هندسه پره‌ها و عدد رینولدز است، از طریق نمودارها یا روابط تجربی بدست می‌آید. مهمترین شاخص ارزیابی عملکرد گرم کننده حرارتی فاکتور کالبرن است که توسط فرمول اصلی فاکتورانتقال حرارت  $j$  مشخص می‌شود.

$$j = \frac{Nu}{RePr^{0.33}} \quad ۲۷-۳$$

این فرمول نشان‌دهنده ضریب انتقال حرارت اصلاح‌شده یا ضریب جابجایی اصلاح‌شده ( $j$ ) است که با استفاده از عدد ناسلت ( $Nu$ )، عدد رینولدز ( $Re$ ) و عدد پرنتل ( $Pr$ ) محاسبه می‌شود. این فرمول در تحلیل جابجایی حرارت استفاده می‌شود.

عدد پرنتل یک عدد بدون بعد است که بیانگر نسبت نفوذ اندازه حرکت ویسکوزیته دینامیکی به نفوذ گرمایی است. در واقع می‌توان این عدد را نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی دانست.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad ۲۸-۳$$

جایی که  $\mu$  ویسکوزیته دینامیکی سیال است؛  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، و  $\lambda$  ضریب هدایت گرمایی<sup>۱</sup> است. در واقع، می‌توان این عدد را نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی دانست. این پارامتر در حل مسائل مربوط به انتقال حرارت در لایه‌های سیال بسیار کاربردی است. عدد ناسلت یک عدد بدون بعد است که در انتقال حرارت برای مشخص کردن نسبت انتقال حرارت همرفتی به انتقال حرارت رسانا استفاده می‌شود. شکل کلی معادله ناسلت به صورت زیر بیان می‌شود.

$$Nu = \frac{h_c \cdot D_h}{\lambda_f} \quad ۲۹-۳$$

جایی که  $h_c$  به میانگین ضریب انتقال حرارت کانال فین اشاره دارد،  $\lambda_f$  به ضریب هدایت حرارت مایع اشاره دارد. عدد رینولدز یک کمیت بدون بعد است که در مکانیک سیالات برای پیش‌بینی الگوهای جریان در موقعیت‌های مختلف جریان سیال استفاده می‌شود. این نام از آیزورن رینولدز، مهندس بریتانیایی که استفاده از آن را رایج کرد، گرفته شده است. عدد رینولدز به عنوان نسبت نیروهای اینرسی به نیروهای ویسکوز در جریان سیال تعریف می‌شود.

<sup>1</sup> The thermal conductivity coefficient

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu} \quad ۳۰-۳$$

جایی که  $\rho$  چگالی سیال است،  $U$  سرعت سیال است،  $\mu$  ویسکوزیته دینامیکی سیال است. محاسبه  $h_c$  برای عدد ناسلت به شکل زیر انجام می شود:

$$h_c = \frac{1}{\eta_0 \left( \frac{1}{k} - \frac{b}{A_S} \right) \cdot \frac{A}{2A_{W,cp}}} \quad ۳۱-۳$$

جایی که  $A_W$  مساحت دیوار صفحه پوشیده شده است،  $\eta_0$  کارایی سطح کانال بالابر است. ضریب انتقال حرارت  $K$  به شرح زیر تعیین می شود

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m} \quad ۳۲-۳$$

میانگین دمای تفاضلی لگاریتمی ( $\Delta t_m$ ) به صورت زیر محاسبه می شود

$$\Delta t_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \left( \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \right)} \quad ۳۳-۳$$

جایی که  $T_{in}$  دمای ورودی،  $T_{out}$  دمای خروجی و  $T_w$  دمای دیوار است. راندمان سطحی کانال پره  $\eta_0$  به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_2}{A} (1 - \eta_{f,id}) \quad ۳۴-۳$$

جایی که  $A$  و  $A_2$  به ترتیب نشان دهنده سطح کل انتقال حرارت و سطح ثانویه انتقال حرارت هستند که به صورت زیر بیان می شوند:

$$A = 2[l(h - t) + l(s - t) + t(h - t)] + t(s - 2t) \quad ۳۵-۳$$

$$A_2 = 2l(h - t) + 2t(h - t) + t(s - 2t) \quad 36-3$$

در اینجا  $\eta_{f,id}$  بازده ایده آل یک بعدی پره در کانال پره است که به صورت زیر محاسبه می شود:

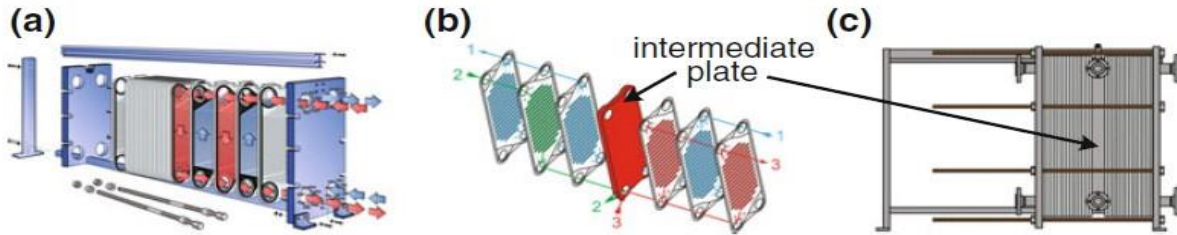
$$\eta_{f,id} = \frac{th(\frac{1}{2} mh)}{\frac{1}{2} mh'} \quad 37-3$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_s t'}} \quad 38-3$$

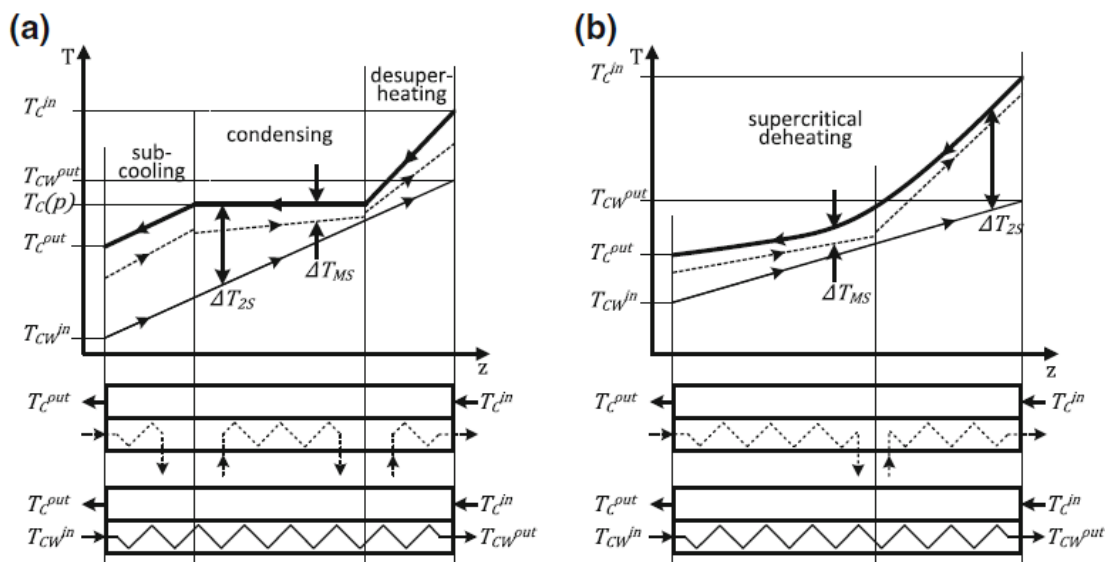
### ۳-۵-۲- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با جریان دو فاز:

در یک مبدل حرارتی معمولاً دو جریان سیال مشاهده می شود، یکی سیال فرایندی است که حالت ترمودینامیکی آن باید به روشی مشخص توسط کاربرد در مبدل حرارتی تغییر کند، و دیگری سیال جانبی برای خنک سازی یا گرم سازی است. مبدل های حرارتی چندجریانه به طور مطلوب به عنوان مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار طراحی می شوند و به دلیل انعطاف پذیری و فشردگی این نوع مبدل حرارتی؛ مطابق شکل ۳-۵۷ نشان داده شده است. یک ترتیب مبدل حرارتی صفحه ای چندجریانه که بار حرارتی را به دو سیال جانبی تقسیم می کند به طور شماتیک در شکل ۳-۵۷b نشان داده شده است. که در آن یک صفحه میانی برای جدا کردن سیال های جانبی استفاده می شود. مبدل حرارتی صفحه ای؛ همان طور که در شکل ۳-۵۷c نشان داده شده است، امکان ساخت یک دستگاه چندجریانه فشرده و مقرون به صرفه را فراهم می کند که دارای حجم نگهداری سیال بسیار کم با بازده انتقال حرارت بالا و قیمت رقابتی است. یک دلیل مهم برای انتخاب مبدل حرارتی صفحه ای چندجریانه، انعطاف پذیری این دستگاه است. مساحت سطح انتقال حرارت می تواند با اضافه یا حذف صفحات به شرایط جدید تطبیق داده شود و فرایند های چندجریانه به راحتی با اضافه کردن صفحات میانی تقسیم جریان؛ ایجاد شوند. مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، قابلیت برقراری انتقال حرارت بین چند جریان را به صورت همزمان دارند. در مبدل های چند جریانه، دمای ورودی و خروجی جریان های سرد با یکدیگر و جریان های گرم با یکدیگر لازماً برابر نمی باشد؛ هر کدام بسته به طراحی خود، دمای ورود و خروجی متفاوتی می تواند داشته باشد. نمونه ای از منحنی آنتالپی برای یک مبدل ۵ جریانه (۲ جریان گرم و ۳ جریان سرد) در شکل ۳-۷۷ نشان داده شده است





شکل ۳-۷ a یک گرمکن صفحه‌ای معمولی، b، c یک گرمکن صفحه‌ای دو جریانه [۳۵]

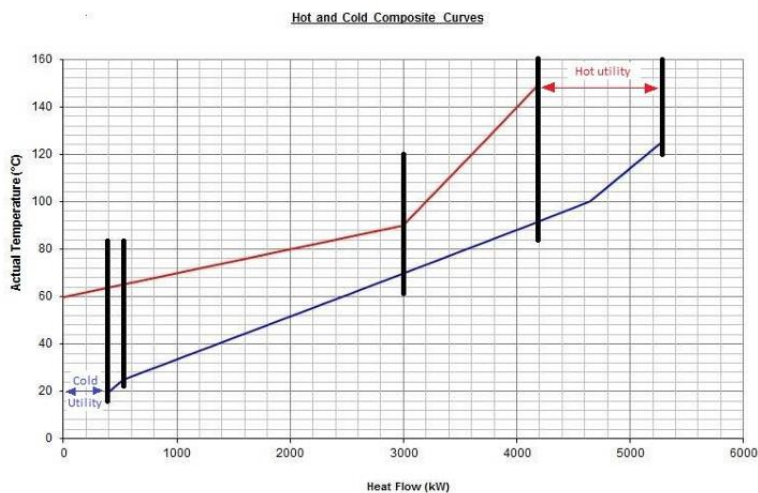


شکل ۳-۸ نمودار دما در یک گرمکن مبادل حرارت در مراحل مایع، دوفازه و گازی در منطقه فوق بحرانی [۳۵]

شکل ۳-۸ a از یک طرف وضعیت استاندارد با یک سیال جانبی را نشان می‌دهد و از طرف دیگر یک وضعیت چندجریانه با سه سیال جانبی را نشان می‌دهد. نمودار دما به صورت شماتیک در شکل ۳-۹ نشان داده شده است. به طوری که  $T_C$  دمای جریان فرایندی متراکم‌شونده را نشان می‌دهد و  $T_{CW}$  دمای جریان سیال جانبی آب خنک‌کننده را نشان می‌دهد. یک وضعیت دیگر که در آن یک دستگاه چندجریانه مطلوب را نشان می‌دهد؛ در شکل ۳-۸b نشان داده شده است. اگر تغییر قابل توجهی در ظرفیت گرمایی جریان محصول بوجود آید؛ ممکن است برای جریان‌های سیال که در واحدهای تبرید  $CO_2$  دیده می‌شود نیز صحیح باشد و لذا وضعیت نشان داده شده در شکل ۳-۸b ممکن است رخ دهد.

همچنین در این وضعیت، تقسیم جریان سیال جانبی، تطابق بهتری با پروفیل‌های دما فراهم می‌کند. با تفکیک جریان‌های انرژی به بیش از یکی، می‌توان دمای جریان گرم یا سرد را به طور کامل به شرایط حرارتی کلی تنظیم کرد. بنابراین منحنی ترکیبی

برای تجزیه و تحلیل ادغام حرارتی می‌تواند به بهترین شکل تنظیم شده و با تطبیق بهتری ارائه شود. یک جریان خنک‌کننده تغییر یافته ممکن است برای منحنی ترکیبی مفید باشد.

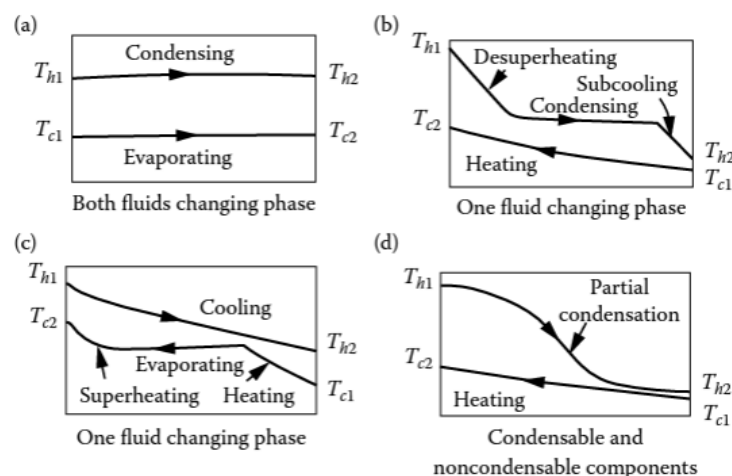


شکل ۳-۹ منحنی ترکیب برای یک مبدل ۵ جریانه [۳۶]

همان‌طور که از شکل ۳-۹ مشخص است، برای جریان گرم، ۲ شیب متفاوت و برای جریان سرد، ۳ شیب متفاوت مشاهده می‌شود. به این نحو، می‌توان تحلیل یک مبدل را به صورت مبدل‌های جدا از هم بررسی کرد که در هر یک، همانند بخش قبل، خواص جریان ثابت است و می‌توان روند تحلیل را مطابق بخش قبل، طی کرد. در واقع این خواص ثابت، میانگین وزنی از خواص ثابت جریان‌های مختلف سرد و گرم در بازه دمایی مورد نظر می‌باشد.

مساله دیگری که در کاربردهای عملی مبدل‌های حرارتی، به چشم می‌خورد، تغییرات قابل توجه خواص ترموفیزیکی جریان‌ها در طول می‌باشد. این امر باعث می‌شود تا ضریب انتقال حرارت  $\alpha$  و به تبع آن، ضریب کلی انتقال حرارت بین جریان سرد و گرم<sup>۱</sup>،  $U$ ، در طول مبدل تغییر کند. شکل ۳-۱۰ حالت‌های مختلفی که در آن می‌توان این تغییرات خواص را مشاهده کرد نشان داده شده‌است.

<sup>1</sup> The overall heat transfer coefficient between the cold and hot streams



شکل ۳-۱۰ حالات مختلف تغییر ضریب انتقال حرارت کلی در طول مبدل [۳۳]

برای نمودارهای b و c در شکل فوق، می‌توان با تقسیم مبدل به ۳ بخش متفاوت و در نظر گرفتن یک  $U$  برای هر یک، به تحلیل جداگانه هر بخش مطابق قسمت قبل پرداخت. اما در مواردی که تغییرات خواص، از الگوی خاصی پیروی نمی‌کند، لازم است تا به قدری تقسیم بندی ریز باشد تا فرض  $U$  ثابت، در هر بخش، قابل اعمال باشد. این تغییرات، بخصوص در مواردی که جریان چند جزئی در حال تغییر فاز (مثلاً مایع سازی گاز طبیعی) می باشد، شدیدتر گردد.

### ۳-۶- بهینه سازی چندفازی بر اساس الگوریتم ژنتیک :

الگوریتم‌های ژنتیک به طور گسترده در زمینه طراحی بهینه سازی مورد استفاده قرار می‌گیرند و به عنوان یک روش ؛ فرآیند انتخاب طبیعی تکامل زیست‌شناختی را تقلید می‌کنند. با استفاده از این روش، می‌توان از الگوریتم‌های ژنتیک برای بهبود کارایی پیچ گرد فشارمحور، بهینه سازی طراحی موتور ، شناسایی پارامترهای باتری لیتیوم-یون، و اعتبارسنجی داده‌ها استفاده کرد. دو نوع اصلی از الگوریتم‌های بهینه سازی چندفازی عبارتند از: روش‌های معمولی گرادیان<sup>۱</sup> و روش‌های مستقیم بدون گرادیان<sup>۲</sup>. نوع اول از این روش‌ها بر اطمینان از کیفیت حدس اولیه تکیه می‌کند، که به راحتی ممکن است به اقلیم‌های محلی فرود آید و تنها برای توابع صاف و پیوسته قابل استفاده باشد. روش مستقیم بدون گرادیان مناسب‌تر برای مطالعه پدیده‌های غیرخطی است. در این میان، الگوریتم‌های ژنتیک بیشترین استفاده را دارند. این الگوریتم‌ها حساس به ناپیوستگی تابع هدف نیستند و در معلق نماندن در اقلیم‌های محلی موثر می باشند و برای پردازش موازی مناسب هستند. این الگوریتم به طور گسترده برای کمینه سازی یا بیشینه سازی دو یا چند تابع هدف تحت شرایط و محدودیت‌های داده شده استفاده می‌شود. نتیجه بهینه سازی نمایانگر مجموعه‌ای از راه‌حل‌ها با بهترین توازن بین توابع هدف است. الگوریتم ژنتیک یک جمعیت تصادفی را در حالت اولیه ایجاد می‌کند، و سپس

<sup>۱</sup> Traditional gradient methods

<sup>۲</sup> direct non-gradient methods

افراد جمعیت به عملیات تلاقی و میوتیشن می پردازند. سپس الگوریتم افراد را بر اساس رتبه عدم تسلط و میزان توده پراکندگی مرتب می کند و افراد با کیفیت بالاتر را برای تشکیل نسل بعدی انتخاب می کند. جمعیت به سوی جبهه بهینه حرکت می کند در حالی که تنوع جمعیت حفظ می شود. الگوریتم تا زمانی که تعداد تعیین شده نسل ها به پایان رسیده باشد، اجرا می شود. در این مطالعه، از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی سه تابع هدف متضاد (مقدار انتقال حرارت، افت فشار روغن، دمای خروجی روغن) استفاده شده است. اندازه جمعیت، احتمال تلاقی، احتمال میوتیشن و حداکثر تعداد نسل ها به ترتیب به ۲۰۰۰، ۰.۹، ۰.۲ و ۵۰۰۰ تنظیم شده است. [۳۷]

### ۷-۳ - چالش های بهینه سازی مبدل های حرارتی چند فاز با چند هندسه پره متفاوت :

به دلیل عدم توسعه روابط یک بعدی، برای ضرائب کالبرن و اصطکاک برای مبدل های حرارتی چند جریانه چندفازی، می توان از روابط ارائه شده در بخش ۳-۵-۱ برای تحلیل این مبدل ها استفاده کرد. هم چنین، رویکردهای اشاره شده در بخش ۳-۵-۲ برای تحلیل این مبدل قابل استفاده نیستند زیرا؛ امکان استفاده از رویکرد منحنی ترکیب و استفاده از روابط ارائه شده برای  $f$  و  $z$  برای منحنی جریان های حاصل بدلیل استفاده از ابعاد مختلف پره برای جریان های مختلف، امکان پذیر نمی باشد. منحنی ترکیب، تمامی جریان های گرم و تمامی جریان های سرد را به مانند یک جریان گرم و یک جریان سرد در نظر می گیرد و به این دلیل، در این روش امکان تفکیک جریان ها از هم برای بررسی پره های متفاوت در هر کدام امکان پذیر نیست. در نتیجه برای تحلیل این مبدل ها نیاز به تحلیل عددی مبدل و تحلیل لایه به لایه این مبدل ها می باشد. از طرفی به دلیل چند فازی بودن جریان ها و نیز چند جزئی بودن سیال، نیاز به استفاده از روابط تعادل فاز و معادلات حالت برای استخراج خواص ترموفیزیکی جریان ها در هر مقطع می باشد.

### ۸-۳ - روش حل عددی و شرایط مرزی :

شرایط مرزی<sup>۱</sup> حاکم بر پژوهش حاضر برای تحلیل و شبیه سازی جریان و انتقال حرارت در مبدل حرارتی پره دار نامنظم به گونه ای تعریف شده اند که بتوانند تمامی جنبه های فیزیکی و حرارتی مرتبط با مسأله را پوشش دهند. در این شبیه سازی، پارامترهای متعددی نظیر دما، سرعت، فشار و همچنین ویژگی های ترمودینامیکی و هیدرولیکی سیالات مختلف در ورودی و خروجی مبدل تعریف می شوند.

در ورودی کانال میانی، که جریان گرم از آن وارد مبدل می شود، دما به عنوان یک پارامتر ثابت برابر  $T_{h,in} = 393K$  تعریف شده است. سرعت جریان سیال در این بخش برابر با  $U_{h,in}$  در نظر گرفته می شود و فرض می شود که مؤلفه های عمودی و عرضی سرعت، یعنی  $U$  و  $W$ ، صفر هستند تا نشان دهنده جریان موازی در کانال باشد. فشار ورودی نیز به عنوان  $P_{h,in} = 0.2MPa$

<sup>1</sup> Boundary Conditions

در نظر گرفته شده است. در ورودی کانال بالا و پایین، که جریان سرد وارد مبدل می‌شود، دما برابر  $T_{c,in} = 293K$  تعریف شده است. مشابه کانال میانی، سرعت جریان ورودی در این بخش نیز به صورت موازی با سطح پره‌ها تعریف شده و مقدار آن  $U_{c,in}$ . فشار ورودی نیز به عنوان  $P_{h,in} = 0.15MPa$  در نظر گرفته شده است. در خروجی تمامی گذرگاه‌های مبدل، فشار ثابت و برابر  $P_{out} = 0.1MPa$  تعریف شده است تا جریان سیال به طور کامل از مبدل عبور کند. دمای خروجی جریان گرم از کانال میانی به عنوان  $T_{h,out}$  و دمای خروجی جریان سرد از کانال‌های بالا و پایین به ترتیب به عنوان  $T_{c,out}$  مشخص شده‌اند. این دماها وابسته به میزان انتقال حرارت در داخل مبدل می‌باشند و در حین شبیه‌سازی محاسبه می‌شوند. دیواره‌های مبدل حرارتی به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده‌اند، به این معنا که هیچ‌گونه تبادل حرارتی بین سیال و محیط اطراف صورت نمی‌گیرد. این فرض باعث می‌شود که تمامی حرارت انتقال یافته بین جریان‌های گرم و سرد در داخل مبدل باقی بماند و تلفات حرارتی به محیط به حداقل برسد. شرایط جریان در کانال‌های حرارتی عبارتند از:

- جریان سیال در کانال‌ها به صورت لایه‌ای فرض شده است و توزیع دما و سرعت سیال در سطح مقطع کانال به طور یکنواخت است. این فرض به ساده‌سازی محاسبات کمک می‌کند و جریان را به گونه‌ای مدل می‌کند که در طول کانال‌ها به خوبی مخلوط می‌شود.

- انتقال حرارت طولی در صفحات جداکننده کانال‌ها نادیده گرفته می‌شود و تمامی انتقال حرارت به صورت عمود بر جریان سیال انجام می‌گیرد. همچنین، ضریب انتقال حرارت کلی  $U$  در طول مبدل ثابت فرض شده است.

- در برخی شبیه‌سازی‌ها، ممکن است تغییرات خواص ترمودینامیکی در طول مبدل مانند تغییرات ضریب انتقال حرارت و چگالی در اثر تغییرات دما و فشار در نظر گرفته شود. این تغییرات به خصوص در مواردی که جریان سیال چندفازی و در حال تغییر فاز باشد، اهمیت زیادی دارند.

همچنین معادلات حاکم بر جریان اشفته در حالت سه بعدی و پایا شامل معادله پیوستگی؛ معادلات برداری؛ ممتموم و معادله انرژی هستند که به روش عددی گسسته سازی و حل می‌شوند. در این پژوهش این معادلات به روش حجم محدود گسسته سازی و حل شده‌اند. از الگوریتم ژنتیک برای حل معادلات کوپل شده سرعت فشار استفاده می‌شود. برای دستیابی به جواب دقیق و خطای قابل چشم پوشی ناشی از حل مساله و نیز استفاده از حافظه کمتر کامپیوتر در فرایند شبیه سازی عددی ماکزیموم مانده را  $10^{-6}$  به عنوان مانده قابل قبول انتخاب شده است

## فصل چهارم

## نتایج و بحث

در این فصل به مطالعه عددی برای استفاده از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار جهت بررسی شار گرمایی وسایر خصوصیات جریان گرما، پرداخته می شود و با استفاده از روابط تحلیلی؛ شبیه سازی های نرم افزاری مسئله در نرم افزار فلوئنت<sup>۱</sup> مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از بررسی این تحقیق محاسبه پارامتر های جریان و عملکرد حرارتی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار زاویه های مختلف در گسترده رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ است. معادلات حاکم بر مسئله، همانگونه که در فصول قبل به آن اشاره شده است، به روش حجم محدود گسسته سازی شده. در معادلات مومنتوم و انرژی به روش تفاضل محدود<sup>۲</sup> مرتبه دوم تقریب زنی شده اند. برای دو سمت مبدل؛ شرط مرزی با دبی جرمی ورودی و دمای ثابت و یکنواخت ۸۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. پس از بررسی میدان انتقال حرارت و جریان؛ نتایج این تحقیق برای مقادیر عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ افت فشار؛ ضریب اصطکاک و کانتور های دما و جریان؛ ترسیم و تشریح خواهند شد.

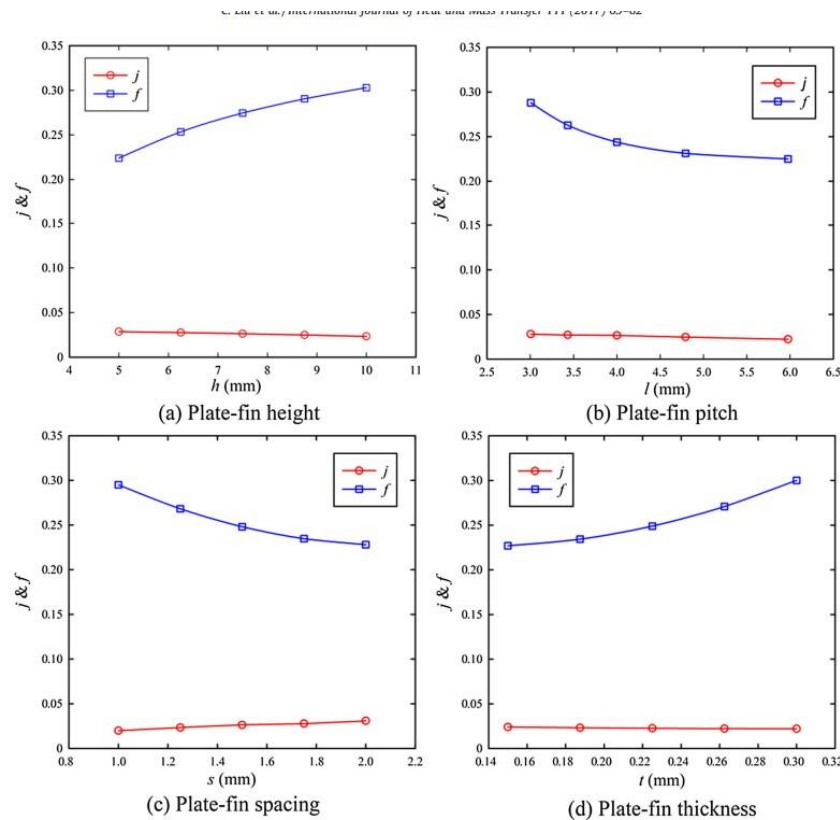
روش تحقیق شامل شبیه سازی عددی و تکنیک های بهینه سازی است. شبیه سازی های دینامیک سیالات محاسباتی برای تجزیه و تحلیل ویژگی های انتقال حرارت و جریان سیال در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار دنداندار انجام می شود. معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت با استفاده از روش های عددی مناسب حل می شوند. نتایج این مطالعه تاثیر پارامترهای مختلف طراحی را بر ویژگی های انتقال حرارت و افت فشار نشان می دهد.

## ۴-۲- اعتبار سنجی مدل :

اعتبار سنجی پژوهش حاضر با نتایج لیو و همکاران؛ در نظر گرفتن تغییرات پارامتر های اصطکاک مودی و ضریب کالبرن در شکل (۴-۱) نمایش داده میشود. شکل (۴-۱) تأثیر ارتفاع فین  $h$  بر عامل کولبرن  $j$  و عامل اصطکاک  $f$  را نمایش می دهد، در حالی که سه پارامتر دیگر ثابت بودند  $l = 3.175$  میلی متر،  $s = 1.821$  میلی متر،  $t = 0.254$  میلی متر. به وضوح، بزرگتر بودن  $h$  می تواند به افزایش سطح انتقال حرارت کمک کند که منجر به افزایش مقاومت حرارتی می شود. این دو عامل باعث شدند که ضریب کولبرن  $j$  به طور تدریجی کاهش یابد. از سوی دیگر، افزایش  $h$  به طور اجتنابناپذیری سرعت در ورودی را کاهش می دهد که می تواند به وضوح انتقال حرارت را کاهش دهد، که این امر در افزایش عامل اصطکاک  $f$  مشاهده می شود. لیو و همکاران به شبیه سازی عددی رفتار جریان و انتقال حرارت سیال داغ با خنک کاری سیال آب در یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار سه جریانی در فضای سه بعدی پرداختند. در این اعتبار سنجی؛ روند تغییرات ارتفاع فین بر پارامتر های ضریب اصطکاک مودی و ضریب کالبرن با نتایج لیو و همکاران مقایسه شد و از دقت و کیفیت مناسبی برخوردار و نشان میدهد که اعمال فرضیات و مقادیر عددی در نظر گرفته شده از دقت مناسبی برخوردار است و خطای عددی آن قابل چشم پوشی است. [۳۸]

<sup>1</sup> Ansys Fluent

<sup>2</sup> Finite difference method



شکل ۴-۱ تأثیر متغیرهای طراحی بر عملکرد انتقال حرارت [۳۸]

## ۴-۲-۱ - انتخاب دامنه همگرایی :

در تحلیل‌های عددی، انتخاب دامنه همگرایی یکی از عوامل تعیین‌کننده در تضمین دقت و پایداری نتایج محاسبات به شمار می‌آید. دامنه همگرایی، معیاری برای ارزیابی میزان تغییرات باقی‌مانده در معادلات حاکم است و مشخص می‌کند که آیا حل عددی به شرایط پایدار رسیده است یا خیر. این دامنه تعیین می‌کند که چه زمانی تغییرات پارامترهای کلیدی، نظیر دمای متوسط سطح زیرین مبدل حرارتی و فشار متوسط مقطع ورودی، به اندازه‌ای کوچک می‌شوند که بتوان محاسبات را متوقف کرد و نتایج را نهایی نمود.

شکل ۴-۲ تغییرات این پارامترها را در زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش می‌دهد. در حل عددی این مسئله، مشاهده می‌شود که زمانی که تغییرات دمای متوسط سطح زیرین مبدل و فشار متوسط مقطع ورودی به حداکثر مقدار باقی‌مانده  $3^{\pm 13}$  برسند، شرایط همگرایی<sup>۱</sup> حاصل می‌شود. برای زاویه ۶۰ درجه دامنه همگرایی از مقدار اولیه  $6.8^{\pm 13}$  شروع شده و برای زاویه ۹۰ درجه

<sup>۱</sup> Choosing the convergence domain



از مقدار اولیه  $5.5 \times 10^{-13}$  شروع می شود. در هر دو حالت، دامنه همگرایی با تکرار محاسبات کاهش می یابد و در زمانی که تعداد تکرار<sup>۱</sup> به ۲ می رسد، مانده به مقدار نهایی  $3 \times 10^{-13}$  نزدیک شده و شرایط همگرایی حاصل می شود. این مانده نشان دهنده سطح دقت مورد انتظار در حل عددی است و تضمین می کند که نتایج به حالت پایدار نزدیک شده اند. انتخاب دامنه همگرایی مناسب نه تنها دقت نتایج را تضمین می کند، بلکه در کاهش زمان محاسبات عددی نیز نقش مؤثری ایفا می نماید. با تنظیم دقیق این دامنه، از تکرارهای غیرضروری جلوگیری شده و در عین حال، از صحت و پایداری نتایج اطمینان حاصل می شود.

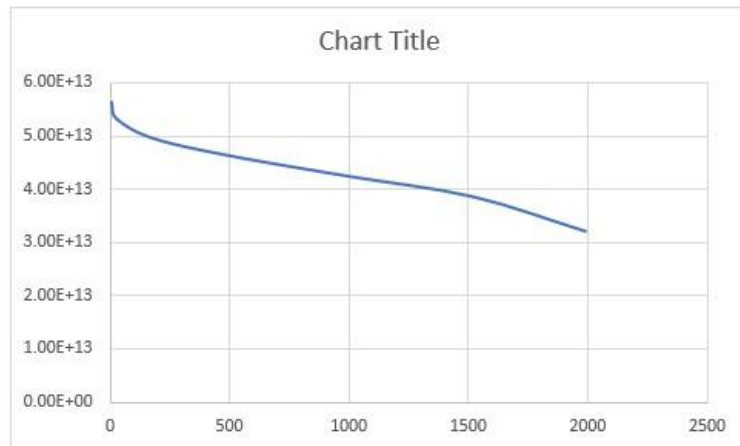
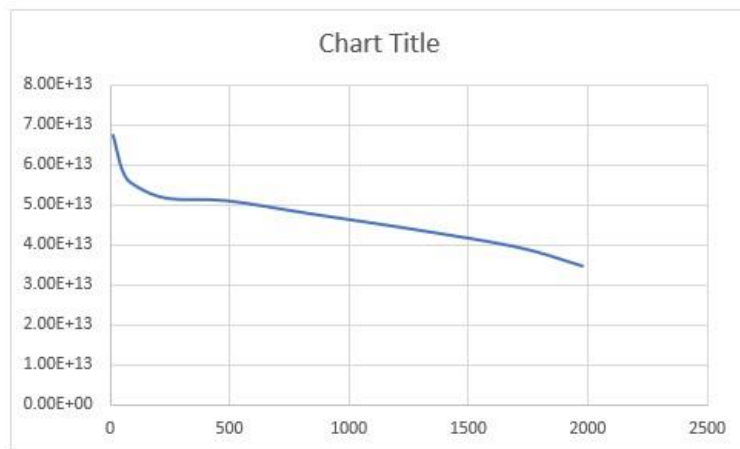
در این مطالعه، مانده  $3 \times 10^{-13}$  برای حل کلیه معادلات اساسی، شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و مدل های آشفستگی اعمال شده است. این معادلات نقش مهمی در پیش بینی رفتار جریان چندجزئی و انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ایفا می کنند. انتخاب دامنه همگرایی مناسب، علاوه بر تأثیر مستقیم بر دقت نتایج، نقش بسزایی در کاهش زمان محاسبات عددی دارد. با تنظیم دقیق این دامنه، می توان از تکرارهای غیرضروری جلوگیری کرد و در عین حال از صحت نتایج اطمینان حاصل نمود. به طور کلی، تنظیم دامنه همگرایی در این پژوهش با هدف برقراری توازن میان دقت عددی و کارایی محاسبات صورت گرفته است. در ادامه، تاثیر این انتخاب بر نتایج شبیه سازی و تحلیل های حاصل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

یکی از چالش های مهم در تحلیل عددی، برقراری توازن میان دقت محاسبات و زمان مورد نیاز برای انجام شبیه سازی است. کاهش دامنه همگرایی (یعنی کاهش مقدار مانده نهایی) باعث افزایش دقت نتایج خواهد شد، اما به طور هم زمان تعداد تکرارها را افزایش داده و زمان محاسبات را طولانی تر می کند. از سوی دیگر، دامنه همگرایی<sup>۲</sup> بیش از حد بزرگ ممکن است منجر به توقف زودهنگام محاسبات و کاهش دقت نتایج شود. بنابراین، انتخاب دامنه  $3 \times 10^{-13}$  در این مطالعه، با هدف دستیابی به بالاترین دقت ممکن در عین حفظ کارایی محاسبات صورت گرفته است.

---

<sup>1</sup> Iteration

<sup>2</sup> Domain convergence



شکل ۲-۴ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

## ۲-۲-۴- استقلال از شبکه و مش بندی:

برای انتخاب یک شبکه بندی مناسب با در نظر گرفتن دقت کافی حاصل از شبکه و نیز بهینه سازی وقت و هزینه ناشی از محاسبات، شبکه ای انتخاب می شود که با ریزتر شدن شبکه بندی آن، دقت نتایج حاصل، تغییری ناچیز و قابل چشم پوشی داشته باشند. با هدف دستیابی به حداکثر انتقال حرارت و حداقل افت فشار، زاویه شیار و تعداد صفحات بهینه مبدل تعیین می گردد. در ادامه تأثیر جنس صفحات بر میزان انتقال حرارت و مقاومت در برابر تغییر شکل نیز توسط نرم افزار ANSYS مورد بررسی و تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. آنگاه اطلاعات هندسی به دست آمده از حل تحلیلی، در نرم افزار شبیه سازی و تحلیل شده است. روند حل تحلیلی و هندسه به دست آمده با مقالات معتبر مورد اعتبارسنجی قرار گرفته و صحت نتایج تأیید شده است. در این تحقیق

از روش حجم محدود برای حل معادلات بقاء، آشفستگی، انرژی و مومنتم و الگوریتم سیمپل<sup>۱</sup> برای کوپل کردن معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. [۳۹]

### ۴-۳- نتایج حاصل از شبیه سازی عددی:

در این پژوهش مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار شیاردار برای دو نوع سیال مورد بررسی قرار می گیرد. ابتدا با سیال عامل آب و سپس نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم<sup>۲</sup> در درصدهای حجمی مختلف مورد مطالعه قرار گرفته شده است و مقادیر ضریب کلی انتقال حرارت و نیز افت فشار کل و همچنین مقدار معیار ارزیابی عملکرد؛ عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ افت فشار؛ ضریب اصطکاک برای تمامی حالات بررسی می گردد. یکی از اهداف مهم این تحقیق، استتار حرارتی است. برای رسیدن به این هدف، باید دمای هوای خروجی از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار شیاردار به حداکثر ۱۸ درجه سلسیوس برسد، تا سیگنال های حرارتی توسط حس گر های حرارتی قابل شناسایی نباشد. در این راستا، برای جبران افت فشار ناشی از مبدل و افت های استاتیکی و دینامیکی کانال ها و اتصالات، از فن های افزایشنده فشار استفاده می شود که منجر به افزایش فشار و در نتیجه افزایش دمای سیال به ۳۴/۸ درجه سلسیوس می گردد.

شبیه سازی ها در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ انجام شده است. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که با استفاده از پره های دندانه دار، ضریب انتقال حرارت ۶/۵ درصد و ضریب افت فشار ۵۸ درصد افزایش می یابد. این افزایش عمدتاً به دلیل افزایش آشفستگی جریان ناشی از هندسه پره ها و نفوذ جریان سیال به ریشه پره ها می باشد. در این تحقیق از روش حجم محدود برای حل معادلات بقاء، آشفستگی، انرژی و مومنتم و الگوریتم سیمپل برای کوپل کردن معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. آشفستگی میدان جریان نیز با استفاده از مدل توربولانسی رینولدز<sup>۳</sup> (k-ε) مدل سازی شده است. نتایج به دست آمده بیان گر کاهش انتقال حرارت با افزایش تعداد دندانه ها می باشد. علت این امر ناشی از کاهش میزان آشفستگی جریان در اثر افزایش تعداد دندانه ها است.

جریان های سیال در این مبدل ها با صفحات تخت که بین آن ها پره های موج دار قرار دارند، از هم جدا می شوند. این مبدل ها، به طور خاص به عنوان واحدهای فشرده شناخته می شوند. میزان سطح انتقال حرارت در واحد حجم حدوداً عدد ۲۰۰۰ را نشان می دهد. صفحات عموماً دارای ضخامت بین ۰.۵ تا ۱ میلی متر و پره ها نیز با ضخامت بین ۰.۱۵ تا ۰.۷۵ میلی متر ساخته شده اند. کل مبدل از آلیاژ آلومینیوم ساخته شده و اجزاء مختلف آن به وسیله لحیم کاری در حمام نمک یا کوره خلأ به یکدیگر متصل می شوند.

ورق های موج دار که بین صفحات تخت قرار داده شده اند، علاوه بر ایجاد سطح انتقال گرمای بیشتر، به عنوان تکیه گاه برای صفحات تخت نیز عمل می کنند. در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار شیاردار، انواع مختلفی از ورق های موج دار استفاده می شوند که

<sup>1</sup> Simple algorithm

<sup>2</sup>Aluminum oxide

<sup>3</sup> Reynold turbulence model

رایج‌ترین آن‌ها عبارتند از: پره‌های ساده، پره‌های سوراخ‌دار، پره‌های دندانه‌ای یا کنگره‌ای و پره‌های جناغی یا موجی شکل. استفاده از پره‌ها که در راستای جریان پیوسته نیستند، موجب شکسته شدن و به هم خوردن لایه‌های مرزی جریان می‌شود. در صورتی که سطح در راستای جریان موج‌دار باشد، لایه‌های مرزی یا نازک می‌شوند یا قطع می‌شوند که نتیجه آن، افزایش ضرایب انتقال حرارت و در عین حال افزایش افت فشار می‌باشد. [۴۰]

در جدول (۴-۱)، نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی برای ضرایب انتقال حرارت، افت فشار و سایر پارامترهای مربوط به عملکرد مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار شیاردار با سیال‌های آب و نانوسیال ارائه شده است. این جدول اطلاعات مقایسه‌ای میان شرایط مختلف جریان و هندسه پره‌ها را نشان می‌دهد که برای تحلیل دقیق‌تر و بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی مفید خواهد بود.

چگالی ( $\rho$ ) (kg/m <sup>3</sup> )	لزجت ( $\mu$ ) (Pa.s)	عدد پرانتل (Pr)	ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت (J/kgK) ( $C_p$ )	ضریب رسانایی حرارتی (k) (W/mK)	ضریب رسانایی الکتریکی ( $\sigma$ ) (S/m)
۹۹۸/۰	۰/۰۰۱۰۰۲	۷/۰۰۲۶	۴۱۸۲/۰	۰/۵۹۸۴	۴/۶-۱۹۴×۱۰
۹۷۳/۵	۰/۰۰۰۳۶۵	۲/۲۹۶	۴۱۹۵/۰	۰/۶۶۶۷	۴۷/۶-۴۳۸×۱۰
اکسید آلومینیوم $Al_2O_3$	۳۹۶۰/۰	-	۷۵۳/۰	۴۶/۰	-

جدول ۴-۱ مشخصات ترموفیزیکی آب و اکسید آلومینیوم

#### ۴-۵- عدد ناسلت<sup>۱</sup> متوسط :

در این بخش، نمودارهای عدد ناسلت متوسط در مبدل حرارتی در محدوده عدد رینولدز بین ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و با زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل‌های (۴-۴) و (۴-۵) آورده شده است. این نمودار تأثیر هم‌زمان افزایش سرعت سیال و تغییر زاویه حمله پره‌ها را بر ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری نشان می‌دهد. با افزایش سرعت سیال، ضریب انتقال حرارت جابجایی به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد که موجب بهبود کارایی انتقال حرارت می‌شود.

در این تحقیق، شبیه‌سازی‌های عددی مختلفی برای تحلیل تأثیر هندسه و ساختار پره‌ها بر عدد ناسلت انجام شده است. نتایج این شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و تغییر در فاصله میان صفحات می‌تواند عدد ناسلت را به‌طور قابل توجهی

<sup>۱</sup> Nusselt number

افزایش دهد، که در نتیجه موجب بهبود عملکرد مبدل حرارتی می‌شود. علاوه بر این، مشاهده شده است که جریان‌های ثانویه ایجاد شده ناشی از طراحی پره‌ها، به‌ویژه در جریان‌های چندجزئی، می‌تواند به انتقال حرارت بهتر کمک کند.

در این تحقیق، شبیه‌سازی‌های عددی مختلفی برای تحلیل تأثیر هندسه و ساختار پره‌ها بر عدد ناسلت انجام شده است. نتایج این شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و تغییر در فاصله میان صفحات می‌تواند عدد ناسلت را به‌طور قابل توجهی افزایش دهد، که در نتیجه موجب بهبود عملکرد مبدل حرارتی می‌شود. علاوه بر این، مشاهده شده است که جریان‌های ثانویه ایجاد شده ناشی از طراحی پره‌ها، به‌ویژه در جریان‌های چندجزئی، می‌تواند به انتقال حرارت بهتر کمک کند.

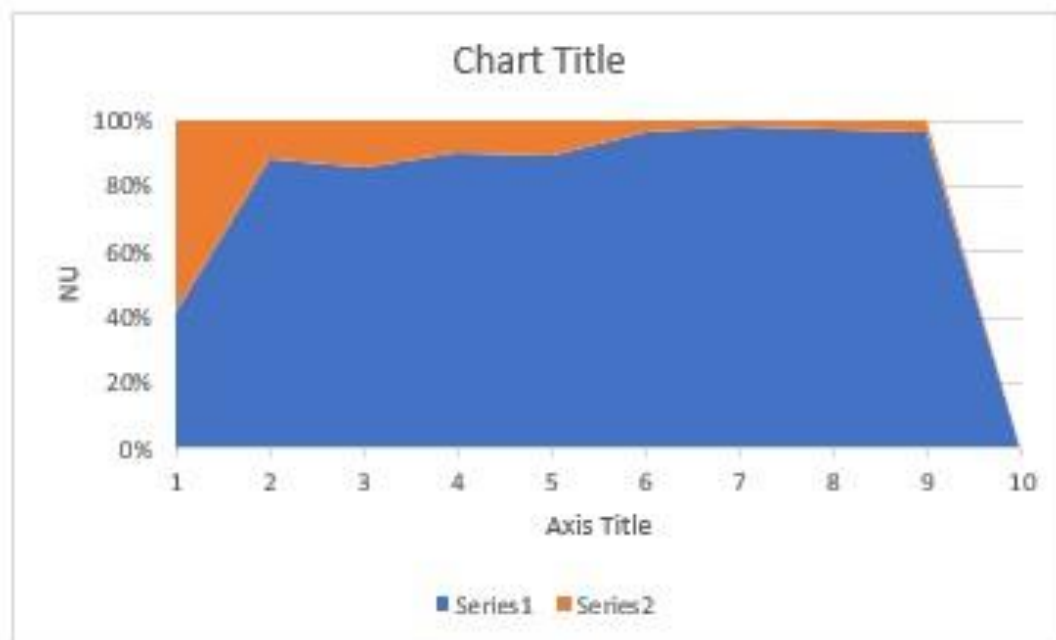
بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی‌های عددی، در زاویه حمله ۶۰ درجه، با افزایش عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت جابجایی روند صعودی یکنواختی را طی می‌کند. این افزایش ناشی از کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی و بهبود شرایط اختلاط سیال است. جریان سیال در این زاویه تمایل بیشتری به حرکت مستقیم دارد و تنها بخشی از آن به‌صورت جریان‌های ثانویه در نواحی نزدیک به دیواره پره‌ها وارد می‌شود. این ویژگی موجب یکنواختی انتقال حرارت در طول مبدل شده و در عین حال افت فشار کمتری نسبت به زاویه حمله ۹۰ درجه ایجاد می‌کند.

در مقابل، در زاویه حمله ۹۰ درجه، جریان سیال به‌طور عمودی با پره‌ها برخورد کرده و این برخورد باعث ایجاد گردابه‌های قوی در پشت پره‌ها می‌شود. این نواحی گردابی، با افزایش عدد رینولدز، شدت بیشتری پیدا کرده و منجر به شکستن مؤثرتر لایه مرزی حرارتی می‌شوند. این شرایط انتقال حرارت جابجایی را به‌طور قابل توجهی بهبود می‌دهد. در این زاویه، اختلاط جریان در نزدیکی دیواره‌ها افزایش یافته و سیال گرم به بخش مرکزی مبدل هدایت می‌شود، که این امر موجب توزیع یکنواخت‌تر دما در کل مبدل می‌گردد.

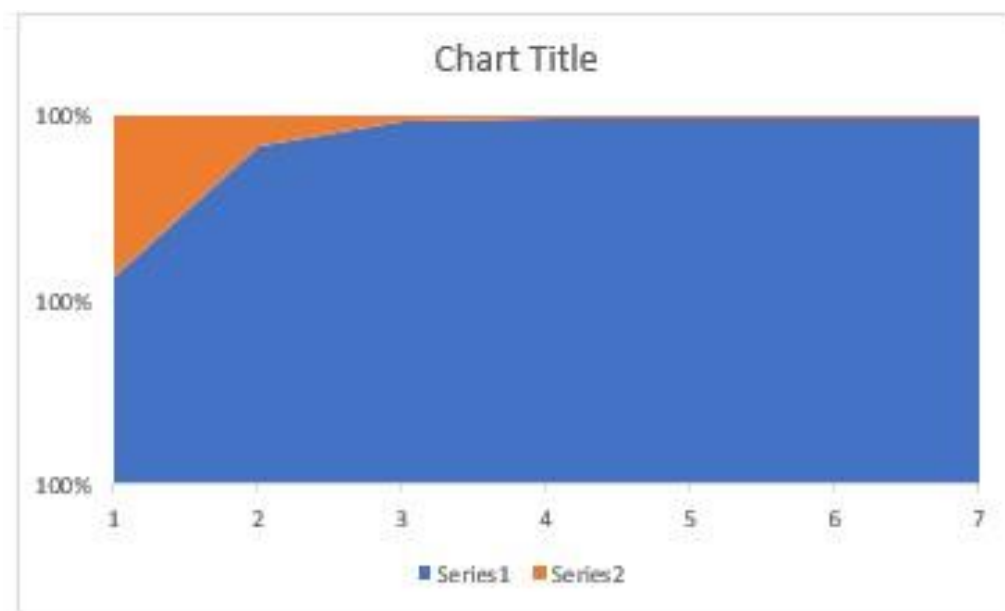
مقایسه دو زاویه حمله نشان می‌دهد که افزایش عدد رینولدز از ۵۰۰۰ به ۲۰۰۰۰ در هر دو زاویه، میانگین انتقال حرارت را تا حدود ۶۳ درصد افزایش می‌دهد. همچنین افزودن نانوذرات با کسر حجمی ۶ درصد، عدد ناسلت را تا ۴۸ درصد بهبود می‌بخشد. با این حال، افت فشار در زاویه ۹۰ درجه به دلیل گردابه‌های قوی‌تر بیشتر از زاویه ۶۰ درجه است. بنابراین، انتخاب زاویه حمله مناسب به ملاحظات همچون محدودیت‌های انرژی پمپاژ و شرایط طراحی بستگی دارد.

تحلیل هندسه پره‌ها و تأثیر آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و کاهش فاصله میان صفحات، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. ارتفاع بیشتر پره‌ها، سطح تماس سیال با دیواره‌ها را افزایش داده و موجب بهبود عدد ناسلت می‌شود. فاصله کمتر میان صفحات نیز آشفته‌گی بیشتری ایجاد کرده و کارایی مبدل را بالا می‌برد. همچنین، نانوذرات به دلیل افزایش هدایت حرارتی سیال پایه، نقش مهمی در بهبود انتقال حرارت دارند و ترکیب آن‌ها با طراحی مناسب پره‌ها موجب حداکثرسازی عملکرد مبدل حرارتی می‌شود.

در مجموع، بررسی نتایج نشان می‌دهد که پره‌های با زاویه حمله ۹۰ درجه برای دستیابی به انتقال حرارت بهینه‌تر مناسب‌تر هستند، اما افت فشار بیشتری ایجاد می‌کنند. در مقابل، زاویه ۶۰ درجه تعادل بهتری بین انتقال حرارت و افت فشار ایجاد می‌کند. در نهایت، با انتخاب هندسه مناسب پره‌ها، تغییر زاویه حمله و افزودن نانوذرات، می‌توان به کارایی حداکثری در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار دست یافت.



شکل ۴-۴ - مقدار ضریب اصطحکاک برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶



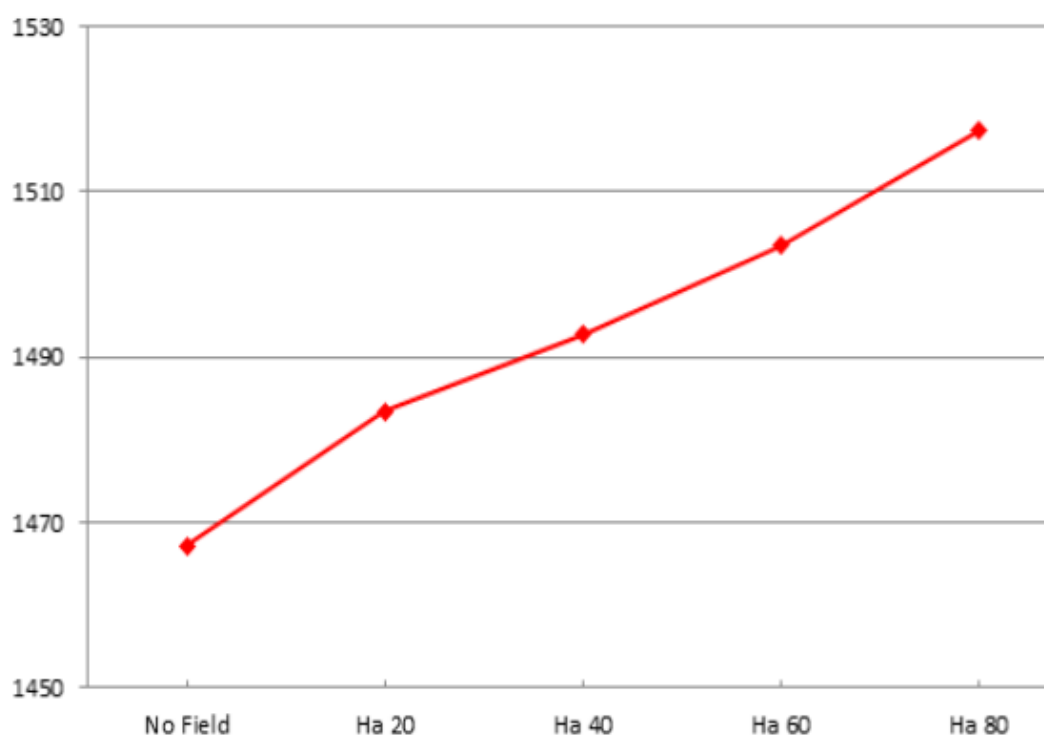
شکل ۴-۵ - مقدار ضریب اصطحاک برای زاویه ۹۰ درجه و درصد حجمی ۶

#### ۴-۶- بررسی اثر افزایش انتقال حرارت و افت فشار نانوسیال در پژوهش مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار شیاردار:

نتایج در این بخش نشان می دهند که واشرها در کل مجموعه ی مبدل حرارتی، به جز در صفحه ی اول و صفحه ی آخر به صورت متناوب قرار دارند، که در دو نوع متحرک و ثابت دسته بندی شده اند. صفحاتی که بر روی پوشش های ثابت و متحرک فشرده می شوند، با عنوان صفحات ابتدایی و انتهایی شناخته می شوند که دلیل آن، محل قرارگیری آن در پشت صفحه می باشد. هدف صفحات ابتدایی و انتهایی، جلوگیری از جریان داخل به فضای بین پوشش ثابت و صفحه ی ابتدایی و همچنین جلوگیری از جریان داخل به فضای بین پوشش متحرک و صفحه ی انتهایی می باشد. در این صورت، پوشش ها به طور فعال برای تبادل گرما و حرارت مورد استفاده قرار نمی گیرند. از آنجایی که پوشش ها کاملاً ضخیم هستند و به صورت موج دار نیستند و برای انتقال گرما طراحی نشده اند، این امر منطقی به نظر می رسد. این روش مفید است زیرا هیچ جداسازی مبدل حرارتی رخ نخواهد داد. چون این کار ممکن است ورودی مبدل حرارتی را قطع کند و منجر به داغ شدن بیش از حد شود. [۴۱]

نمودار مورد نظر برای حل عددی به صورت سه بعدی انتخاب شده و روش عددی ناویر-استوکس میانگین گیری شده رینولدز ( $k-\epsilon$ ) برای مدل سازی آشفتگی به کار رفته است. در این پژوهش که در محدوده ی عدد رینولدز بین ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ انجام شده است، مشاهده می شود که در صورت جایگزینی پره های شیاردار به جای پره های حلقه ای، ضریب انتقال حرارت ۶/۵ درصد و ضریب افت فشار ۵۸ درصد افزایش می یابد. علت این افزایش، بیشتر شدن میزان آشفتگی جریان به دلیل هندسه پره و همچنین نفوذ جریان سیال به ریشه پره ها می باشد. نتایج آزمایشگاهی نیز نشان می دهد که در صورت جایگزینی پره های دندانه دار به

جای پره های حلقه ای<sup>۱</sup>، ضریب انتقال حرارت ۴ درصد و ضریب افت فشار ۴۵ درصد افزایش می یابد. نتایج به دست آمده بیانگر کاهش انتقال حرارت با افزایش تعداد دندانه ها می باشد. علت این امر ناشی از کاهش میزان آشفتگی جریان در اثر افزایش تعداد دندانه ها است. همچنین افزایش غلظت نانوذرات باعث افزایش راندمان مبدل نسبت به آب خالص گردیده است و افت فشار مبدل افزایش داشته است. افزایش کارایی و افزایش ضریب انتقال حرارت به نوع نانوذره وابسته است ولی نوع نانوذره بر افت فشار تاثیر زیادی نداشته است. شکل ۴-۶ این تغییرات را نشان می دهد. همان گونه که از نمودار مشخص است با اعمال میدان فشار و افزایش شدت میدان افت فشار در کل مبدل روند افزایشی از خود نشان می دهد و با شیب تقریباً یکنواختی افت فشار زیاد می شود.



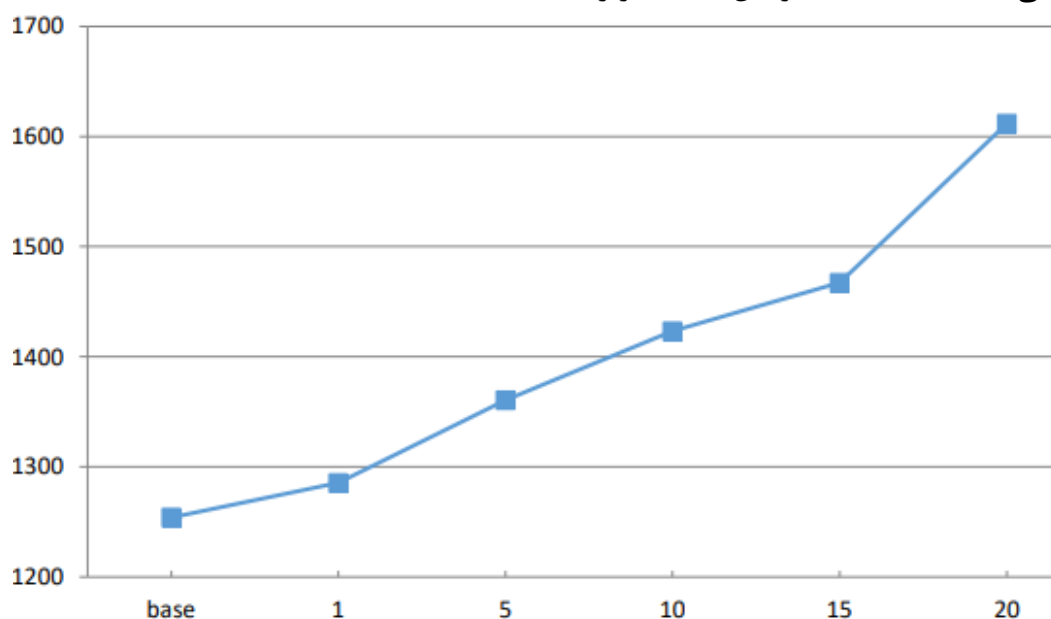
شکل ۴-۶ - مقدار افت فشار کل در مقادیر مختلف

شکل ۴-۷ نیز میزان افت فشار را در کل مبدل و در سیال پایه آب و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال به نمایش میگذارد. علت افزایش میزان افت فشار ایجاد جریان های ثانویه در سیال پایه می باشد که منجر به ایجاد افت فشار می شود. با این حال همانطور که انتظار می رود استفاده از نانوسیال منجر به افت بیشتر فشار شده که در شکل قابل مشاهده است ۴-۷. مشاهده می شود که با افزایش درصد حجمی نانوسیال ؛ باعث افزایش افت فشار کل در طول لوله می شود . به طوری که در درصد های حجمی ۱، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد به ترتیب ۱۲۸۵.۶، ۱۳۶۰، ۱۴۲۳، ۱۴۶۷ و ۱۶۸۷ پاسکال است و افت فشار در سیال پایه

<sup>1</sup> ring fins



آب کم ترین مقدار در نمودار یعنی ۱۲۵۴ پاسکال را به خود اختصاص داده است. با بررسی دقیق تر شکل می توان دید که با افزایش درصد حجمی<sup>۱</sup> ۱۵ به ۲۰ شیب افزایش افت فشار زیاد شده است.



شکل ۴-۷ - مقدار افت فشار کل در سیال پایه و مقادیر مختلف درصد حجمی نانوسیال

## ۴-۷- بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار

یکی از مهم ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد این مبدل ها، عدد رینولدز است که رابطه مستقیم با جریان سیال و میزان انتقال حرارت دارد. عدد رینولدز، به عنوان یک شاخص دینامیکی، بیانگر نسبت نیروهای اینرسی<sup>۲</sup> به نیروهای ویسکوزیته<sup>۳</sup> در سیال است و تأثیر آن بر جریان توربولنت یا لامینار سیال بررسی می شود. در این بخش، اثر این شاخص بر دو عامل کلیدی عملکرد مبدل های حرارتی، یعنی انتقال حرارت و افت فشار، تحلیل شده است. مطالعات در محدوده آشفته ی عدد رینولدز و برای مقادیر ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ صورت گرفت. تمامی پارامترهای پیشین ثابت مانده و درصد حجمی نانوسیال در مقدار بهینه ی ۱۵ انتخاب شد. نتایج نشان می دهند که با افزایش عدد رینولدز، نرخ انتقال حرارت به طور قابل توجهی افزایش می یابد. این امر به دلیل افزایش آشفته گی جریان و کاهش مقاومت حرارتی در سطح تماس سیال با دیواره های مبدل است.

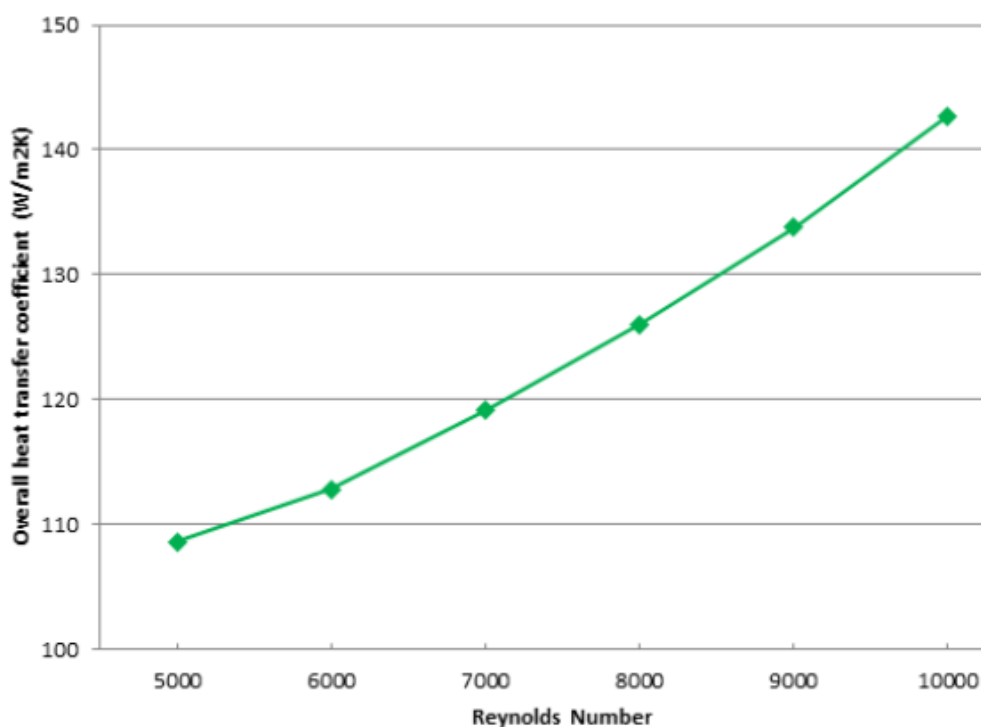
<sup>1</sup> Volume percentage

<sup>2</sup> inertial forces

<sup>3</sup> viscous forces

شکل ۴-۸ نشان‌دهنده تغییرات ضریب انتقال حرارت کل با افزایش عدد رینولدز می‌باشد که به‌وضوح روند صعودی این پارامتر را با افزایش سرعت جریان و آشفتگی نشان می‌دهد. از سوی دیگر، افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش افت فشار در مبدل حرارتی می‌شود. این افزایش به دلیل افزایش سرعت جریان و برخورد شدیدتر سیال با پره‌های مبدل است که منجر به اتلاف انرژی و افزایش فشار در مسیر جریان می‌شود. داده‌های عددی به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی‌های انجام‌شده، نشان می‌دهند که افت فشار با توان مشخصی از افزایش سرعت جریان (و به تبع آن عدد رینولدز) ارتباط دارد.

تغییرات ضریب انتقال حرارت کل نسبت به تغییرات عدد رینولدز در شکل ۴-۸ نمایش داده شده است. با توجه به شکل دیده می‌شود که مطابق انتظارات با افزایش عدد رینولدز در هر دو بخش مبدل مقدار ضریب انتقال حرارت کل افزایش یافته است. مقادیر ضریب انتقال حرارت در مقادیر عدد رینولدز ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ به ترتیب ۱۰۸/۷، ۱۱۲/۸، ۱۱۹/۱، ۱۲۳/۲، ۱۳۳/۸ و ۱۴۲/۷ مترمربع بر وات کلوین می‌باشد. بدیهی است که با افزایش عدد رینولدز مومنتوم نانوسیال عبوری از هر دو سمت مبدل افزایش می‌یابد و میزان جذب حرارت سیال گرم توسط سیال سرد زیاد می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت بهتری در کل مبدل رخ می‌دهد که افزایش ضریب انتقال حرارت کل حاکی از این فرآیند است.



شکل ۴-۸ - مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز

#### ۴-۸- ضریب اصطکاک<sup>۱</sup>:

در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، تحلیل ضریب اصطکاک اهمیت ویژه‌ای دارد، زیرا این پارامتر مستقیماً بر افت فشار و عملکرد کلی سیستم تأثیر می‌گذارد. رفتار نمودار ضریب اصطکاک در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل (۴-۹) و (۴-۱۰) نمایش داده شده است. این نمودارها تغییرات ضریب اصطکاک  $f$  را به‌عنوان تابعی از عدد رینولدز  $Re$  نشان می‌دهند. ضریب اصطکاک به دلیل تعاملات پیچیده جریان سیال با دیواره‌ها و پره‌های مبدل تعیین می‌شود و تحت تأثیر عواملی مانند عدد رینولدز، هندسه پره‌ها و خواص سیال قرار دارد.

اصطکاک بین لایه‌های سیال؛ تشکیل گردابه؛ جدایش جریان در نواحی تیز فین‌ها؛ برخورد جریان به سطوح جامد و تغییر جهت آن از مهم‌ترین عواملی هستند که به میزان قابل توجهی ضریب اصطکاک را افزایش می‌دهند. در جریان‌های آشفته، این اثرات بیشتر می‌شوند. با این حال، با افزایش عدد رینولدز، مقدار ضریب اصطکاک کاهش پیدا می‌کند. که این امر به دلیل کاهش تأثیر تغییر مسیر جریان در بخش‌های مرکزی کانال است. با این حال، با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. این کاهش به دلیل تقویت مومنتوم سیال و محدود شدن اثر آشفتگی به نواحی نزدیک پره‌ها است. در شرایطی که عدد رینولدز افزایش یابد، رفتار جریان از حالت لایه‌ای به حالت کاملاً آشفته تغییر می‌کند. این تغییر باعث افزایش انتقال مومنتوم و کاهش مقاومت حرارتی می‌شود، اما از سوی دیگر افت فشار و اصطکاک در سطوح پره‌دار افزایش می‌یابد. طراحی مناسب هندسه پره‌ها، مانند کاهش زوایای تیز یا تنظیم فاصله بین پره‌ها، می‌تواند تأثیر زیادی در مدیریت ضریب اصطکاک داشته باشد.

در نمودار مربوط به زاویه حمله ۶۰ درجه، مشاهده می‌شود که در اعداد رینولدز پایین، مقدار ضریب اصطکاک بیشتری دارد که نشان‌دهنده غلبه نیروی ویسکوزیته بر نیروی اینرسی است. در این حالت، جریان بیشتر تحت تأثیر نیروی چسبندگی (ویسکوزیته) قرار می‌گیرد. با افزایش عدد رینولدز، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد و این روند نشان‌دهنده تقویت مومنتوم سیال و کاهش تأثیر آشفتگی در کانال‌های مرکزی مبدل است. این کاهش در اعداد رینولدز بالا به دلیل انتقال جریان به حالت کاملاً آشفته است که در آن نیروی اینرسی غالب می‌شود.

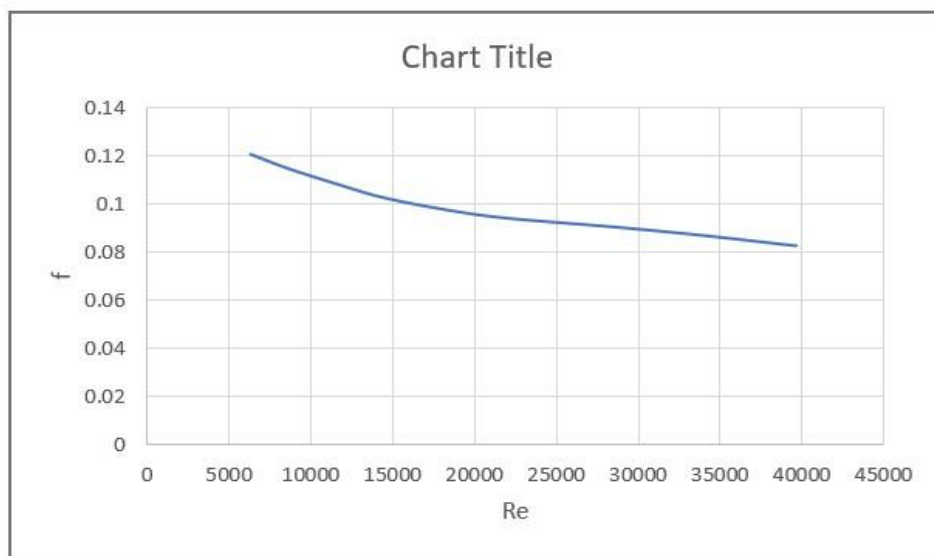
نمودار مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه نشان می‌دهد که مقدار ضریب اصطکاک در اعداد رینولدز پایین کمتر از زاویه ۶۰ درجه است. این امر به دلیل کاهش تأثیر زوایای تیزتر بر جریان سیال می‌باشد. روند کاهشی مشابهی با افزایش عدد رینولدز مشاهده می‌شود، اما تأثیر جدایش جریان در این زاویه کمتر است، زیرا زاویه ۹۰ درجه منجر به توزیع یکنواخت‌تر جریان در کانال می‌شود. این موضوع باعث کاهش تأثیر آشفتگی در نواحی مختلف مبدل می‌گردد.

علاوه بر این، وجود نانوذرات در سیال می‌تواند رفتار جریان را پیچیده‌تر کند. این نانوذرات به دلیل تغییر ویژگی‌های ترمودینامیکی و مکانیکی سیال، از جمله افزایش ویسکوزیته دینامیکی و هدایت حرارتی، بر افت فشار و ساختار جریان اثر می‌گذارند. در زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه، افزایش درصد حجمی نانوذرات باعث افزایش افت فشار می‌شود، اما این افزایش به دلیل بهبود انتقال حرارت، بهره‌وری کلی مبدل را افزایش می‌دهد. نانوذرات با افزایش چگالی انرژی حرارتی و تغییر رفتار هیدرودینامیکی، عملکرد مبدل را بهبود می‌بخشند. با این حال، میزان تأثیر آن‌ها بر ضریب اصطکاک به نحوه پراکندگی آن‌ها در سیال و رفتار جریان بستگی دارد.

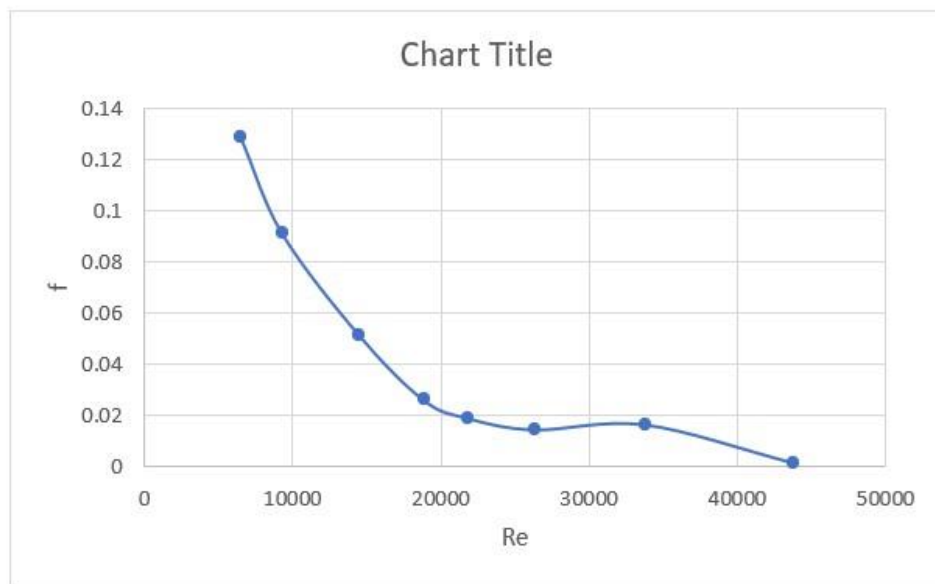
<sup>1</sup> Coefficient of friction

رفتار نمودارهای ضریب اصطکاک در این تحلیل نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، میزان ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. این کاهش ناشی از تقویت مومنتوم سیال و محدود شدن اثر آشفتگی به نواحی نزدیک پره‌ها است. طراحی هندسه مناسب پره‌ها، بهینه‌سازی فاصله بین آن‌ها و کنترل درصد حجمی نانوذرات می‌تواند تأثیر مثبتی بر عملکرد مبدل حرارتی داشته باشد. در شرایطی که عدد رینولدز بالا باشد، به دلیل تقویت مومنتوم سیال، اثرات آشفتگی به نواحی نزدیک پره‌ها محدود شده و عملکرد مبدل بهبود می‌یابد.

نتایج حاصل از این تحلیل، اطلاعات مفیدی برای طراحی بهینه مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار ارائه می‌دهد. این نتایج می‌توانند به طراحان کمک کنند تا هندسه پره‌ها، نوع سیال و شرایط عملیاتی را برای دستیابی به بهترین عملکرد حرارتی و کمترین افت فشار تعیین کنند [۴۲].



شکل ۴-۹ - مقدار ضریب اصطکاک برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶



شکل ۴-۱۰ - مقدار ضریب اصطحاکاک برای زاویه ۹۰ درجه و درصد حجمی ۶

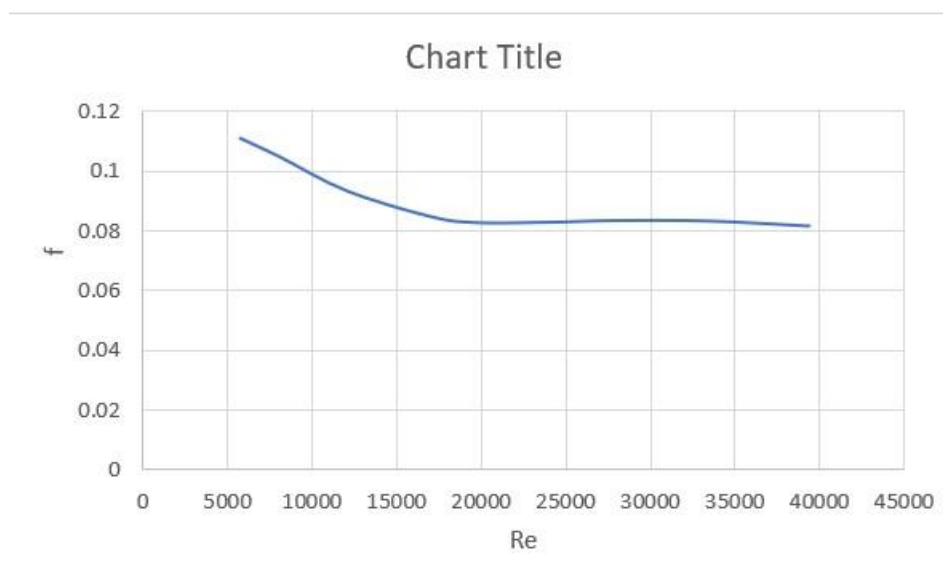
#### ۴-۹- ضریب کالبرن :

نمودار شکل ۴-۱۱ و ۴-۱۲ تغییرات ضریب کالبرن برای اعداد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ در کسر حجمی ۶ درصد برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش داده شده است. ضریب کالبرن به عنوان یک شاخص مهم، معیاری برای مقایسه کمی بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم است. این ضریب نشان می دهد که چطور جریان می تواند همزمان حرارت و مومنتوم<sup>۱</sup> را منتقل کند و تعادل بین این دو پارامتر چگونه تغییر می کند.

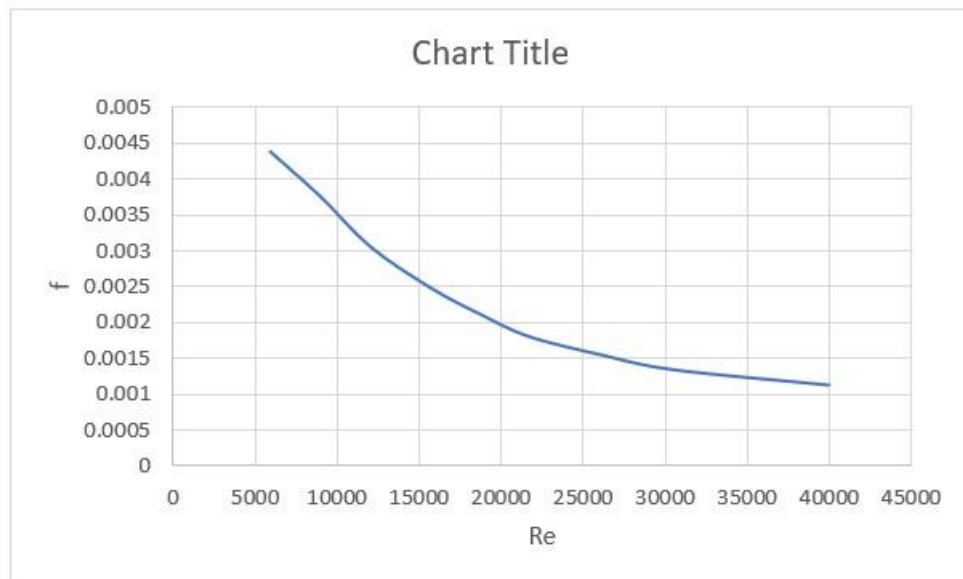
شکل ۴ - ۱۱ مربوط به زاویه حمله ۶۰ درجه است. در این شکل مشاهده می شود که با افزایش عدد رینولدز، ضریب کالبرن کاهش چشمگیری دارد. این کاهش عمدتاً به دلیل بهبود انتقال مومنتوم است که با افزایش عدد رینولدز رخ می دهد. در این شرایط، افزایش انتقال حرارت در مقایسه با انتقال مومنتوم محدودتر است و نرخ کاهش ضریب کالبرن بیشتر به تقویت مومنتوم مرتبط است. این رفتار نشان می دهد که در اعداد رینولدز بالا، کنترل و بهینه سازی انتقال حرارت می تواند چالش برانگیزتر باشد. نمودار مربوط به شکل ۴-۱۲ مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه است و روند کاهش ضریب کالبرن را در زاویه ۶۰ درجه نشان می دهد. اما میزان کاهش در اعداد رینولدز بالا کمتر است. این موضوع نشان می دهد که افزایش زاویه حمله فین ها می تواند کاهش ضریب کالبرن را به تعویق اندازد. این رفتار به دلیل تقویت انتقال حرارت و افزایش عدد ناسلت در زوایای حمله بالاتر است. به عبارت دیگر، در زاویه ۹۰ درجه، تناسب بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم در اعداد رینولدز بالاتر بهتر حفظ می شود.

یک نکته مهم دیگر که در هر دو نمودار قابل مشاهده است، این است که در اعداد رینولدز حدود ۱۰۰۰۰، تناسب مناسبی بین انتقال حرارت و انتقال مومنتوم وجود دارد. این نقطه می تواند به عنوان شرایط بهینه ای برای عملکرد مبدل حرارتی در نظر گرفته شود، زیرا تعادل میان انتقال حرارت و افت فشار ناشی از انتقال مومنتوم در این عدد رینولدز بهینه تر است.

علاوه بر این، مقایسه نمودارها نشان می دهد که زاویه حمله ۹۰ درجه در مقایسه با ۶۰ درجه، تأثیر بیشتری در بهبود انتقال حرارت دارد، زیرا ساختار جریان به گونه ای تغییر می کند که آشفتگی در نزدیکی سطح فین ها افزایش یافته و انتقال حرارت تقویت می شود. این رفتار به ویژه در اعداد رینولدز پایین و متوسط بیشتر مشهود است. در مجموع، تحلیل ضریب کالبرن در این مطالعه نشان می دهد که با افزایش عدد رینولدز، کاهش ضریب کالبرن ناشی از بهبود انتقال مومنتوم رخ می دهد، اما با تنظیم زاویه حمله و استفاده از طراحی مناسب فین ها می توان کاهش انتقال حرارت را جبران کرد. این نتایج برای بهینه سازی طراحی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار و دستیابی به تعادل مناسب بین انتقال حرارت و افت فشار بسیار مفید هستند.



شکل ۴-۱۱ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶



شکل ۴-۱۲ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه و درصد حجمی ۶