



دانشگاه آزاد اسلامی

واحد علوم و تحقیقات (تهران)

دانشکده مکانیک ؛ برق و کامپیوتر ؛ گروه مکانیک

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد

در رشته مهندسی مکانیک (M.Sc.)

گرایش : تبدیل انرژی

عنوان:

طراحی عددی حرارتی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در جریان های  
چند جزیی

استاد راهنما :

دکتر محمد حسن نوبختی

استاد مشاور:

دکتر مسعود زارع

نگارش:

امیر عباس افراسیابی

زمستان ۱۴۰۳

## چکیده:

در این پژوهش، روندی برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار از جنبه‌هایی مانند راندمان، کارایی، هزینه ساخت، افت فشار داخلی و خارجی، با جریان‌های چندفازی و چندجزئی و با استفاده از الگوریتم ژنتیک و شبیه‌سازی عددی ارائه شده است. هدف اصلی، کاهش تولید آنتروپی و افت فشار همراه با حفظ یا بهبود راندمان حرارتی است. ابتدا مبدل حرارتی با توجه به الزامات طراحی حرارتی مدل‌سازی و طراحی گردید و سپس با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت، تحلیل‌های جریان و انتقال حرارت انجام گرفت. در این تحلیل‌ها مشخص شد که افزایش ارتفاع و عرض پره‌ها تأثیر مثبت بر نرخ انتقال حرارت دارد و منجر به کاهش افت فشار می‌شود.

نتایج بهینه‌سازی نشان داد که تنظیمات بهینه زوایای پره‌ها و فاصله بین آن‌ها می‌تواند به بهبود قابل‌توجه کارایی مبدل کمک کند. تحلیل‌های عددی اثبات کردند که ترکیب بهینه ساختار مبدل حرارتی می‌تواند هزینه عملیاتی و انرژی را کاهش داده و در صنایع با تقاضای بالای انتقال حرارت کاربردی باشد.

یکی از نتایج برجسته پژوهش، تأثیر طراحی فشرده‌تر مبدل بر کاهش مصرف انرژی و هزینه‌های عملیاتی بوده است. این مبدل در مقایسه با طراحی‌های سنتی، قابلیت افزایش نرخ انتقال حرارت در شرایط جریان‌های چندفازی را فراهم کرد. علاوه بر این، یافته‌ها نشان داد که کاهش تولید آنتروپی، بهینه‌ترین حالت را از نظر کاهش اتلاف انرژی و افزایش کارایی مبدل ایجاد می‌کند.

نتایج نشان داد طراحی بهینه زاویه و گام پره، نرخ انتقال حرارت را ۱۵٪ افزایش و افت فشار را ۲۵٪ کاهش و قدرت پمپاژ را ۶۰٪ کاهش می‌دهد. ترکیب بهینه ابعاد پره و هندسه کانال تولید آنتروپی را ۱۸٪ و افت فشار هر دو مدار را ۱۵٪ پایین آورد. این دستاوردها ثابت می‌کند که با تنظیم هوشمند هندسه پره، زاویه حمله می‌توان به‌طور همزمان انتقال حرارت بیشتر، افت فشار کمتر و هزینه عملیاتی پایین‌تر دست یافت و مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار را به گزینه‌ای کارآمد برای فرآیندهای چندفازی در صنایع انرژی و تبرید بدل کرد.

**کلیدواژه‌ها:** مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، جریان‌های چندفازی و چندجزئی، الگوریتم ژنتیک، بهینه‌سازی چندمنظوره، تولید آنتروپی، افت فشار، شبیه‌سازی عددی.

## فهرست مطالب

آ.....	چکیده
۵.....	فهرست جدول ها
و.....	فهرست اشکال ها
ح.....	فهرست علائم
۱.....	فصل اول
۲.....	۱-۱ مقدمه
۲.....	۱-۲-۱ مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۴.....	۱-۲-۱-۱ ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۵.....	۱-۲-۲-۱ اهمیت و ضرورت بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۶.....	۱-۳-۱-۱ اهمیت معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز
۷.....	۱-۳-۱-۲ اهمیت معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز در بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۸.....	۱-۴-۱-۱ نقش دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه سازی مبدل حرارتی
۹.....	۱-۵-۱-۱ روشهای تقویت انتقال حرارت
۹.....	۱-۵-۱-۲ سطوح زیر و فین دار
۱۰.....	۱-۵-۲-۱ افزودنی به سیالات
۱۰.....	۱-۶-۱ مزایا و دلایل انتخاب مبدل حرارتی صفحه ای پره دار
۱۲.....	۱-۷-۱ مروری بر فصول پایان نامه

فصل دوم .....	۱۳
۲-۱- مقدمه.....	۱۴
۲-۲- طراحی مبدل حرارتی.....	۱۴
۲-۳- بهینه سازی ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.....	۱۵
۲-۴- استخراج روابط تجربی برای مدل سازی ریاضی رفتار سیالات در مبدل حرارتی.....	۱۷
۲-۵- بهینه سازی ساختار عملی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.....	۲۰
۲-۶- جمع اوری و نواوری پژوهش.....	۲۵
فصل سوم .....	۳۱
۳-۱- مقدمه.....	۳۱
۳-۲- تحلیل رفتار هیدرودینامیکی جریان چندفازی در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار .....	۳۱
۳-۳- معرفی اجمالی مساله مورد بررسی .....	۳۲
۳-۴- فرضیه ها.....	۳۶
۳-۵- مدل سازی ترمودینامیکی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.....	۳۷
۳-۵-۱- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با دو جریان تک فاز.....	۳۹
۳-۵-۲- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با جریان دوفاز.....	۴۶
۳-۶- روش حل عددی.....	۴۹
۳-۷- شرایط مرزی حاکم.....	۵۰
۳-۸- روش حل عددی و مطالعه تعداد شبکه .....	۵۱
فصل چهارم .....	۵۳
۴-۱- مقدمه.....	۵۴
۴-۲- معرفی روند بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار.....	۵۴

- ۴-۲-۱- چالش‌های بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندفاز با چند هندسه پره متفاوت..... ۵۵
- ۴-۲-۲- روش بهینه‌سازی..... ۵۵
- ۴-۲-۲-۱- تابع هدف..... ۵۶
- ۴-۲-۲-۲- قیود مساله..... ۵۹
- ۴-۲-۲-۳- پارامترهای بهینه‌سازی..... ۵۹
- ۴-۲-۲-۴- روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک..... ۶۰
- ۴-۳- ارزیابی دقت مدل عددی..... ۶۱
- ۴-۳-۱- صحت سنجی مدل..... ۶۲
- ۴-۳-۲- اعتبار سنجی مدل..... ۶۴
- ۴-۴- انتخاب دامنه همگرایی..... ۶۷
- ۴-۵- نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی..... ۶۸
- ۴-۶- عدد ناسلت متوسط..... ۷۰
- ۴-۷- بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار..... ۷۱
- ۴-۸- افت فشار در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار..... ۷۲
- ۴-۹- قدرت پمپاژ در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار..... ۷۳
- ۴-۱۰- تغییرات مقاومت حرارتی..... ۷۵
- ۴-۱۱- ضریب اصطکاک..... ۷۵
- ۴-۱۲- ضریب کالبرن..... ۷۷
- فصل پنجم..... ۷۹
- ۵-۱- ارزیابی نتایج شبیه‌سازی و بهینه‌سازی..... ۸۰
- ۵-۲- نتیجه‌گیری..... ۸۰

## فهرست جدول‌ها

جدول ۱-۲	خصوصیات فیزیکی مایع و جامد	۱۶
جدول ۲-۲	خلاصه فعالیت‌ها و پژوهش‌های صورت گرفته برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی	۲۷
جدول ۱-۳	ابعاد خاص فین‌ها و قطر هیدرولیکی در هر مورد	۳۴
جدول ۱-۴	مقدار دهی اولیه توابع هدف برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه	۵۷
جدول ۲-۴	محاسبه امتیاز معکوس برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه	۵۸
جدول ۳-۴	محاسبه ضرایب وزنی نهایی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه	۵۸
جدول ۴-۴	جدول پیشنهادی برای صحت‌سنجی مبدل حرارتی	۶۳
جدول ۵-۴	مقایسه نتایج صحت‌سنجی مدل با داده‌های اعتبارسنجی	۶۵
جدول ۶-۴	تحلیل حساسیت شبکه و تأثیر آن بر نتایج اعتبارسنجی	۶۶
جدول ۷-۴	مشخصات نرم‌فیزیکی اب و اکسید المینیوم	۷۰

## فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ ساختار کلی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ..... ۳
- شکل ۲-۱ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ..... ۴
- شکل ۳-۱ نمایش شماتیک از سلسله مراتب مدل سازی اشفتگی ..... ۷
- شکل ۱-۲ پارامتر های مشخص شده پره ها در پژوهش مانگلیگ و برگلز ..... ۱۸
- شکل ۲-۲ تغییرات هزینه سالانه عملیاتی مبدل در مقابل بازده انتقال حرارت دو مدل مورد بررسی ..... ۲۱
- شکل ۳-۲ تغییرات (a) سطح انتقال حرارت مورد نیاز مبدل و (b) افت فشار در مبدل ها در مقابل بازده انتقال حرارت ..... ۲۱
- شکل ۴-۲ حساسیت توابع هدف بررسی شده در پژوهش یانگ و همکاران نسبت به متغیر های بهینه سازی ..... ۲۲
- شکل ۱-۳ نمونه یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار سه جریانه جهت مخالف با مسیر های رفت و برگشت جریانی ..... ۳۳
- شکل ۲-۳ شماتیک مبدل حرارتی فین دار نامنظم و ساختار دقیق ..... ۳۴
- شکل ۳-۳ (a) نوع H ؛ (b) نوع Z ؛ (c) نمای مقابل شکل نوع H ؛ (d) نمای مقابل شکل نوع Z ..... ۳۶
- شکل ۴-۳ نمودار تغییرات دمای سیال های سرد و گرم در یک مبدل برای جریان های (a) مخالف جهت (b) هم جهت ..... ۳۹
- شکل ۵-۳ المان مورد نظر برای بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار ..... ۴۱
- شکل ۶-۳ سطوح انتقال حرارت اولیه و ثانویه ..... ۴۲
- شکل ۷-۳ هندسه و مشخصات انواع پره های به کار رفته در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار ..... ۴۴
- شکل ۸-۳ a یک گرمکن صفحه ای معمولی، c , b یک گرمکن صفحه ای دو جریانه ..... ۴۶
- شکل ۹-۳ نمودار دما در یک گرمکن مبادل حرارت در مراحل مایع، دوفاز و گازی در منطقه فوق بحرانی ..... ۴۷
- شکل ۱۰-۳ منحنی ترکیب برای یک مبدل ۵ جریانه ..... ۴۸
- شکل ۱۱-۳ حالات مختلف تغییر ضریب انتقال حرارت کلی در طول مبدل ..... ۴۸
- شکل ۱۲-۳ مطالعه شبکه انجام شده برای عدد ناسلت در بازه رینولدز ۵۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۵۱
- شکل ۱۳-۳ مطالعه شبکه انجام شده برای ضریب اصطحکاک در بازه رینولدز ۵۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۵۲
- شکل ۱۴-۳ مطالعه شبکه انجام شده برای ضریب کالبرن در بازه رینولدز ۵۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۵۲
- شکل ۱-۴ نمودار روند بهینه سازی به روش الگوریتم ژنتیک ..... ۶۱

- شکل ۴-۲ تأثیر متغیرهای طراحی بر عملکرد انتقال حرارت ..... ۶۴
- شکل ۴-۳ نمودار ضریب کالبرن در ارتفاع مختلف فین ..... ۶۶
- شکل ۴-۴ مقایسه ضریب اصطحکاک در ارتفاع های مختلف فین ..... ۶۷
- شکل ۴-۵ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۶۰ درجه ..... ۶۸
- شکل ۴-۶ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۹۰ درجه ..... ۶۸
- شکل ۴-۷ نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۷۱
- شکل ۴-۸ مقادیر ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز ..... ۷۲
- شکل ۴-۹ نمودار افت فشار در لایه میانی مبدل برای زاویه های ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۷۳
- شکل ۴-۱۰ نمودار قدرت پمپاژ در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۷۴
- شکل ۴-۱۱ نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه ..... ۷۵
- شکل ۴-۱۲ مقدار ضریب اصطحکاک برای زاویه ۶۰ درجه ..... ۷۶
- شکل ۴-۱۳ مقدار ضریب اصطحکاک برای زاویه ۹۰ درجه ..... ۷۷
- شکل ۴-۱۴ مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه ..... ۷۸
- شکل ۴-۱۵ مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۹۰ درجه ..... ۷۸



## فهرست علائم

$\frac{Kg}{m^3}$	$(\rho)$	چگالی
mm	$(L)$	طول هر شاخه
mm	$(t)$	ضخامت هر شاخه
mm	$(h)$	ارتفاع هر شاخه
mm	$(S)$	فاصله عرضی
K	$(T)$	دما
Pa	$(P)$	فشار
Kg	$(m)$	جرم
	$(Nu)$	عدد ناسلت
	$(Pr)$	عدد پранتل
$m^2$	$(A)$	سطح کل انتقال حرارت
	$(R)$	عدد رینولدز
	$(j)$	ضریب کالبرن
$\frac{Kg.m}{s^2}$	$(f)$	ضریب اصطحکاک
$\frac{m^3}{s}$	$(\dot{V})$	دبی حجمی
m	$(D_h)$	قطر هیدرولیکی
$\frac{m}{s}$	$(U)$	سرعت لحظه ای
$\frac{m^2}{s^2}$	$(K)$	انرژی جنبشی اشفتگی
$\frac{J}{Kg}$	$(h)$	انتالپی سیال
$\frac{J}{Kg}$	$(C_p)$	گرمای خاص در فشار ثابت

$\frac{K^2.W}{m}$	$(U)$	ضریب انتقال حرارت کلی
$\frac{s^2.Kg}{m}$	$(G_m)$	دبی جرمی سیال

## فهرست علائم یونانی

$\frac{m^2}{s}$	$(\mu)$	ویسکوزیته
	$(\delta_{ij})$	نرخ کرنش
$\frac{N^2}{m}$	$(\tau'_{ij})$	تنش رینولدز
	$(\epsilon)$	بازده انتقال حرارت
	$(\eta)$	بازده کلی سطح
$\frac{W}{m}$	$(\lambda)$	ضریب هدایت گرمایی
	$(\eta_0)$	راندمان سطحی پره
	$(\gamma)$	نسبت ضخامت به طول سطح
	$(\alpha)$	نسبت طول به ارتفاع
	$(\delta)$	نسبت ضخامت به طول

# فصل اول

## مقدمه

## ۱-۱- مقدمه:

در سالیان اخیر توجه به مسئله بهبود انتقال حرارت در علوم مهندسی و صنعت؛ با سرعت افزایش یافته 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 ناویر استوکس با میانگین رینولدز<sup>۱</sup> 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]

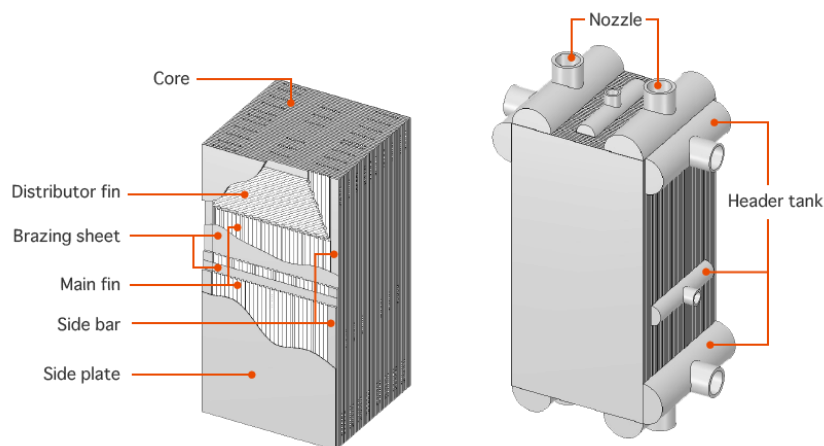
---

<sup>۱</sup> Reynolds-averaged Navier-Stokes

<sup>۲</sup> Computational Fluid Dynamics

<sup>۳</sup> Plate Fin Heat Exchanger

یکی از ویژگی‌های منحصر به فرد مبدل‌های صفحه‌ای پره دار، ساختار لایه‌ای آن‌ها است. لایه‌های مختلف با اندازه‌ها و اشکال متفاوت، به دلیل اختلاف دما و خواص فیزیکی متنوع سیالات در این لایه‌ها، موجب بهبود عملکرد کلی مبدل می‌شوند. هر لایه شامل پره‌هایی است که سطح تماس سیال با سطح جامد را افزایش می‌دهند. این افزایش سطح انتقال حرارت در مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار، بازدهی و کارایی آن‌ها را به‌طور قابل توجهی افزایش داده است. این مبدل‌ها در حجم ثابت، نسبت سطح انتقال حرارت به حجم را به‌طور قابل توجهی افزایش می‌دهند (بیش از  $700 \frac{m^2}{m^3}$  تا  $1800 \frac{m^2}{m^3}$ ) و در نتیجه در دسته مبدل‌های حرارتی فشرده قرار می‌گیرند. این ویژگی، انتقال حرارت در اختلاف دماهای پایین (تا دو درجه) 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. [۲]



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

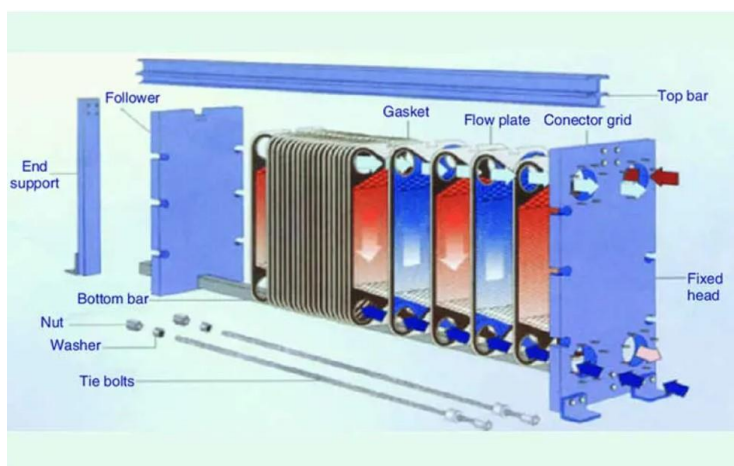
به‌طور کلی، مبدل‌های حرارتی بر اساس نوع مکانیزم انتقال حرارت می‌توان به انواع تماس مستقیم<sup>۱</sup> و تماس غیر مستقیم<sup>۲</sup> تقسیم بندی می‌شوند. در مبدل‌های تماس مستقیم، سیالات مستقیماً با یکدیگر تبادل حرارت می‌کنند و این فرآیند با انتقال جرم همراه است. اما در مبدل‌های تماس غیرمستقیم، یک دیوار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

<sup>۱</sup> Direct contact

<sup>۲</sup> Indirect contact

### ۱-۲-۱- ساختار مبدل حرارتی صفحه ای پره دار :

در شکل زیر ؛ اجزای اصلی یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نشان داده شده است . اجزای اصلی این مبدل حرارتی شامل صفحات انتقال دهنده حرارت و جداکننده جریان ها ؛ واشرها و قاب های انتهایی هستند که نازل ورود و خروج جریان در آنها قرار دارد.



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 می گردد . 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

<sup>۱</sup> Separator Plate

<sup>۲</sup> nozzles

گردند. ساختار مبدل پلیت-فین، بخصوص، ساختار فین‌ها، تأثیر بسیار زیادی بر عملکرد مبدل حرارتی دارند. در نتیجه بهینه‌سازی آن‌ها می‌تواند عملکرد مبدل را بهبود بخشیده و صرفه‌جویی‌هایی در هزینه‌های جاری و سرمایه‌گذاری اولیه در کنار بهبود عملکرد فرآیندها و رسیدن به دماهای پایین‌تر صورت گیرد.

### ۱-۲-۲- اهمیت و ضرورت بهینه‌سازی<sup>۱</sup> مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار:

در دهه‌های 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 هزینه‌ها و قیمت تمام شده محصولات و صرفه اقتصادی بیشتر، باعث مورد توجه قرار گرفتن صرفه‌جویی در مصرف انرژی شده‌است. یکی از راهکارهای اساسی برای افزایش بهره‌وری انرژی، بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی است. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار به دلیل ساختار لایه‌ای و پره‌دار خود، امکان افزایش سطح انتقال حرارت را بهبود می‌بخشند و در نتیجه، عملکرد و بازدهی فرآیندهای حرارتی را به طرز قابل ملاحظه‌ای ارتقاء می‌دهند. این امکانات از اهمیت ویژه‌ای در کاهش هزینه‌های جاری و سرمایه‌گذاری‌های اولیه مرتبط با سیستم‌های حرارتی بهره‌برداری می‌کنند. بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره دار باعث صرفه‌جویی در انرژی و بهبود کارایی سیستم‌های صنعتی می‌شود.

در جریان‌های چند جزئی، مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به دلیل خصوصیات خاص خود از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. طراحی بهینه این نوع مبدل‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. زیرا این مبدل‌ها می‌توانند نقش مؤثری در بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی بازی کنند. با بهره‌گیری از پره‌های فلزی و صفحات فلزی در ساختار، این مبدل‌ها امکان افزایش نرخ انتقال حرارت را فراهم می‌سازند که این امر موجب بهبود کارایی سیستم و کاهش مصرف انرژی می‌شود.

تحقیقات در زمینه طراحی حرارتی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چند جزئی، نقش مهمی در پیش برد درک ما از فرآیندهای انتقال حرارت و بهبود کارایی کاربردهای مهندسی مختلف ایفا می‌کند. 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 مبدل‌های حرارتی است.

یکی از دلایل اصلی انجام تحقیقات در این حوزه، تقاضای روزافزون برای سیستم‌های تبادل حرارت کارآمد در بخش‌های مختلف از جمله هوافضا، خودروسازی و فرآیندهای صنعتی است. مبدل‌های حرارتی نقش مهمی در افزایش بهره‌وری انرژی و کاهش هزینه‌های عملیاتی دارند. بنابراین، بهبود طراحی و عملکرد آنها برای دستیابی به پایداری و رقابت بسیار مهم است. علاوه بر این، جریان‌های چند جزئی،

---

<sup>۱</sup> Optimization

برهمکنش‌های ترمودینامیکی پیچیده‌ای را معرفی می‌کنند که نیاز به بررسی کامل و مدل‌سازی عددی دارند. رفتار سیالات مختلف و مخلوط آنها در مبدل‌های حرارتی می‌تواند 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 روش‌های محاسباتی پیشرفته را برای رسیدگی موثر به این چالش‌ها 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 می‌شود. مبدل‌های حرارتی کارآمدتر منجر به صرفه جویی در انرژی، کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و ردپای کربن کمتری می‌شود. دولت‌ها و صنایع در سرتاسر جهان فعالانه به دنبال راه‌حلهایی برای مقابله با تغییرات آب و هوایی هستند و تحقیقات در این زمینه را نه تنها مفید، بلکه برای آینده‌ای پایدار ضروری می‌سازند[۵]

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

معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز مجموعه‌ای از معادلات ساده شده است که از معادلات ناویر-استوکس به دست آمده و برای توصیف رفتار متوسط جریان سیال استفاده می‌شود. این یک توصیف ریاضی از رفتار سیالات در حالت پایدار، متلاطم، تراکم پذیر یا غیر قابل تراکم را ارائه می‌دهد. معادلات فوق‌الذکر بر اساس اصول بقای جرم، تکانه و انرژی استوار است. آنها به عنوان یک سیستم معادلات دیفرانسیل جزئی غیر خطی بیان می‌شوند، که در آن متغیرهای مجهول، متغیرهای وابسته‌ای هستند که به حالت و خواص سیال بستگی دارند. معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز جریان‌های آشفتگی<sup>۱</sup> را در دینامیک سیالات محاسباتی مدل می‌کند. این معادلات می‌توانند ویژگی‌های جریان مانند افت فشار، کشش و انتقال حرارت را در یک سیستم سیال پیش‌بینی کنند.

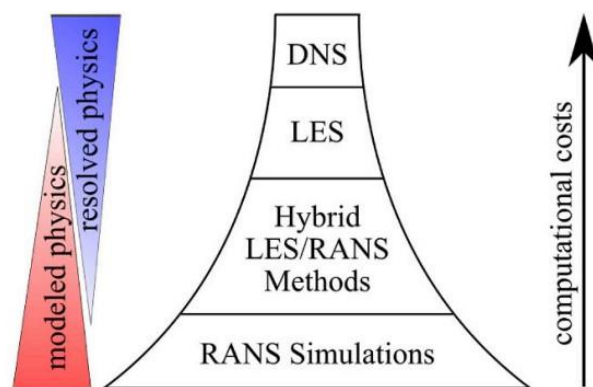
از چند دهه گذشته، معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز؛ به طور گسترده در بخش‌های هوافضا، خودروسازی، دریایی و انرژی و غیره مورد استفاده قرار گرفته شده است. آنها اغلب برای شبیه‌سازی رفتار جریان‌هایی که در آیرودینامیک، احتراق و پدیده‌های چند فاز با آن مواجه هستند، استفاده می‌شود.

جریان‌های آشفتگی به وسیله یک دامنه گسترده از مقیاس‌های زمانی مشخص می‌شوند. بنابراین، انجام شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم با حل معادلات ناویر استوکس و رفع تمامی مقیاس‌های آشفتگی، به ویژه برای جریان‌های با عدد رینولدز بالا، به طور چشمگیری گران و با هزینه‌های بالائی مواجه است. این سلسله مدل در شکل ۱-۳ نشان داده شده است، به گونه‌ای که در بالا توسط روشهای شبیه‌سازی عددی مستقیم نشان داده می‌شود و در پایین توسط روشی با رویکرد تجربی و محاسباتی قابل تحمل‌تر نشان داده شده است.

<sup>۱</sup> Turbulent flows



شبیه سازی گردابی بزرگ<sup>۱</sup>؛ یک توافق بین شبیه سازی مستقیم عددی و شبیه سازی رینولدز میانگین شده ناویر-استوکس است که به دو انتهای طیف، مقیاس های پراکندگی را نشان می دهند. در شبیه سازی گردابی بزرگ تنها مقیاس های بزرگتر و پراورزی توضیح داده می شود، در حالی که مقیاس های کوچکتر زیر یک آستانه، فیلتر می شوند.



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

### ۱-۳-۱- 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 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 آشفتنه، استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز 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

<sup>۱</sup> Large Eddy Simulation

زمانی، به چالش‌هایی برخورد خواهد کرد که با استفاده از معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز می‌توان به بهترین شکل ممکن راه‌حل‌هایی برای آنها پیشنهاد داد.

#### ۱-۴- نقش دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه‌سازی مبدل حرارتی<sup>۱</sup>:

استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی یکی از روش‌های نوین و موثر برای بهبود عملکرد این تجهیزات پیچیده است. دینامیک سیالات محاسباتی به‌طور گسترده‌ای برای شبیه‌سازی جریان سیالات و انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به کار گرفته شده است. این تکنیک با استفاده از مدل‌های عددی پیشرفته‌ای مانند روش حجم محدود<sup>۲</sup> و المان محدود<sup>۳</sup>، امکان مدل‌سازی دقیق جریان‌های پیچیده و چندجزئی را فراهم می‌سازد.

استفاده از روش المان محدود به همراه الگوریتم‌های عددی پیشرفته، امکان مدل‌سازی دقیق‌ترین جریان سیالات را ارائه می‌دهد. این روش‌ها به بهبود دقت و صحت نتایج در بهینه‌سازی مبدل حرارتی کمک می‌کنند. با استفاده از این ابزار، می‌توان به درک بهتری از رفتار دینامیکی سیالات در مبدل‌های حرارتی دست یافت و پارامترهای کلیدی مانند افت فشار و ضریب انتقال حرارت را بهینه کرد.

در مدل‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی امکان بررسی تأثیر تغییرات در طراحی، مانند افزایش ارتفاع پره‌ها و افزایش عرض مبدل و فاصله بین پره‌ها عملکرد مبدل حرارتی را بهبود می‌بخشد. دینامیک سیالات محاسباتی بر مبنای استفاده از معادلات ناویر-استوکس تأکید دارد و توانایی آن در شبیه‌سازی دقیق جریان سیالات در اطراف سازه‌های حرارتی را به تصویر می‌کشد. اهمیت استفاده از این مدل در بهبود دقت و صحت نتایج بهینه‌سازی مبدل حرارتی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. الگوریتم‌های بهینه‌سازی، به‌ویژه الگوریتم ژنتیک<sup>۴</sup>، به عنوان ابزارهای موثر در بهبود کارایی مبدل حرارتی از طریق تغییرات ژنتیک متغیرها مطرح می‌شوند. دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم‌های بهینه‌سازی مانند الگوریتم منجر به دستیابی به راه‌حل‌های بهینه برای طراحی مبدل‌های حرارتی شده است. این روش‌ها به کاهش هزینه‌ها و افزایش کارایی سیستم‌های حرارتی کمک می‌کنند. علاوه بر این، استفاده از تکنیک‌های محاسباتی پیشرفته مانند شبکه‌های عصبی مصنوعی<sup>۵</sup>، سرعت و دقت شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی را بهبود بخشیده و امکان انجام محاسبات پیچیده در زمان کوتاه‌تر را فراهم کرده است. ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی با الگوریتم‌های بهینه‌سازی امکان بهبود پارامترها و بهینه‌سازی ساختار مبدل حرارتی را فراهم می‌سازد. استفاده از راهکارهای پیشرفته محاسباتی نظیر تکنیک‌های شبکه عصبی به منظور بهبود دقت و سرعت در مدل‌سازی دینامیک سیالاتی، موضوعی است

---

<sup>۱</sup> Computational fluid dynamics

<sup>۲</sup> Finite Volume Method

<sup>۳</sup> Finite Element Method

<sup>۴</sup> Genetic Algorithm

<sup>۵</sup> Artificial Neural Networks

که می‌تواند به تحقیقات ارتقاء دهنده در زمینه بهینه‌سازی 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 می‌آورد. نتایج به دست آمده از این تحلیل‌ها، به عنوان ورودی‌های مهم برای الگوریتم‌های بهینه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در نهایت، این ترکیب از دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم‌های بهینه‌سازی در طراحی عددی حرارتی و بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، موجب رسیدن به ساختارهای بهینه و افزایش کارایی سیستم حرارتی شده است. دینامیک سیالات محاسباتی با ارائه مدل‌های دقیق و شبیه‌سازی‌های پیشرفته، نقش بسیار موثری در بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی ایفا می‌کند. با ترکیب این روش با تکنیک‌های بهینه‌سازی، می‌توان مبدل حرارتی را بطور بهینه و کارآمد، با کاهش هزینه‌ها و افزایش کارایی تولید انرژی طراحی کرد. [۷]

#### ۵-۱- روشهای تقویت انتقال حرارت:

بر اساس یک طبقه بندی مرسوم؛ مبدل‌های حرارتی به دو دسته فعال<sup>۱</sup> و غیر فعال<sup>۲</sup> تقسیم می‌شوند. روش‌های فعال به روش‌هایی گفته می‌شود که در آن بقای مکانیزم تقویت انتقال حرارت وابسته به وجود یک نیروی خارجی است. در حالی که در روش‌های غیر فعال نیاز به وجود چنین نیرویی ندارند. در سال‌های اخیر، استفاده از تکنیک‌های 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 تکنیک‌ها با کاهش مقاومت‌های حرارتی و بهبود همرفت طبیعی، به افزایش کارایی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی کمک کرده است. همچنین، پیشرفت‌هایی در مدل‌سازی جریان‌های آشسته و چندفازی<sup>۳</sup> به‌ویژه در حوزه دینامیک سیالات محاسباتی، امکان بهینه‌سازی بیشتر و پیش‌بینی دقیق‌تر عملکرد مبدل‌های حرارتی را فراهم ساخته است. برخی از مهمترین روش‌های غیر فعال مرتبط با تحقیق حاضر که امروز دامنه کاربرد وسیعی را به خود اختصاص داده‌اند؛ در زیر به صورت مختصر شرح داده می‌شود. [۸]

#### ۵-۱-۱- سطوح زبر و فین دار:

سطوح زبر و فین دار در انواع مختلفی تولید می‌شوند. کاربرد عمده سطوح زبر و فین دار عموماً در جریان‌های تک فاز<sup>۴</sup> است. در جریان مخشوش یک ناحیه با سرعت کم در مجاورت دیواره‌ها تشکیل می‌گردد که به عنوان زیر لایه لزج شناخته می‌شود. ضخامت این زیرلایه برای شرایط جریان مخشوش

<sup>۱</sup> active

<sup>۲</sup> passive

<sup>۳</sup> multiphase flows

<sup>۴</sup> single-phase flow

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>۱</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>۲</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. پژوهش ها نشان داده اند که نانوذرات سیلیکون کاربید و اکسید آلومینیوم می توانند به طور مؤثری ضریب هدایت حرارتی سیالات را افزایش دهند و علاوه بر آن مشکلاتی نظیر ته نشینی و فرسایش مجاری را کاهش دهند. یکی از مزایای مهم نانوذرات این است که آن ها امکان معلق شدن آن ها در سیالات بدون نیاز به تجهیزات پیچیده وجود دارد و این امر به بهبود خواص انتقال حرارت کمک می کند. از دیگر مزایای استفاده از نانوذرات می توان به کاهش هزینه های عملیاتی و بهبود عملکرد سیستم های حرارتی اشاره کرد. این نانوذرات به ویژه در کاربردهایی مانند سیستم های خنک کننده و مبدل های حرارتی، به دلیل کارایی بالای خود و قابلیت پراکندگی در مایعات، بسیار مفید هستند. علاوه بر این، استفاده از نانوذرات به عنوان افزودنی های سیالات، می تواند نیاز به نیروی خارجی برای تقویت انتقال حرارت را کاهش دهد و در نتیجه، به عنوان یک روش غیرفعال در نظر گرفته می شود [۹]

### ۱-۶- مزایا و دلایل انتخاب مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:

مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به عنوان تجهیزاتی کارآمد در انتقال حرارت؛ از مزایای متعددی نسبت به سایر انواع مبدل های حرارتی برخوردار هستند که برخی از این موارد عبارت اند از:

<sup>۱</sup> viscous layer

<sup>۲</sup> nanoparticles

- ۱- به دلیل استفاده از ضرایب انتقال حرارت مناسب؛ با کمک این مبدل ها میتوان به بازده حرارتی بالا در کاربرد های مربوط به بازیابی حرارت های اتلافی دست یافت .
- ۲- به دلیل طراحی ویژه صفحات و واشربندی دقیق، هر سیال در کانال های جداگانه جریان دارد و امکان نشت یا اختلاط سیالات کاملاً از بین می رود. این ویژگی در صنایعی که حساسیت بالایی به آلودگی یا اختلاط دارند، نظیر صنایع غذایی و دارویی، بسیار حائز اهمیت است.
- ۳- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار برای سیالات دارای لزجت بالا بسیار مناسب است . لزجت زیاد باعث می شود که سیالات لزج در انواع دیگر مبدل های حرارتی با رژیم جریان آرام جریان یابند که این امر باعث کاهش انتقال حرارت و افزایش رسوب گرفتگی خواهد شد .
- ۴- امکان سرمایش و گرمایش دو یا چند سیال به صورت هم زمان در یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار وجود دارد. در حقیقت، این مبدل حرارتی در حالت چندجریانی نیز مورد استفاده قرار می گیرد که این امر استفاده از آن را در واحدهای جداسازی یا واحدهای تولید آمونیاک محبوب ساخته است.
- ۵- طراحی فشرده این مبدل ها باعث کاهش حجم، وزن و هزینه های مربوط به حمل و نقل و نصب می شود. همچنین، نیاز به فضای کمتری برای نصب دارند که در کاربردهای صنعتی با محدودیت فضا یک مزیت بزرگ محسوب می شود.
- ۶- ارتعاش و سر و صدای جریان در این مبدل ها به حداقل رسیده است که این ویژگی به ویژه در محیط های حساس به صدا، نظیر تأسیسات آزمایشگاهی یا مراکز شهری، اهمیت دارد.
- ۷- مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار در صنایعی نظیر نفت و گاز، پتروشیمی، تبرید، تولید گازهای صنعتی و حتی در سیستم های تهویه مطبوع کاربرد دارند. با توجه به گستردگی این صنایع در ایران، بهبود طراحی و عملکرد این مبدل ها می تواند تأثیر قابل توجهی بر افزایش بازده و کاهش هزینه ها در این صنایع داشته باشد.
- ۸- با وجود مزایای متعدد، طراحی و بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به دلیل پیچیدگی جریان های چندجزئی، نیازمند رویکردهای عددی و مدل سازی های دقیق است. این چالش ها انگیزه اصلی این تحقیق برای ارائه راه حل های علمی و عملی در بهبود عملکرد این مبدل ها است.
- ۹- این نوع مبدل ها به دلیل ساختار فشرده و انعطاف پذیری در طراحی، ظرفیت بالایی برای تحقیقات نوین در حوزه های مختلف نظیر استفاده از مواد جدید، طراحی هندسی پیشرفته، و شبیه سازی جریان های چندفازی دارند.
- ۱۰- با توجه به ساختار فشرده؛ راندمان بالا و توانایی جابجایی و انتقال حرارت بین چند جریان به طور هم زمان؛ مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به طور گسترده ای در فرایندهای تبریدی 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.

در فصل سوم، ساختار فین مورد مطالعه را بررسی و تجزیه و تحلیل شده و سپس؛ مروری بر مدل‌سازی و اساس روش‌های تحلیل مبدل‌های حرارتی، با تمرکز بر مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، صورت گرفته شده است. معادلات حاکم بر فرآیند انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و روش‌های مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، شرح داده شده‌است. در ادامه، روابط حاکم بر محیط چندفازی و روابط تعادل فاز؛ در کنار روابط حاکم بر تحلیل جریان‌های چند جزئی شرح داده شده است. چالش‌های تحلیل مبدل‌های حرارتی چندفازی و چندجزئی وعدم توانایی روابط یک‌بعدی در تحلیل آن‌ها مورد بررسی قرار گرفته شده است.

فصل چهارم این پژوهش به شرح فرآیند برقراری ارتباط بین نرم‌افزارهای مورد استفاده برای بهینه‌سازی مبدل‌های چندفازی اختصاص یافته است. روش بهینه‌سازی و آنالیز حساسیت مورد استفاده توضیح داده شده است. در ادامه، مبدل مورد بررسی و بهینه‌سازی در این پژوهش، به همراه کاربرد آن و هندسه طراحی‌شده فعلی معرفی شده است. توابع هدف تک‌منظوره و چندمنظوره برای بهینه‌سازی عملکرد مبدل تعریف شده‌اند و نتایج حاصل از بهینه‌سازی مبدل ارائه شده است

در فصل پنجم، به جمع‌بندی پژوهش انجام شده پرداخته شده و پیشنهادهایی به منظور ادامه پژوهش ارائه گردیده است.

## فصل دوم

# مروری بر کارهای گذشتگان و پیشینه تحقیق

## ۱-۲- مقدمه:

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

---

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



مانند نرخ جریان سیالات، فشارهای عملیاتی و حداکثر دماها و همچنین تمام محدودیت‌های هزینه، فضا و انواع مواد را مورد مطالعه قرار دهند. طراحان؛ مبدل‌های 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 می‌کنند. مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به عنوان یکی از مبدل‌های پرکاربرد در صنایع مختلف هستند و می‌تواند 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 مبدل‌های حرارتی با کارایی بیشتر، فشرده‌تر و سبک‌تر نیاز باشد. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، مبدل‌هایی هستند که می‌تواند به این نیاز پاسخ دهند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار جزء پرکاربردترین مبدل‌ها در صنعت مهندسی هستند. طبق قانون دوم ترمودینامیک<sup>۱</sup>، تولید آنتروپی<sup>۲</sup> به علت عوامل غیرقابل بازگشت فرآیند ایجاد می‌شود. 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 می‌شود. مبدل حرارتی را میتوان با تعیین چندین پارامتر هندسی در محدودیت‌های خاص طراحی کرد. هندسه سطح آن با طول شاخه (l)، ارتفاع (h)، فاصله عرضی (s)، و ضخامت (t) توصیف می‌شوند. شاخه‌ها می‌توانند 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، بهینه‌سازی پارامترهای شاخه‌ها برای صرفه‌جویی در انرژی و کاهش هزینه مبدل حرارتی بسیار مهم است. در چند دهه گذشته، بهینه‌سازی طراحی مبدل حرارتی توجه محققان زیادی را به خود جلب کرده است. [۱۱]

### ۳-۲- بهینه‌سازی<sup>۳</sup> ساختار مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

در دهه‌های اخیر، بهبود کارایی مبدل‌های حرارتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار بوده است و تحقیقات گسترده‌ای در این زمینه انجام شده است. هدف اصلی این مطالعات افزایش بهره‌وری انتقال حرارت و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی است. این اهداف با توجه به نیازهای مختلف صنایع؛ از اهمیت ویژه‌ای برخوردار هستند. یکی از جوانب مهم در بهبود عملکرد سیستم‌های حرارتی؛ طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار است. این مبدل‌ها به وسیله بهبود هندسه صفحات و پره‌ها؛ مساحت انتقال حرارت را افزایش می‌دهند و بهینه‌ترین شکل‌ها و ابعاد را برای دستیابی به عملکرد بهتر ارائه می‌دهند. هرچه هندسه پیچیده‌تر باشد، انتقال حرارت بالاتر است. با این حال، محدودیت‌های سنتی در تولید می‌تواند بهینه‌سازی هندسه را محدود کند که ممکن است از نظر تئوری؛ کارایی بسیار بالایی ارائه دهند اما ساخت آنها غیرممکن است. طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار با استفاده از روش‌های

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

<sup>2</sup> Entropy

<sup>3</sup> Optimization

سنتی مانند روش دمای میانگین لگاریتمی و روش تعداد واحدهای انتقال حرارت؛ هزینه‌بر و زمان‌بر است. با پیشرفت سریع دینامیک سیالات محاسباتی و فناوری کامپیوتر، امکان بهینه‌سازی طراحی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با کارایی بالا با استفاده از کامپیوترها فراهم شده است. مطالعات انجام شده توسط تحقیق‌گران مختلف نشان می‌دهد که شبیه‌سازی‌هایی که با روش دینامیک سیالات محاسباتی انجام می‌شوند؛ برای انواع مختلف مبدل های 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؛ می‌تواند 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 شده‌اند.

شدت انتقال حرارت به صورت مستقیم به هندسه تاج‌زدایی روی سطح صفحات بستگی دارد. وانگ و همکاران [۱۵] تاثیر ابعاد هندسی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را بر بهره‌وری مبدل های حرارتی

<sup>1</sup> Density

<sup>2</sup> Viscosity

بررسی کردند. آنها متوجه شدند که با افزایش عدد رینولدز<sup>۱</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>۲</sup> و عامل اصطکاک با افزایش نسبت طول به عرض فین کاهش می یابند.

نینگ و همکاران [۱۶] مدلسازی عددی تبادل گر صفحه ای را انجام دادند و نتایج را با داده های تجربی مقایسه کردند. نویسندگان تعیین کردند که برای یک افت فشار؛ برنامه دما و بار حرارت مشخص؛ می توان پارامترهای هندسی صفحه را پیدا کرد که تبادل گر حرارت صفحه ای با حداقل مساحت انتقال حرارت را ایجاد کنند

انتخاب هندسه بهینه، که در آن افزایش ضریب انتقال حرارت به دست می آید، معمولاً به صورت تجربی انجام می شود و با استفاده از تئوری شباهت<sup>۳</sup>، معادلات معیاری به دست می آید که امکان محاسبه پارامترهای انتقال حرارت را فراهم می کنند. با این حال، از نظر هزینه های اقتصادی، این راه حل بسیار پرهزینه است، بنابراین برای حل مسئله بهینه سازی 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<sup>۴</sup> 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>۵</sup> پرداختند. روابط ارائه شده در این پژوهش، با دقت  $\pm 20\%$ ، در تطابق با داده های تجربی هستند. تحقیق فوق در بازه رینولدز بزرگتر از ۵۰۰۰ و کوچکتر از ۲۰۰۰۰ انجام شده است. پارامترهایی که در بیان این روابط استفاده شده اند، نسبت به ابعاد مختلف پره های مبدل است. این پارامترها مطابق رابطه ۲-۱ و شکل ۲-۱ تعریف شده است:

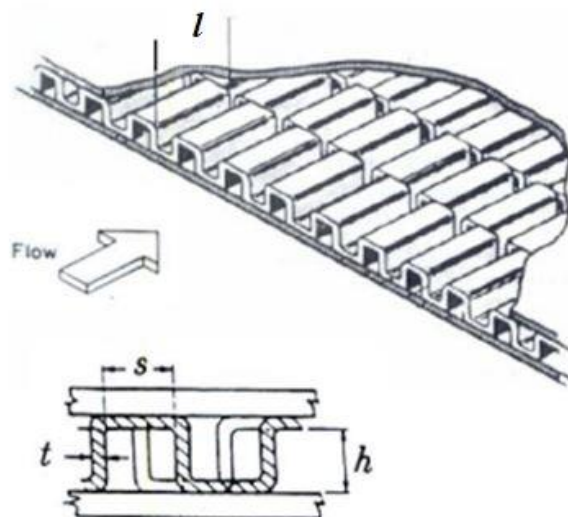
<sup>1</sup> Reynolds Number

<sup>2</sup> Nusselt Number

<sup>3</sup> similarity theory

<sup>4</sup> Logarithmic mean temperature method

<sup>5</sup> Serrated or Offset fins



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

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

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.

$$j = 0.6522(Re)^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \quad ۲-۲$$

$$\times (1 + 5.2699 \times 10^{-5} (Re)^{1.34} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055})^{0.1}$$

$$f = 9.6243(Re)^{-0.7422} \alpha^{-0.1856} \delta^{0.3053} - 0.2659 \quad ۳-۲$$

$$\times (1 + 7.669 \times 10^{-8} (Re)^{4.429} \alpha^{0.920} \delta^{3.767} \gamma^{0.236})^{0.1}$$

این روابط به عنوان مبنا و پایه برای بسیاری از بهینه‌سازی‌های ساختار مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجاشده، استفاده شده است. 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 نواری نامنظم 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 انسیس فلونت 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  $j$  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  $j$  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 ضرائب 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]

---

<sup>1</sup> Mean Squared Error

## ۲-۵- بهینه سازی ساختار عملی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار:

بر اساس اطلاعات به دست آمده درباره انتقال حرارت و افت فشار سیالات در مبدل های صفحه ای پره دار با جریان های تک فاز، بهینه سازی های گوناگونی بر روی ساختار این مبدل ها با استفاده از پارامترهای هدفی همچون بازده انتقال حرارت، افت فشار، و هزینه های عملیاتی و سرمایه گذاری انجام گرفته شده است. در ادامه، به برخی از این بهینه سازی ها اشاره خواهد شد.

لی و همکاران [۲۲] به محدودیت های تحقیقات موجود، مانند نادیده گرفتن فرآیند انتقال فاز، استفاده از مدل های ساده شده یا تمرکز بر جریان تک فاز اشاره می کنند. این مقاله بر روی اثرات پارامترهای ساختار پره ها، مانند ارتفاع، فاصله، ضخامت و طول، و ویژگی های انتقال گرما و جرم کانال تحت شرایط انتقال فاز تمرکز دارد. آنها پیشنهاد می کنند که از دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه سازی و بهینه سازی ساختار نرم افزاری در شرایط انتقال فاز و مطالعه مکانیسم و ویژگی های انتقال گرما و جرم بین مناطق دو فازی استفاده شود. در تحقیق فوق؛ مدل هندسه، معادلات حاکم، روش های حل، و شرایط مرزی دسته صفحه توصیف شده است. آنها از مدل آشفتگی  $k-\omega$ ، برای فرآیند انتقال فاز استفاده می کنند. همچنین در این تحقیق؛ مدل ارزیابی افت فشار و عملکرد انتقال حرارت بر اساس عوامل  $f$  و  $z$  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 صفحه ای پره دار با ساختارهای متفاوت و شرایط فرآیندی یکسان، به کمک روش بهینه سازی توده ذرات<sup>۳</sup>، بهینه سازی کردند. در این پژوهش، یک مبدل با ساختار معمولی و یک مبدل با ساختار دو مرحله ای (عرض مبدل و مشخصات هندسی پره ها، در میانه مسیر عبور جریان سرد و گرم، به طور دفعه ای، تغییر می یابد)، بررسی و بهینه سازی می شوند. به این ترتیب، در مجموع، ۱۲ مشخصه بهینه سازی جهت دستیابی به حالت بهینه، بررسی می شود. روابط به کار رفته در این بهینه سازی نیز، روابط معرفی شده توسط ماگلیک و برگلر هستند. جبهه نقاط بهینه<sup>۴</sup> برای هزینه سالیانه و بازدهی مبدل حرارتی، در شکل نمایش داده شده است. شکل ۲-۲ نشان می دهد که برای بازدهی های بالاتر از ۷۵٪، ساختار دو مرحله ای، هزینه کمتری را برای دستیابی به بازده حرارتی بهینه<sup>۵</sup> تحمیل می کند. به عبارت دیگر، مبدل با ساختار دو مرحله ای، در حالت بهینه، صرفه اقتصادی بیشتری را به ازای انتقال حرارت واحد خواهد داشت. نکته حائز اهمیت دیگری که در این پژوهش به آن دست یافته شده است، لزوم افزایش تصاعدی مساحت انتقال حرارت و به تبع آن افزایش افت فشار در مبدل ها برای افزایش بازده مبدل به مقادیر بازده بالاتر از ۸۰ درصد است که این مورد باعث تحمیل هزینه سالانه بالا می شود. روند تغییرات افت فشار در برابر ضریب تاثیر مبدل حرارتی، در شکل ۲-۳ نمایش داده شده است.

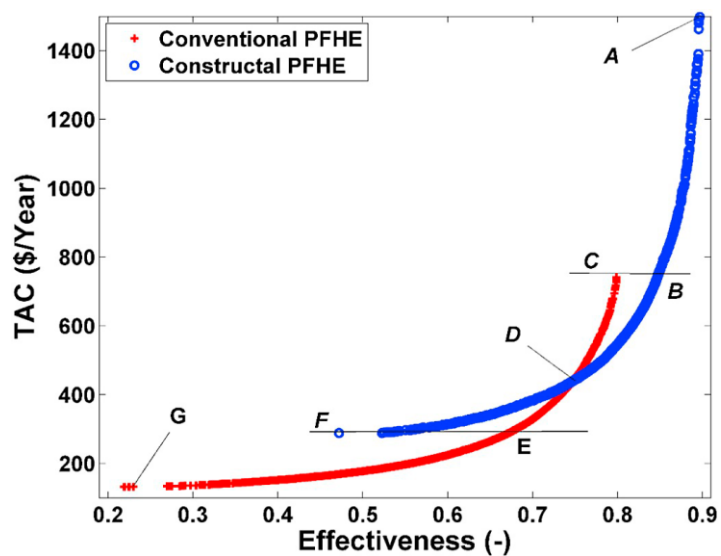
<sup>1</sup> Confirming network independence

<sup>2</sup> model validation

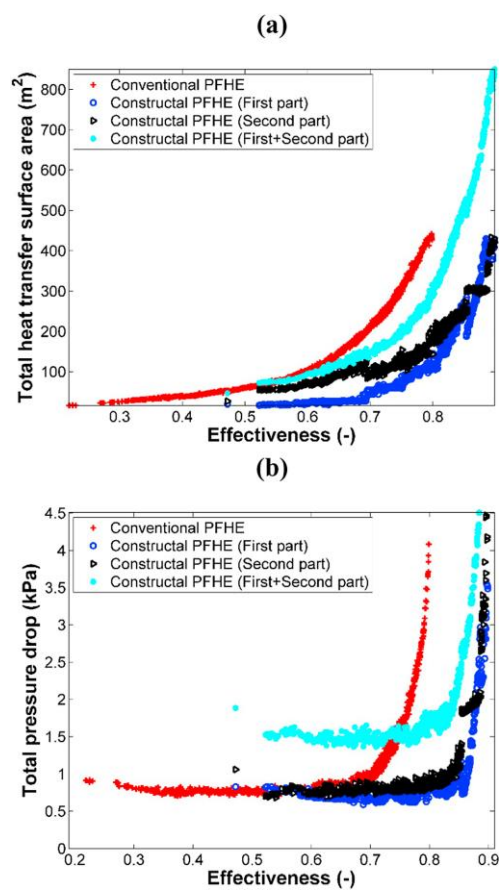
<sup>3</sup> Particle Swarm Optimization method

<sup>4</sup> Optimal Pareto Front

<sup>5</sup> Optimal thermal efficiency

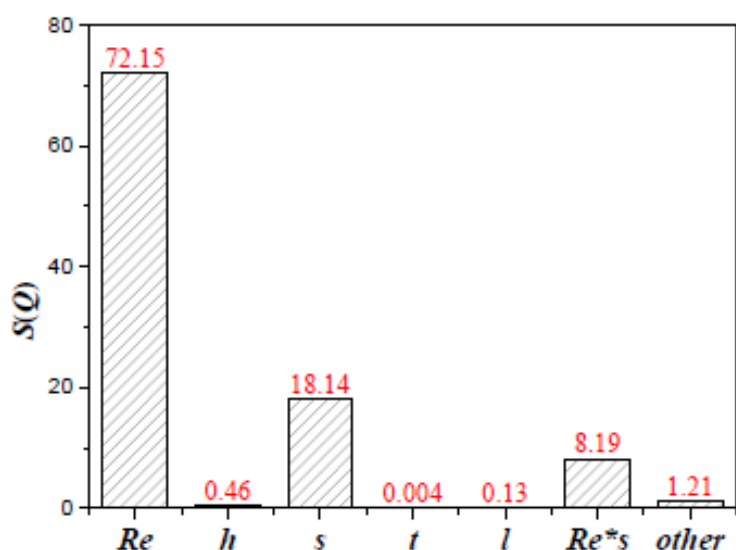


شکل ۲-۲ تغییرات هزینه سالانه عملیاتی مبدل در مقابل بازده انتقال حرارت دو مبدل مورد بررسی [۲۳]



شکل ۳-۲ تغییرات (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 الگوریتم ژنتیک 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>۱</sup> است. این آنالیزهای حساسیت که به روش‌های سوبول<sup>۲</sup> و ماریس<sup>۳</sup> انجام می‌شود، نشان می‌دهد که عدد رینولدز و فرکانس فین، بیشترین تاثیر را بر توابع هدف بهینه‌سازی دارد. شکل ۲-۴ نشان دهنده حساسیت پارامترهای 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]

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 متلب، به بهینه‌سازی مبدل صفحه‌ای پره‌دار با پره‌های جابجا شده، می‌پردازند. در این پژوهش، از روابط توسعه‌یافته توسط سانگ، برای استخراج ضرائب کالبرن و اصطکاک 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

<sup>1</sup> Global sensitivity analysis

<sup>2</sup> Sobol Method

<sup>3</sup> Marris Method



این پژوهش، دو جریانده بوده و جریان های سرد و گرم دارای هندسه جداگانه هستند. توابع هدف مورد بررسی در این پژوهش، شامل آنتروپی تولیدی، بازده حرارتی و هزینه سالانه مبدل حرارتی است. این توابع هدف، ابتدا به صورت جداگانه و سپس به صورت ترکیبی بهینه سازی میشوند. در این پژوهش، مشخصات پره ها به عنوان متغیرهای بهینه سازی در نظر گرفته شده است. نتایج این پژوهش نشان می دهد، افزایش بازده حرارتی، مستلزم کاهش تولید آنتروپی است و این دو پارامتر با یکدیگر رابطه خطی دارند. بهینه سازی جداگانه پارامترها نشان می دهد که با کمک روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک، می توان ساختار مبدل را به گونه ای تغییر داد که به ازای کاهش اندک بازده مبدل حرارتی، هزینه سالانه به طرز چشم گیری کاهش یابد. همچنین، بهینه سازی با توابع هدف ترکیبی نشان می دهد می توان به حل هایی دست یافت که هم بازه انتقال حرارت را افزایش داده و هم کاهش هزینه سالانه را به همراه داشته باشد. علاوه بر این، این روش امکان دستیابی به راه حل های متعدد بهینه را فراهم می کند که می توان بسته به اهمیت هر یک از توابع هدف، انتخاب مناسب تری انجام داد.

پیرو معرفی روابط تجربی ضرائب انتقال حرارت و اصطکاک برای مبدل های صفحه ای پره دار با پره های سینوسی موجی<sup>۱</sup> توسط قاسم و زبیر، در پژوهشی، کوئی و سانگ [۲۶]، به بهینه سازی مبدل های صفحه ای پره دار با پره های موجی پرداختند. مبدل هوا-هوای مورد استفاده در این بهینه سازی، با روش الگوریتم ژنتیک برای توابع هدف هزینه سالانه، تولید آنتروپی و بازده انتقال حرارت، بهینه سازی شد. متغیرها نیز در این پژوهش، مشخصات هندسی پره های موج دار هستند. نتایج این شبیه سازی نیز موثر بودن روش الگوریتم ژنتیک را برای بهینه سازی این مبدل ها مشخص می کند.

گریسوناس و همکاران [۲۷] به مدلسازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با فین های دندانه دار با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. در این روش در محدوده اعداد رینولدز  $(88 < Re_{corrug} < 2957)$  با استفاده از فرضیه لامینار شبیه سازی شده است. یافته های اصلی این تحقیق نشان داد که: ۱- حدود بخش انتخاب شده مبدل حرارتی با استفاده از داده های مربوط به مقاومت جریان برای مدل یک تک کانال موج دار تأیید شد. توافق خوبی در محدوده وسیعی از اعداد رینولدز بین پیش بینی ها و حدود بخش مبدل حرارتی که مقاومت جریان کمتری ایجاد می کند، وجود داشت. ۲- دو مدل مبدل حرارتی با ساده سازی های جریان هسته مبدل و واسط متخلخل پاورلا، تنها اندکی تفاوت در سطح توزیع مناسب در داخل هسته مبدل حرارتی پیش بینی کرد.

در تحقیق ناسیمنتو و همکاران [۲۸] به مدلسازی عددی یکپارچه و طراحی بهینه ترمودینامیکی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار جریان معکوس با استفاده از شبکه عصبی پرداخته شده است. آن ها ویژگی انتقال حرارت و افت فشار مبدل حرارتی صفحه ای فین دار از طریق انتقال حرارت ضریب کالبرن ضریب اصطکاک را مورد بررسی قرار دادند. در مقاله آنها تحلیل عددی یک مبدل حرارتی با فین های نامنظم در فرایند انتقال حرارت آب - آب مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق؛ از مدل

<sup>۱</sup> Waveguide finned plate converters with sinusoidal fins

جانشین<sup>1</sup> استفاده شده و توانایی یکپارچه سازی الگوریتم ژنتیک و شبکه بازگشتی<sup>2</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 گیری های 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 مبدل های حرارتی در نظر گرفته شده است . نتایج بهینه سازی نشان می دهد 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 بهینه سازی با استفاده از تابع پایه شعاعی<sup>3</sup> برای بهبود طراحی و عملکرد مبدل های حرارتی با پره های لولدار پرداخته اند. پره های لولدار در مبدل های حرارتی بسیار مهم هستند زیرا با مختل کردن لایه های مرزی و ترویج آشفتگی، انتقال حرارت را بهبود می بخشد. با این حال، این طراحی ها معمولاً با چالش ایجاد تعادل بین حداکثر سازی انتقال حرارت و کاهش افت فشار روبرو هستند . در این مطالعه از شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه سازی جریان پیچیده سیال و فرآیندهای انتقال حرارت در مبدل حرارتی استفاده شده است . که بینش های دقیقی در مورد تأثیر هندسه های مختلف پرها بر عملکرد آنها ارائه می دهد. سپس از تکنیک بهینه سازی تابع پایه شعاعی برای بررسی سیستماتیک و شناسایی پیکربندی های بهینه پرها استفاده می شود که بهترین تعادل بین عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم را فراهم می کنند. این پژوهش، اثربخشی ترکیب دینامیک سیالات محاسباتی با روش تابع پایه شعاعی را در دستیابی به طراحی ای که نه تنها انتقال حرارت را افزایش می دهد بلکه کارایی کلی را نیز بهبود می بخشد، برجسته می کند. با بهینه سازی هندسه پرها، این مطالعه به توسعه مبدل های حرارتی کارآمدتر، مقرون به صرفه تر و با عملکرد بالا کمک می کند و در کاربردهای صنعتی مختلف که کارایی انرژی اهمیت دارد، بسیار مورد توجه می باشد. نتایج این تحقیق راهنمایی های عملی را به مهندسان و طراحان در این حوزه ارائه می دهد و بر اهمیت تکنیک های پیشرفته شبیه سازی و بهینه سازی در طراحی مدرن مبدل های حرارتی تأکید می کند.

در تحقیقات وانگ و همکاران [۳۰] به بررسی بهینه سازی انتقال حرارت در پره های مجهز به ژنراتورهای ورتکس<sup>4</sup> پرداخته شده است. این مطالعه از الگوریتم ژنتیک مرتب سازی برای رسیدگی به اهداف متعدد به طور همزمان استفاده می کند و بر بهبود عملکرد انتقال حرارت در عین کاهش افت فشار تمرکز دارد. ژنراتورهای ورتکس به صورت استراتژیک بر روی پره های نوع H قرار می گیرند تا در جریان هوا اختلال ایجاد کنند، که این امر باعث افزایش اختلاط سیال و بهبود انتقال حرارت می شود.

این تحقیق شامل شبیه سازی های محاسباتی برای مدل سازی جریان سیال و ویژگی های انتقال حرارت در طراحی پرها است. سپس از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی پیکربندی استفاده می شود و تلاش

<sup>1</sup> Surrogate model

<sup>2</sup> RVFL networks

<sup>3</sup> Radial Basis Function

<sup>4</sup> Vortex generators

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 الگوریتم ژنتیک 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 به عنوان 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. به علاوه، 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 به صورت همزمان و بدون محدودیت در ابعاد و هندسه پره‌ها است.

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

بررسی لزوم و اهمیت بهینه‌سازی ساختار مبدل‌ها					
توسعه روابط تجربی برای پیش بینی عملکرد مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار					
محدودیت ها	قیود	شرایط کاری	نوع پره ها	پژوهش گر(ان)	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	مانگلیک و برگلز	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	جابجا شده	سانگ و لی	
عدم پیش بینی روابط برای چند جزء و چند فاز	نسبت ابعاد پره ها و بازه رینولدز مورد بررسی	تک فاز	موجی سینوسی	قاسم و زبیر	
بهینه سازی مبدل های حرارتی					
روش بهینه‌سازی	قیود	هدف	مبنای شبیه‌سازی عملکرد	نوع مبدل	پژوهش گر(ان)

لی و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	مانگلیک برگلز	ضرائب J و f	ابعاد پره ها	MOGA
حاج عبداللهی	مبدل با پره جابجا شده معمولی مبدل با هندسه متغیر	مانگلیک برگلز	بازده حرارتی افت فشار هزینه سالانه	ابعاد پره ها	PSO
یانگ و همکاران	مبدل هوا- هوا با پره جابجا شده	مانگلیک برگلز	تولید آنتروپی هزینه سالانه نرخ انتقال حرارت	رینولدز جریان ابعاد پره ها	NSGA_ II
سانگ و کویی	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	سانگ	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	NSGA- II
کوئی و سانگ	مبدل صفحه ای پره دار با پره های موجی	قاسم و زبیر	بازده حرارتی اتولید آنتروپی هزینه سالانه	ابعاد پره ها افت فشار مجاز	NSGA- II

گريسيوناس و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بررسی و تأیید عملکرد و مقاومت جریان.	فرضيه لامینار، محدوده رينولدز، ساده سازی جریان هسته	NSGA-II
ناسيمنتو و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	مانگلیک برگلز	بهبود طراحی و کارایی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار.	افت فشار، کارایی، شبکه عصبی	NSGA-II
ژیانگ و همکاران	مبدل های حرارتی با پره های لوله دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بهبود طراحی و عملکرد مبدل ها ی حرارتی	عملکرد حرارتی بالا و افت فشار کم	استفاده از تابع پایه شعاعی (RBF)
وانگ و همکاران	مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار	ديناميک سيالات محاسباتی	بهبود انتقال حرارت و کاهش افت فشار.	ابعاد پره ها	NSGA-II

## فصل سوم

### روش پژوهش و معادلات حاکم



### ۳-۱- مقدمه:

در این فصل؛ تاثیر مبدل حرارتی پره‌دار نامنظم با ساختارهای جدید بر روی کارایی حرارتی مبدل‌های حرارتی چند جریانه معرفی و تشریح خواهد شد. پس از آن ساختار فین مورد مطالعه در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نامنظم بررسی و تجزیه و تحلیل خواهد شد 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 می‌شوند. 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 تغییرافزنده 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 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.

---

<sup>1</sup> Serrated fins

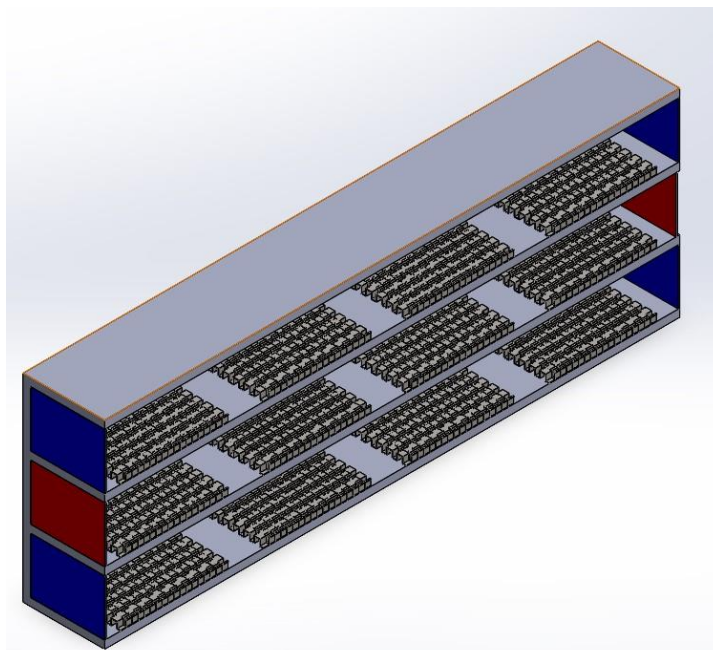
برای مدل سازی این رفتار، معمولاً از معادلات ناویر-استوکس، به همراه مدل های چندفازی مانند مدل حجم سیال<sup>۱</sup> یا مدل اویلری<sup>۲</sup> استفاده می شود. مدل حجم سیال برای شبیه سازی جریان هایی که در آن فازهای مختلف به صورت مجزا از هم جریان دارند (مانند لایه های مایع و گاز) مناسب است. یکی از چالش های اساسی در تحلیل این جریان ها، پیش بینی صحیح توزیع فاز و بررسی نحوه انتقال حرارت بین آن ها است. در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، سیالات در کانال های بسیار نازک جریان دارند و فین ها به منظور افزایش سطح تماس بین سیال و سطح جامد طراحی شده اند. این فین ها نه تنها باعث افزایش انتقال حرارت می شوند، بلکه به دلیل افزایش اصطکاک، می توانند باعث افت فشار شوند. در فرآیند شبیه سازی، پارامترهای کلیدی مانند ضریب انتقال حرارت، افت فشار، و میزان اختلاط فازها باید به دقت مدل سازی شوند. نرم افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی مانند انسیس و کامسول از ابزارهای معمول برای انجام این تحلیل ها هستند. این نرم افزارها توانایی شبیه سازی جریان های چندفازی در محیط های پیچیده ای مانند مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار را دارند و با استفاده از آن ها می توان به بهینه سازی طراحی مبدل ها و افزایش بازدهی حرارتی دست یافت. [۳۱]

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

در این پژوهش به بررسی عددی جریان در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم با جریان های تک فاز و چند فاز و در محدوده عدد رینولدز بزرگتر از ۵۰۰۰ و کوچکتر از ۲۰۰۰۰ به روش عددی حجم محدود پرداخته می شود. در جریان های چند فاز، تشخیص دقیق عدد رینولدز کمی پیچیده تر است، زیرا خواص مختلف فازها (مثل چگالی، ویسکوزیته، و توزیع فازها) بر جریان تاثیر می گذارند. عدد رینولدز در جریان های چند فاز معمولاً برای هر فاز به صورت مجزا محاسبه می شود. در این پژوهش میدان جریان و دما در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم با تغییر زاویه حمله برای فین های نامنظم در لایه میانی مبدل برای زاویه حمله ی ۶۰ - ۹۰ درجه شبیه سازی و بررسی خواهد شد. گذر جریان برای یک مبدل سه جریانه با دو مسیر سیال سرد (مسیر بالا و پایین مبدل) و مسیر میانی جریان گرم انجام میشود. چنانچه جریان سیال در حین عبور از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار متاثر از قرارگیری فین ها باشد؛ جریان سیال دچار امیختگی بیشتر می شود و گرادیان های دمایی در طول مسیر سیال کاهش یافته و توزیع انتقال حرارت یکنواخت تر خواهد بود.

<sup>1</sup> Volume of Fluid (VOF)

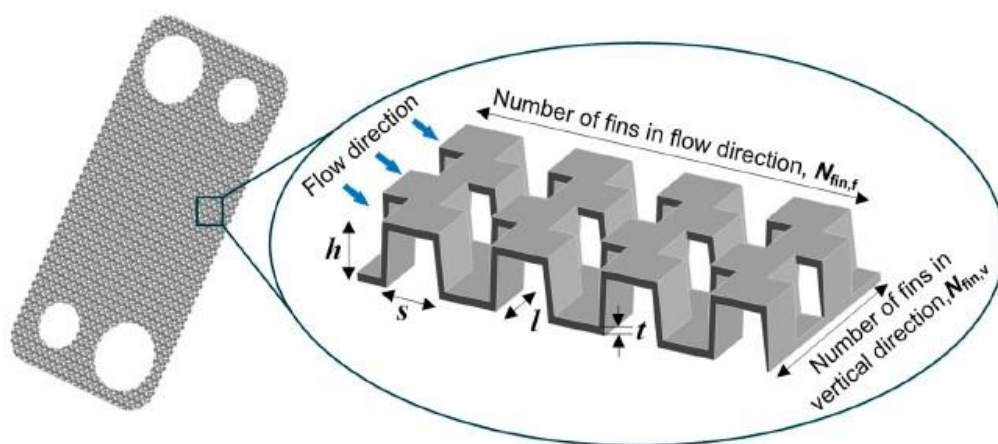
<sup>2</sup> Eulerian model



شکل ۱-۳ - نمونه یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار سه جریانه جهت مخالف با مسیر های رفت و برگشت جریان

این مساله اساس و بنیان بکارگیری فین ها در مبدل های حرارتی بوده است لذا با قرار دادن فین ها 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.

شکل (۲-۳) ساختار یک مبدل حرارتی صفحه ای پره دار نامنظم را نشان می دهد . پیکربندی فین های نامنظم توسط دو پارامتر طراحی ؛ تعیین می شوند . تعداد فین ها در جهت افقی  $N_{fin,f}$  و تعداد فین ها در جهت عمودی  $N_{fin,v}$  هستند . در نتیجه، ابعاد هندسی هر فین بر اساس این پارامترها تعیین می شود . جدول ۱-۳ ابعاد هندسی خاص فین ها را بر اساس تعداد فین ها در هر جهت مشخص می کند. با افزایش تعداد فین ها در جهت عمودی، طول فین ها کاهش می یابد. به همین دلیل، فاصله بین فین ها نیز با افزایش تعداد فین ها در جهت جریان کوچکتر می شود. با توجه به شکل برای بدست آوردن قطر هیدرولیکی از فرمول زیر ۱-۳ استفاده میشود .



شکل ۳-۲ شماتیک مبدل حرارتی فین دار نامنظم و ساختار دقیق. [۳۲]

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

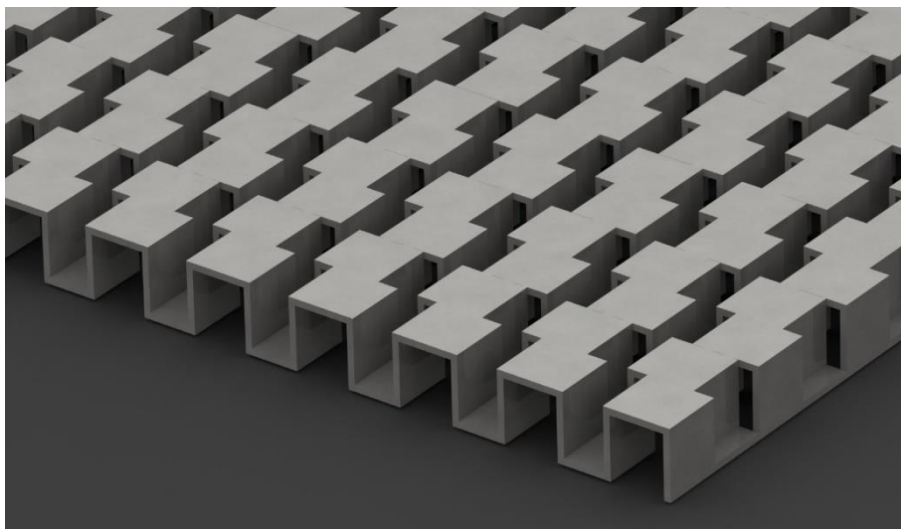
$N_{fin,f}$ [EA]	$N_{fin,v}$ [EA]	$s$ [mm]	$h$ [mm]	$t$ [mm]	$l$ [mm]	$D_h$ [mm]
18	34	1.633	2.1	0.2	1.897	1.698
18	40	1.634	2.1	0.2	1.613	1.675
18	46	1.634	2.1	0.2	1.402	1.653
18	52	1.634	2.1	0.2	1.24	1.632
18	56	1.634	2.1	0.2	1.112	1.611
24	34	1.135	2.1	0.2	1.894	1.356
24	40	1.135	2.1	0.2	1.613	1.337
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 ۳-۱ ابعاد خاص فین ها و قطر هیدرولیکی در هر مورد [۳۲]

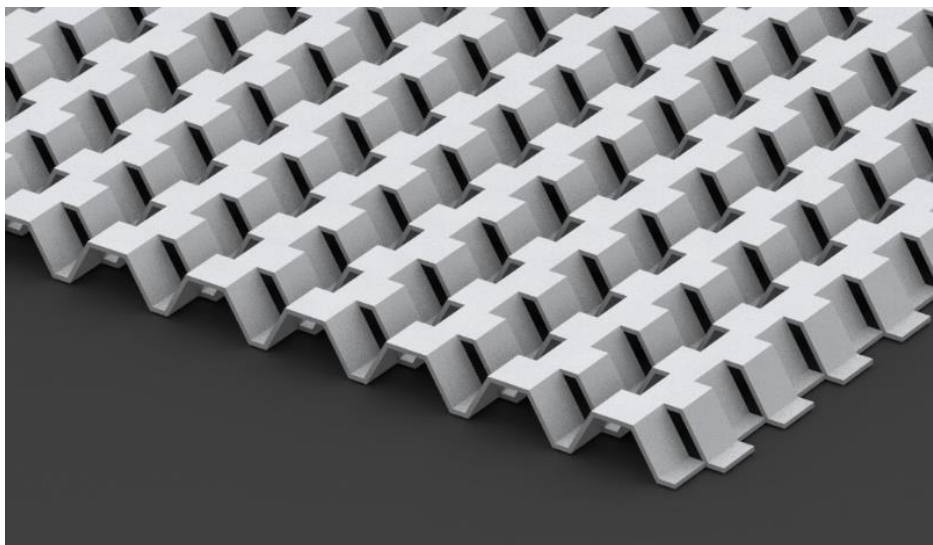
در این پژوهش، ساختار مورد بررسی برای تحلیل عددی و بهینه سازی مبدل حرارتی صفحه ای پره دار، بر اساس اطلاعات بدست آمده در تحقیق سونگ و همکاران [۳۲] انتخاب شده است. هندسه فین ها به گونه ای انتخاب شده است که امکان تحلیل دقیق انتقال حرارت و افت فشار فراهم گردد. در این تحقیق، یکی از پیکربندی های مورد بررسی شامل ۳۰ شاخه در راستای طولی و ۵۶ شاخه در راستای عرضی بوده است که در آن فاصله بین شاخه ها برابر با ۰/۸۳۵ میلی متر، ضخامت شاخه ها برابر با ۰/۲ میلی متر و ارتفاع

شاخه‌ها ۲/۱ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. بر اساس این ترکیب هندسی، قطر هیدرولیکی کانال‌ها حدود ۱/۰۳۵ میلی‌متر به دست آمده است. این مقدار قطر هیدرولیکی نسبت به سایر نمونه‌هایی که دارای تعداد شاخه‌های کمتر یا فاصله عرضی بیشتر هستند، کوچکتر است. این چیدمان موجب افزایش سطح تماس سیال با دیواره‌های مبدل شده و در نتیجه نرخ انتقال حرارت به طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، کاهش قطر هیدرولیکی موجب افزایش افت فشار در کانال‌های جریان می‌شود. بنابراین، ساختار مذکور اگرچه باعث بهبود عملکرد حرارتی مبدل می‌شود، اما باید از منظر توان پمپاژ مورد نیاز نیز مورد توجه قرار گیرد. به بیان دیگر، فشردگی ساختار با افزایش تعداد شاخه‌ها و کاهش فاصله بین آن‌ها، راهکاری مؤثر برای افزایش راندمان حرارتی است، ولی همزمان افت فشار بیشتری را به سیستم تحمیل می‌کند که در تحلیل‌های بهینه‌سازی باید مدنظر قرار گیرد.

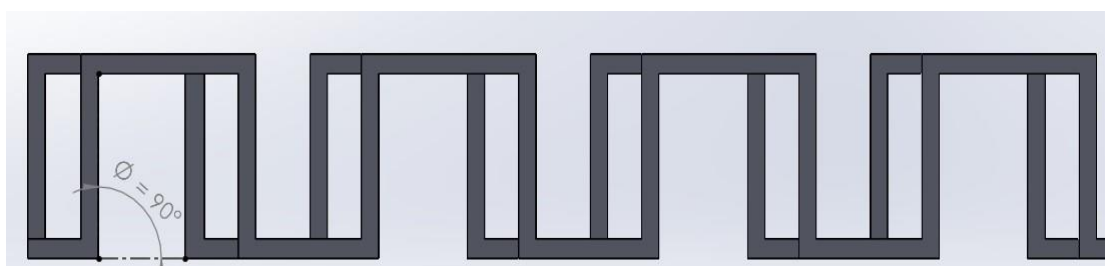
سطح پره‌های نواری نامنظم به زاویه پره بستگی دارد. زمانی که زاویه پره برابر با ۹۰ درجه باشد، شکل آن مستطیلی است همانطور که در شکل (۲-۳) (c) نشان داده شده است؛ زمانی که زاویه پره کوچکتر از ۹۰ درجه باشد، شکل آن دوزنقه‌ای است همانطور که در شکل (۲-۳) (d) نشان داده شده است. اگرچه شکل سطح بسته به زاویه پره متفاوت است، اما صرفاً برای تمایز پره‌های نواری استفاده می‌شود و هیچ مدرکی در ادبیات موجود نشان نمی‌دهد که شکل پره تأثیری بر عملکرد حرارتی-هیدرولیکی پره‌های نواری فین دار داشته باشد.



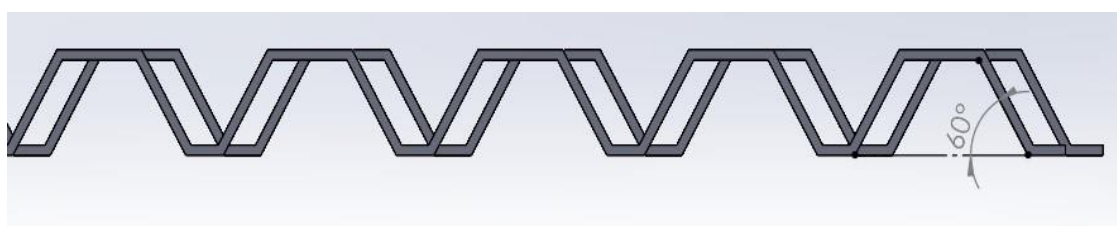
(a)



(b)



(c)



(d)

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

### ۳-۴- فرضیه ها:

در مطالعات حوزه طراحی حرارتی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار، مجموعه‌ای از فرضیات برای تسهیل روند تحلیل به کار گرفته می‌شود. گرچه در بررسی‌های دقیق‌تر و دستیابی به نتایج واقعی‌تر، ممکن است برخی از این شرایط بدون ساده‌سازی مورد تحلیل قرار گیرند، اما در پژوهش حاضر، فرضیات زیر مبنا قرار گرفته‌اند:

۱- **ثابت بودن خواص فیزیکی سیال:** تمام خواص فیزیکی مانند ضریب هدایت گرمایی و چگالی 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. این کار به ویژه زمانی مفید است که هدف، مقایسه نتایج نسبی باشد نه محاسبه دقیق مقادیر مطلق باشد.

۲- **پخش یکنواخت جریان و دما:** جریان سیال در هر گذر مبدل به صورت یکنواخت توزیع شده و به طور کامل با یکدیگر مخلوط می شود. همچنین دمای سیال در سطح مقطع عبوری در هر کانال نیز یکنواخت فرض شده است.

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

۴- **انتقال حرارت فقط عمود بر جریان:** اثر انتقال حرارت در راستای طولی سیال و صفحات جداکننده در نظر گرفته نمی شود و فرض می شود که انتقال حرارت صرفاً در راستای عمود بر جریان سیال در کانالها انجام می گیرد.

اهداف اصلی این پژوهش شامل بهبود انتقال حرارت، کاهش افت فشار، کاهش تولید آنتروپی و بهینه سازی هندسه پره ها در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار است. تحقق این اهداف نیازمند تحلیل های عددی و بهینه سازی دقیق هندسی با استفاده از الگوریتم ژنتیک است که مستلزم مدل سازی هایی با دقت قابل قبول و پیچیدگی محاسباتی معقول می باشد. از آنجا که تحلیل دقیق جریان چندجزئی و چندفازی در مبدل های پره دار نیازمند منابع محاسباتی قابل توجهی است، اعمال این فرضیات ساده ساز، راهکاری ضروری برای کاهش پیچیدگی و امکان پذیر ساختن حل عددی مسئله محسوب می شود. بنابراین، این فرضیات نه تنها با اهداف پژوهش تضاد ندارند، بلکه شرط لازم برای تحقق آنها در چارچوب عملی مدل سازی عددی هستند.

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

تکنیکی که برای استخراج معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز استفاده می شود، تکنیکی به نام تجزیه رینولدز است. 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 میانگین ناویر استوکس رینولدز از یک راه حل استفاده می کنند که به سرعت جریان میانگین مستقل از زمان و نوسانات وابسته به زمان میانگین تقسیم می شود.

$$u = \bar{u} + u' \quad ۲-۳$$

<sup>1</sup> adiabatic state

که با توجه به معادله بالا  $u$  سرعت لحظه‌ای<sup>۱</sup> است و  $\bar{u}$  سرعت میانگین زمانی (میانگین)  $u'$  و مؤلفه سرعت نوسانی است. با این تجزیه، یک عملیات میانگین‌گیری زمانی را به کار برد تا بتوان معادله غیرخطی زیر که جریان را توصیف می‌کند (در نشانه‌گذاری تنسوری) استخراج کرد.

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad 3-3$$

همانطور که در معادله بالا مشاهده میشود؛  $\rho$  چگالی؛  $\bar{u}_i$  وکتور سرعت متوسط در راستای  $i$  و  $\bar{u}_j$  وکتور سرعت متوسط در راستای  $j$ ؛  $\bar{p}$  فشار متوسط سیال؛  $\bar{f}_i$  نیروی حجمی اعمال شده به سیال، مانند نیروی گرانشی و  $\delta_{ij}$  مؤلفه تنسور نرخ کرنش میانگین زمانی را نشان می‌دهد؛ که مشخص می‌کند آیا دو شاخص  $i$  و  $j$  برابر هستند یا نه و  $\bar{S}_{ij}$  نرخ کرنش متوسط را نشان می‌دهد. 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 می‌شود و به صورت زیر تعریف میشود.

$$\tau'_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j} \quad 4-3$$

مدل اشفستگی معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز به صورت زیر بیان میشود

$$\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} = -\bar{u'_i u'_k} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} - \bar{u'_j u'_k} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} + \frac{\bar{p}'}{\rho} \left( \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \bar{u'_i u'_j u'_k} + \frac{\bar{p}' \bar{u}'_j}{\rho} \delta_{ik} + \frac{\bar{p}' \bar{u}'_i}{\rho} \delta_{jk} - \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad 5-3$$

معادله ممنتوم توصیف‌کننده حرکت و تغییرات سرعت یک سیال لزج است و به صورت زیر بیان میشود.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i \partial x_j} + \bar{S}_{ij} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad 6-3$$

چالش اصلی با معادلات میانگین ناویر استوکس رینولدز نیاز به مدل‌سازی تأثیرات اشفستگی است که به وسیله معادلات تنش رینولدز انجام میشود. از نظر فیزیکی، ویسکوزیته گردابه‌ای انتقال انرژی اشفته را از طریق جریان‌های گردابه‌ای متحرک در یک جریان اشفته توصیف می‌کند. از نظر ریاضی؛ تنش رینولدز به انرژی جنبشی اشفستگی مرتبط می‌شود، که به شکل زیر تعریف خواهد شد

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} K \bar{S}_{ij} \quad 7-3$$

$K$  انرژی جنبشی اشفستگی<sup>۵</sup> را نشان میدهد که معادله آن بصورت زیر تعریف میشود.

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad 8-3$$

هنگامی این عبارات در معادله تنش رینولدز در چگالی ضرب می‌شوند، انرژی جنبشی اشفستگی و همچنین اشفستگی ناهمسانگرد را تعریف می‌کنند. این روش در بسیاری از سیستم‌ها با جریان آزاد برشی،

<sup>1</sup> instantaneous velocity

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

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

<sup>4</sup> strain rate.

<sup>5</sup> Kinetic energy of turbulence

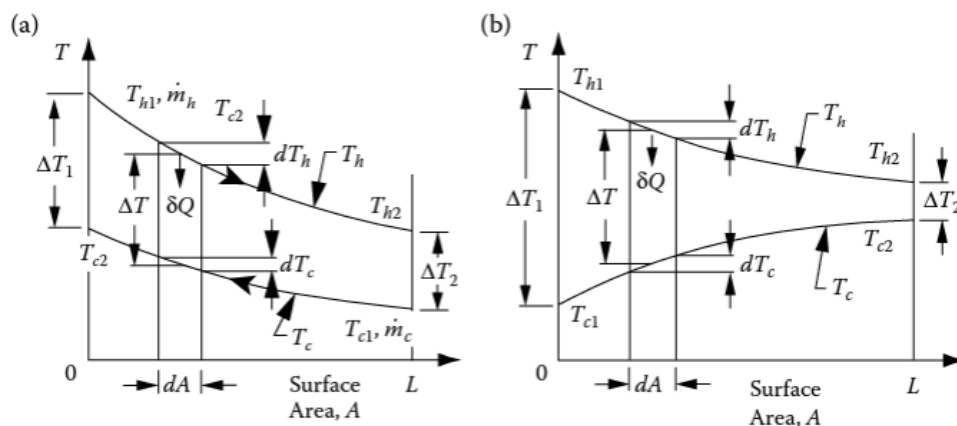


مانند مدل سازی لایه های اختلاط، جت ها، لایه های مرزی آشفته، جریان های کانالی و بسیاری از مسائل دیگر قابل اعمال است. معادله نرخ کرنش هم به صورت زیر تعریف می شود.

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right) \quad ۹-۳$$

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

اساس انتقال حرارت در مبدل های حرارتی، تفاوت دمای جریان های سرد و گرم است. در اکثر مبدل های حرارتی، جریان های سرد و گرم نسبت به یکدیگر هم جهت<sup>۱</sup> یا در خلاف جهت<sup>۲</sup> هم هستند. بسته به آرایش جریان ها نسبت به یکدیگر، نمودار تغییرات دمای جریان ها در طول یک مبدل مطابق شکل ۴-۳ است.



شکل ۴-۳ - نمودار تغییرات دمای سیال های سرد و گرم در یک مبدل برای جریان های (a) مخالف جهت (b) هم جهت [۳۳]

قانون اول ترمودینامیک، بیان کننده پایستاری انرژی است. انرژی نه به وجود می آید و نه از بین می رود. برای یک سیستم باز، در حالت پایا و با صرف نظر از انرژی پتانسیل و جنبشی سیال، می توان این قانون را به صورت زیر بیان کرد.

$$\Delta q = m \cdot dh \quad ۱۰-۳$$

که در آن  $\delta Q$  نرخ انتقال حرارت به المان سیال و  $h$  بیان کننده آنتالپی سیال است. با انتگرال گیری از معادله بالا می توان آن را به صورت ۱۱-۳ بازنویسی کرد:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) \quad ۱۱-۳$$

<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.

$$Q = m \cdot C_p (T_2 - T_1) \quad ۱۲-۳$$

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

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

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

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 خروج جریان از مبدل است. با صرف نظر از اتلاف حرارتی مبدل، این دو مقدار مطابق قانون اول ترمودینامیک با یکدیگر برابر خواهد بود:

$$m_c C_{p,c} (T_{in,c} - T_{out,c}) = m_h C_{p,h} (T_{in,h} - T_{out,h}) \quad ۱۵-۳$$

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:

$$\Delta T_{max} = T_{in,h} - T_{in,c} \quad ۱۶-۳$$

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.

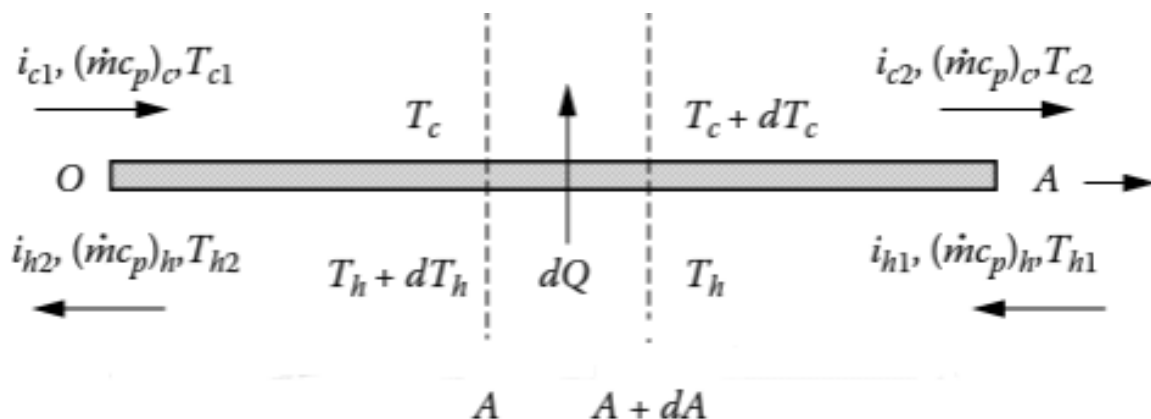
$$Q_{max} = \min(m_c C_{p,c}, m_h C_{p,h}) * (T_{in,h} - T_{in,c}) \quad ۱۷-۳$$

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.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m C_p (T_{in,c} - T_{out,c})}{Q_{max}} = \frac{m_h C_{p,h} (T_{in,h} - T_{out,h})}{Q_{max}} \quad ۱۸-۳$$

همانطور که در شکل ۳-۵ 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 ۳-۱۹ بیان می شود:

$$dQ = U(T_h - T_c)dA = -\dot{m}_{c_p h} dT_h = \dot{m}_{c_p h} dT_c \quad ۳-۱۹$$



شکل ۳-۵ المان مورد نظر برای بررسی انتقال حرارت در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار [۳۴]

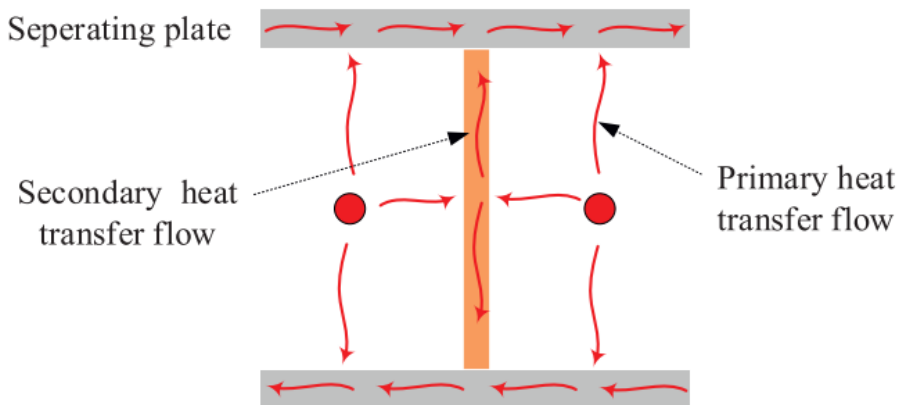
که در معادله ۳-۱۹  $U$  ضریب انتقال حرارت کلی<sup>۱</sup> مبدل حرارتی و  $A$  مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل است. با مرتب‌سازی و انتگرال‌گیری در طول مبدل حرارتی، رابطه بین دماهای ورودی و خروجی مبدل حرارتی، برای مبدل با جریان‌های مخالف جهت یکدیگر، از معادله ۳-۲۰ حاصل می شود:

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp \left[ UA \left( \frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right] \quad ۳-۲۰$$

در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، انتقال حرارت از سیال‌ها به وسیله دو سطح انجام می‌پذیرد. سطح اول، سطح صفحات جداکننده جریان‌ها از یک‌دیگر است که به سطح انتقال حرارت اولیه معروف است. سطح دوم، سطح تماس سیال با پره‌ها می‌باشد که به سطح انتقال حرارت ثانویه معروف است. این دو نوع انتقال حرارت در شکل ۳-۶ نمایش داده شده است. اضافه شدن سطوح ثانویه، باعث افزایش سطح تماس سیال و جامد می‌شود که منجر به بهبود انتقال حرارت می‌گردد. این افزایش انتقال حرارت، به صورت بازده کلی سطح<sup>۲</sup>، در روابط انتقال حرارت گنجانده شده است.

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

<sup>۲</sup> Surface Efficiency



شکل ۶-۳ سطوح انتقال حرارت اولیه و ثانویه [۳۵]

ارزیابی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت گرمایی مبدل حرارتی معمولاً بر مبنای پارامترهای  $f$  و  $j$  انجام می‌شود تا به ترتیب عملکرد انتقال حرارت و افت فشار را اندازه‌گیری کند. با مقایسه  $f$  و  $j$  می‌توان تأثیر پارامترهای ساختاری پره‌ها بر عملکرد مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار را بدست آورد. ضریب انتقال حرارت را از طریق معادله زیر بدست می‌آید

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

در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، بدلیل سطح تماس بیشتر سیال با جامد، افت فشار نسبت به مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای بدون پره، از اهمیت بیشتری برخوردار است. 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:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta\alpha A)_c} + \frac{1}{(\eta\alpha A)_h} \quad ۲۲-۳$$

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:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad ۲۳-۳$$

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:

<sup>۱</sup> heat transfer coefficient

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}\right)}{L \sqrt{\frac{2h}{tk_f}}} \quad ۲۴-۳$$

در رابطه فوق،  $L$  طول پره،  $t$  ضخامت پره و  $k_f$  ضریب انتقال هدایتی پره‌ها<sup>۱</sup> است.  $A_t$  و  $A_f$  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 ۲۶-۳ بدست می‌آید:

$$\alpha = \frac{j C_p G_m}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad ۲۵-۳$$

در رابطه فوق،  $C_p$  ظرفیت حرارتی<sup>۲</sup> سیال،  $G_m$  دبی جرمی<sup>۳</sup> سیال،  $Pr$  عدد بی‌بعد 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، عدد پرانتل و ضریب حرارتی 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>۴</sup>، جابجا شده و موجی<sup>۵</sup> توسعه یافته پیدا کرده است. انواع پره‌های به کار رفته در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در شکل ۷-۳ نمایش داده شده‌است. در این شکل،  $h$  ارتفاع،  $t$  ضخامت و  $p$  گام پره‌ها می‌باشد.

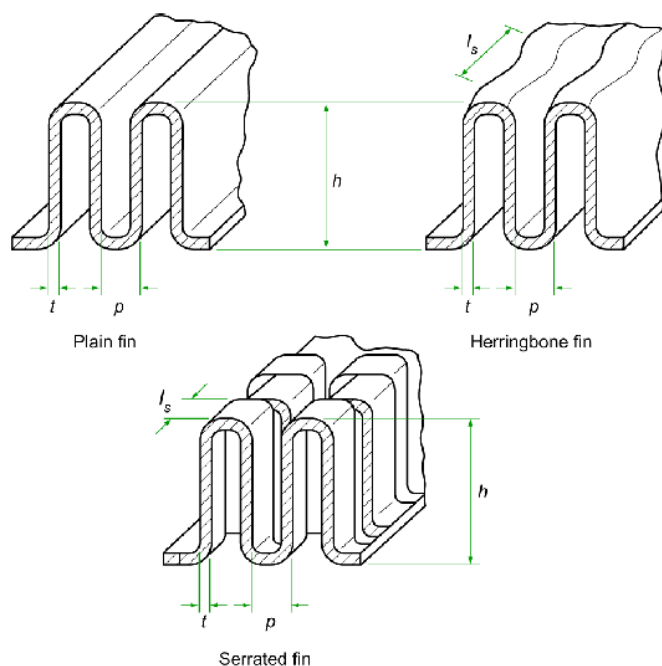
<sup>1</sup> thermal conductivity coefficient of the blades

<sup>2</sup> thermal capacity of the fluid

<sup>3</sup> mass flow rate of the fluid

<sup>4</sup> Plain Fins

<sup>5</sup> Wavy/Herringbone Fins



شکل ۷-۳ 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 ۲۷-۳ نمایش داده شده است.

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

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. 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 است که با استفاده از عدد ناسلت و عدد رینولدز و عدد پرنتل محاسبه می‌شود. این فرمول در تحلیل جابجایی حرارت استفاده می‌شود.

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

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad 28-3$$

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، می توان این عدد را نسبت ضخامت لایه مرزی سرعت به ضخامت لایه مرزی گرمایی دانست. این پارامتر در حل مسائل مربوط به انتقال حرارت در لایه های سیال بسیار کاربردی است.

عدد رینولدز یک کمیت بدون بعد است که در مکانیک سیالات برای پیش بینی الگوهای جریان در موقعیت های مختلف جریان سیال استفاده می شود. عدد رینولدز به عنوان نسبت نیروهای اینرسی به نیروهای ویسکوز در جریان سیال تعریف می شود.

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu} \quad 29-3$$

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:

$$h_c = \frac{1}{\eta_0 \left( \frac{1}{k} - \frac{b}{A_S} \cdot \frac{A}{2A_{W,cp}} \right)} \quad 30-3$$

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

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m} \quad 31-3$$

میانگین دمای تفاضلی لگاریتمی به صورت زیر محاسبه می شود

$$\Delta t_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \left( \frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \right)} \quad 32-3$$

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

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_2}{A} (1 - \eta_{f,id}) \quad 33-3$$

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:

$$A = 2[l(h - t) + l(s - t) + t(h - t)] + t(s - 2t) \quad 34-3$$

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

$$A_2 = 2l(h - t) + 2t(h - t) + t(s - 2t) \quad ۳۵-۳$$

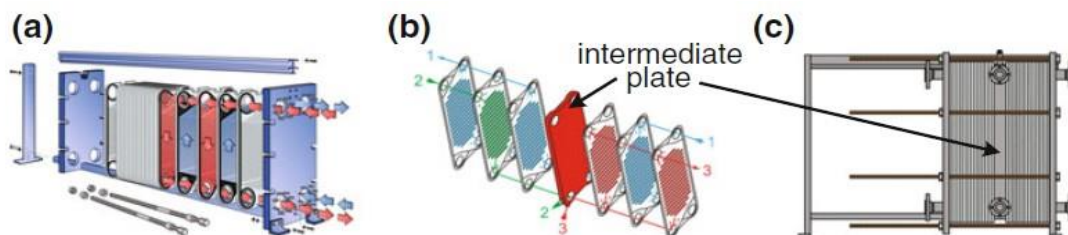
در اینجا  $\eta_{f,id}$  - پره در کانال پره است که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{f,id} = \frac{th \left( \frac{1}{2} mh \right)}{\frac{1}{2} mh'} \quad ۳۶-۳$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_c}{\lambda_s t'}} \quad ۳۷-۳$$

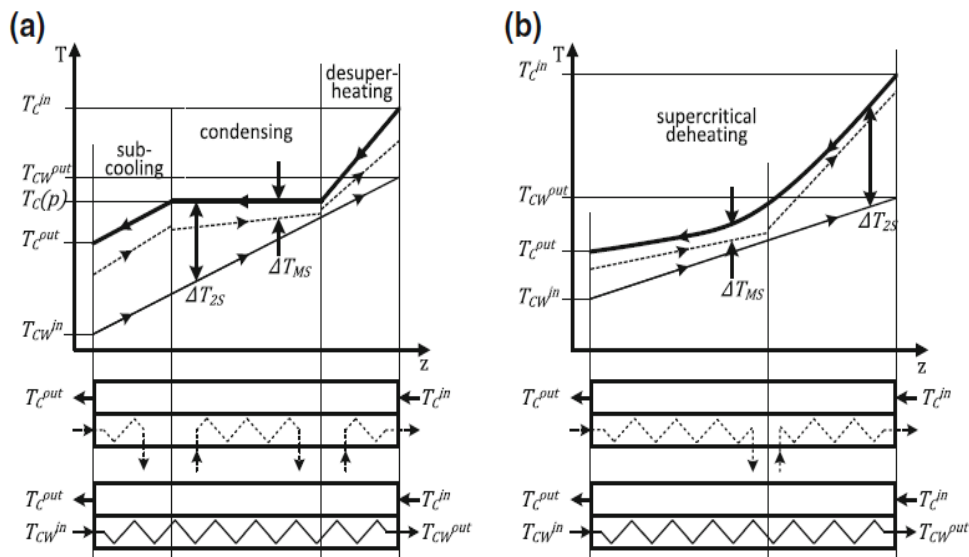
### ۳-۵-۲- مبدل حرارتی صفحه ای پره دار با جریان دو فاز:

در یک مبدل حرارتی معمولاً دو جریان سیال مشاهده می‌شود، یکی سیال فرایندی است که حالت ترمودینامیکی آن باید به روشی مشخص توسط کاربرد در مبدل حرارتی تغییر کند، و دیگری سیال جانبی برای خنک‌سازی یا گرم‌سازی است. مبدل‌های حرارتی چندجریانه به‌طور مطلوب به عنوان مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره دار طراحی می‌شوند و به دلیل انعطاف‌پذیری و فشردگی این نوع مبدل حرارتی مطابق شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است. یک ترتیب مبدل حرارتی صفحه‌ای چندجریانه که بار حرارتی را به دو سیال جانبی تقسیم می‌کند به‌طور شماتیک در شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است. که در آن یک صفحه میانی برای جدا کردن سیال‌های جانبی استفاده می‌شود. مبدل حرارتی صفحه‌ای؛ همان‌طور که در شکل ۳-۸۸ نشان داده شده است، امکان ساخت یک دستگاه چندجریانه فشرده و مقرون‌به‌صرفه را فراهم می‌کند که دارای حجم سیال بسیار کم با بازده انتقال حرارت بالا و قیمت رقابتی است. یک دلیل مهم برای انتخاب مبدل حرارتی صفحه‌ای چندجریانه، انعطاف‌پذیری این دستگاه است. مساحت سطح انتقال حرارت می‌تواند با اضافه یا حذف صفحات به شرایط جدید تطبیق داده شود و فرایند‌های چندجریانه به راحتی با اضافه کردن صفحات میانی؛ ایجاد شوند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، قابلیت برقراری انتقال حرارت بین چند جریان را به صورت همزمان دارند. در مبدل‌های چند جریانه، دمای ورودی و خروجی جریان‌های سرد با یکدیگر و جریان‌های گرم با یکدیگر لازماً برابر نمی‌باشد؛ هر کدام بسته به طراحی خود، دمای ورود و خروجی متفاوتی می‌تواند داشته باشد.



شکل ۳-۸۸ یک گرمکن صفحه‌ای معمولی، b, c یک گرمکن صفحه‌ای دو جریانه [۳۵]

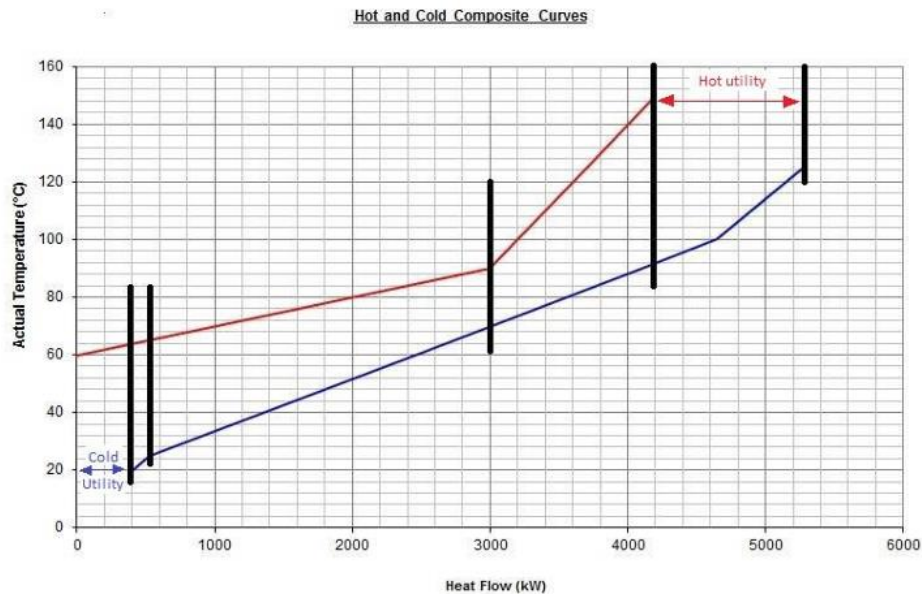




شکل ۹-۳ نمودار دما در یک گرمکن مبادل حرارت در مراحل مایع، دوفازه و گازی در منطقه فوق بحرانی [۳۵]

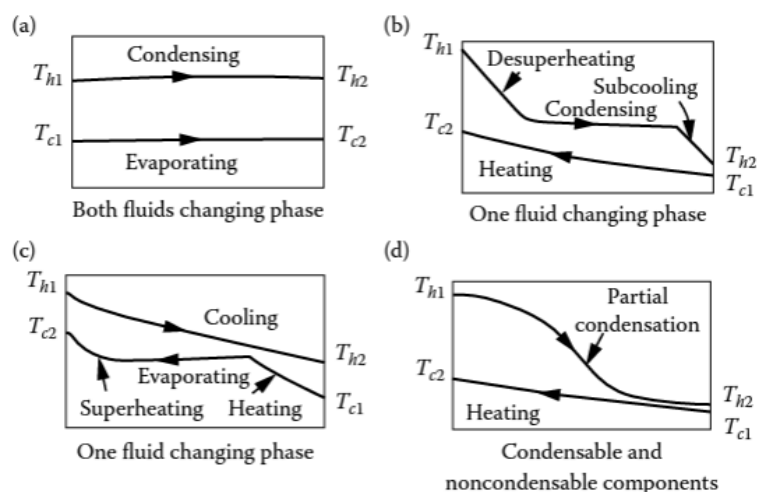
شکل ۹-۳ a از یک طرف وضعیت استاندارد با یک سیال جانبی را نشان می دهد و از طرف دیگر یک وضعیت چندجریانیه با سه سیال جانبی را نشان می دهد. نمودار دما به صورت شماتیک در شکل ۹-۳ نشان داده شده است. به طوری که  $T_C$  دمای جریان فرایندی متراکم شونده را نشان می دهد و  $T_{CW}$  دمای جریان سیال جانبی آب خنک کننده را نشان می دهد. یک وضعیت دیگر که در آن یک دستگاه چندجریانیه مطلوب را نشان می دهد؛ در شکل ۹-۳ b نشان داده شده است. اگر تغییر قابل توجهی در ظرفیت گرمایی جریان محصول به وجود آید؛ ممکن است برای جریان های سیال که در واحدهای تبرید کربن دی اکسید دیده می شود نیز صحیح باشد و لذا وضعیت نشان داده شده در شکل ۹-۳ b ممکن است رخ دهد.

همچنین در این وضعیت، تقسیم جریان سیال جانبی، تطابق بهتری با پروفیل های دما فراهم می کند. با تفکیک جریان های انرژی به بیش از یکی، می توان دمای جریان گرم یا سرد را به طور کامل به شرایط حرارتی کلی تنظیم کرد. بنابراین منحنی ترکیبی برای تجزیه و تحلیل ادغام حرارتی می تواند به بهترین شکل تنظیم شده و با تطبیق بهتری ارائه شود. یک جریان خنک کننده تغییر یافته ممکن است برای منحنی ترکیبی مفید باشد.



شکل ۳-۱۰ منحنی ترکیب برای یک مبدل ۵ جریان [۳۶]

همان‌طور که از شکل ۳-۱۰ 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 و به تبع آن، ضریب کلی انتقال حرارت بین جریان سرد و گرم در طول مبدل تغییر کند. شکل ۳-۱۱ حالت‌های مختلفی که در آن می‌توان این تغییرات خواص را مشاهده کرد نشان داده شده‌است.



شکل ۳-۱۱ 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 ضریب انتقال حرارت مناسب 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 با فرض ضریب انتقال حرارت ثابت، در هر بخش، قابل اعمال باشد. این تغییرات، بخصوص در مواردی که جریان چند جزئی در حال تغییر فاز (مثلاً مایع‌سازی گاز طبیعی) می‌باشد، شدیدتر گردد.

### ۳-۶- روش حل عددی :

معادلات حاکم بر جریان اشغته در حالت سه بعدی و پایا شامل معادله پیوستگی؛ معادلات برداری؛ منتوم؛ به روش عددی گسسته سازی و حل می‌شوند. در این پژوهش این معادلات به روش حجم محدود گسسته سازی و حل شده اند. از الگوریتم ژنتیک برای حل معادلات کوپل شده سرعت فشار استفاده می‌شود. روش حجم محدود یکی از قدرتمندترین روش‌های عددی برای شبیه‌سازی جریان سیالات و انتقال حرارت است که در تحلیل مسائل صنعتی مانند مبدل‌های حرارتی کاربرد گسترده‌ای دارد. این روش با تقسیم دامنه مسئله به حجم‌های کنترلی کوچک و اعمال معادلات بقای جرم، تکانه و انرژی به صورت انتگرالی روی این حجم‌ها، دقت بالایی در حفظ اصول فیزیکی ارائه می‌دهد. این ویژگی به‌ویژه در مسائل پیچیده‌ای که شامل جریان‌های چندجزئی و چندفازی هستند، نقش کلیدی دارد. روش‌های عددی مختلفی برای حل مسائل جریان سیال و انتقال حرارت وجود دارد که هر کدام ویژگی‌ها و کاربردهای خاص خود را دارند. روش تفاضل محدود با تقریب زدن مشتقات معادلات دیفرانسیل به صورت تفاضلی ساده عمل می‌کند و اجرای آن آسان است، اما در مسائل پیچیده با هندسه‌های نامنظم محدودیت‌هایی دارد. روش المان محدود با استفاده از المان‌های هندسی کوچک، مانند مثلث‌ها و چهارضلعی‌ها، توانایی مدل‌سازی دقیق‌تری در هندسه‌های پیچیده فراهم می‌کند ولی به دلیل نیاز به محاسبات سنگین و پیچیدگی تنظیمات، استفاده از آن در کاربردهای صنعتی کمتر متداول است. در مقابل، روش حجم محدود با استفاده از حجم‌های کنترلی، تعادل دقیقی بین سادگی اجرا، دقت عددی، و توانایی تطبیق با هندسه‌های پیچیده ایجاد می‌کند.

در این تحقیق، روش حجم محدود به دلیل ویژگی‌های منحصربه‌فرد آن برای تحلیل و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده شده است. یکی از مهم‌ترین دلایل این انتخاب، توانایی این روش در مدل‌سازی جریان‌های چندجزئی و چندفازی است که در مبدل‌های حرارتی به طور گسترده وجود دارند. علاوه بر این، ساختار پیچیده مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار شامل پره‌ها و کانال‌های متعدد، نیاز به روشی دارد که بتواند به‌طور دقیق توزیع جریان و انتقال حرارت را شبیه‌سازی کند. روش حجم محدود با بهره‌گیری از شبکه‌های نامنظم و محلی‌سازی معادلات بقای انرژی و جرم در هر حجم کنترلی، این نیاز را به خوبی برآورده می‌کند.

یکی دیگر از مزایای این روش، توانایی پیش‌بینی دقیق افت فشار و ضریب انتقال حرارت است که برای بهینه‌سازی طراحی مبدل‌ها ضروری است. این ویژگی در کنار سازگاری آن با نرم‌افزارهای صنعتی مانند انسیس، امکان اجرای تحلیل‌های پیچیده و ترکیب آن‌ها با تکنیک‌های بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک

را فراهم می‌آورد. در این پژوهش، ترکیب روش حجم محدود با ابزارهای بهینه‌سازی چندهدفه توانسته است عملکرد حرارتی مبدل را بهبود بخشد و نتایج دقیق و قابل اعتمادی ارائه دهد. این روش به دلیل دقت بالا در تحلیل جریان‌های آشفته، کاهش هزینه‌های آزمایشگاهی، و توانایی بررسی اثر پارامترهای مختلف هندسی بر عملکرد مبدل، به‌عنوان یکی از مؤثرترین ابزارها برای تحقیق حاضر انتخاب شده است. نتایج حاصل از این شبیه‌سازی‌ها، نقش کلیدی این روش را در بهینه‌سازی و طراحی مبدل‌های حرارتی نشان می‌دهند. [۳۷]

### ۳-۷- شرایط مرزی حاکم :

شرایط مرزی حاکم بر پژوهش حاضر برای تحلیل و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت در مبدل حرارتی پره‌دار نامنظم به گونه‌ای تعریف شده‌اند که تمامی جنبه‌های فیزیکی و حرارتی مرتبط با مسأله را پوشش دهند. در این شبیه‌سازی، پارامترهای متعددی نظیر دما، سرعت، فشار و ویژگی‌های ترمودینامیکی و هیدرولیکی سیالات مختلف در ورودی و خروجی مبدل تعریف می‌شوند. در ورودی کانال میانی، که جریان گرم از آن وارد مبدل می‌شود، 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 می‌شود و فرض می‌شود که مؤلفه‌های عمودی و عرضی سرعت، یعنی  $U$  و  $W$ ، صفر هستند تا نشان‌دهنده جریان موازی در کانال باشد. فشار ورودی نیز به عنوان  $P_{h,in} = 0.2MPa$  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  $P_{c,in} = 0.15MPa$  در نظر گرفته شده است .

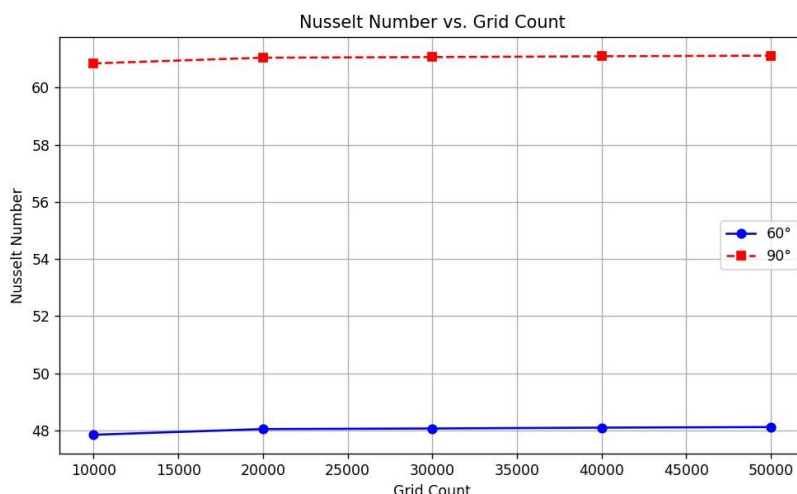
در خروجی تمامی گذرگاه‌های مبدل، فشار ثابت و برابر  $P_{out} = 0.1MPa$  تعریف شده است تا جریان سیال به طور کامل از مبدل عبور کند. دمای خروجی جریان گرم از کانال میانی به عنوان  $T_{h,out}$  و دمای خروجی جریان سرد از کانال‌های بالا و پایین به ترتیب به عنوان  $T_{c,out}$  مشخص شده‌اند. دمای خروجی جریان گرم از کانال میانی برای زاویه  $60^\circ$  درجه برابر با  $T_{60,out,h} = 363K$  و برای زاویه  $90^\circ$  درجه برابر با  $T_{90,out,h} = 347K$  تعریف شده است. دمای خروجی جریان سرد از کانال بالا و پایین برای زاویه حمله  $60^\circ$  درجه برابر با  $T_{60,out,c} = 323K$  و برای زاویه  $90^\circ$  درجه برابر با  $T_{90,out,c} = 330K$  مشخص شده است .

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:

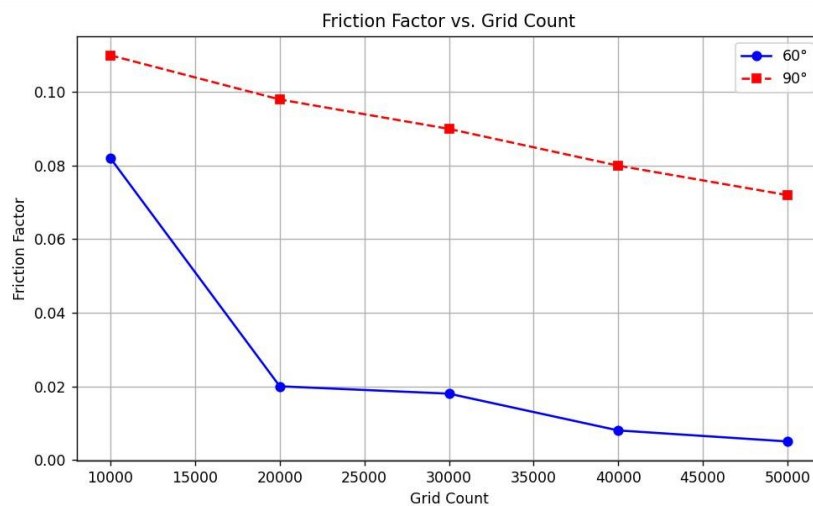
- ۱- جریان سیال در کانال‌ها به صورت لایه‌ای فرض شده است و توزیع دما و سرعت سیال در سطح مقطع کانال به طور یکنواخت است. این فرض به ساده‌سازی محاسبات کمک می‌کند و جریان را به گونه‌ای مدل می‌کند که در طول کانال‌ها به خوبی مخلوط می‌شود.
- ۲- انتقال حرارت طولی در صفحات جداکننده کانال‌ها نادیده گرفته می‌شود 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.
- ۳- 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.

### ۳-۸- روش حل عددی و مطالعه تعداد شبکه :

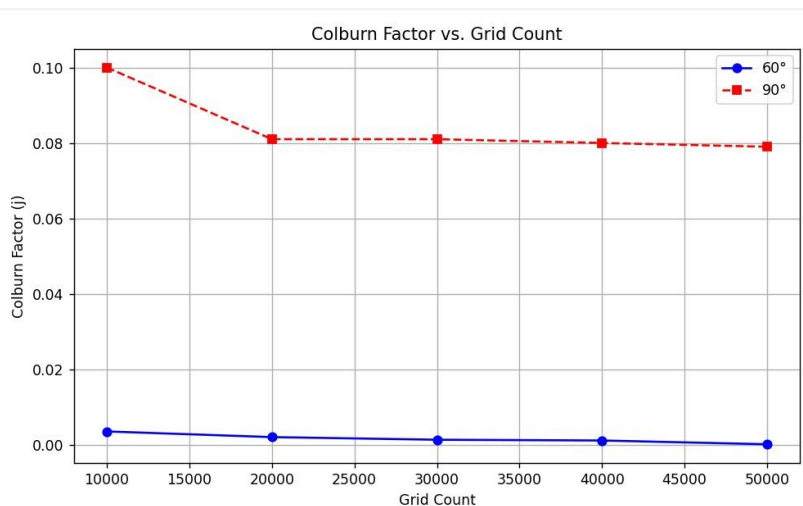
به منظور افزایش دقت و کیفیت نتایج اراعه شده در پژوهش پیش رو مطالعه شبکه صورت گرفته شده است. نمودارهای شکل (۳-۱۲)؛ (۳-۱۳)؛ (۳-۱۴) تاثیر تعداد شبکه انتخاب شده و تغییرات نتایج میدان حل عددی بر روی عدد ناسلت؛ ضریب کالبرن؛ و ضریب اصطکاک برای فین با زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش داده شده است. تعداد شبکه سازمان یافته از تعداد  $(1 \times 10^4)$  تا  $(5 \times 10^4)$  تغییر داده شده است. از آنجا که تغییرات تعداد شبکه بر روی پارامترهای انتقال حرارت و افت فشار تاثیر گذار است. تغییرات پارامترهای عدد ناسلت متوسط بر روی دیواره مبدل حرارتی؛ ضریب اصطکاک و ضریب کالبرن به عنوان مرجع برای تغییرات سایر پارامترهای انتقال حرارت و جریان سیال مورد بررسی است.



شکل ۳-۱۲ - مطالعه انجام شده برای عدد ناسلت در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه



شکل ۳-۱۳ - مطالعه انجام شده برای ضریب اصطکاک در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه



شکل ۳-۱۴ - مطالعه انجام شده برای ضریب کالبرن در بازه عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

## فصل چہارم

## نتائج و بحث

#### ۴-۱- مقدمه:

در این فصل به مطالعه عددی برای استفاده از مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار جهت بررسی شار گرمایی و سایر 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 در زاویه های مختلف در محدوده 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 است. 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 دندانه دار 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 - معرفی روند بهینه سازی مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار :

با توجه به اهمیت روزافزون افزایش بازده حرارتی و کاهش ابعاد تجهیزات در سامانه های انتقال حرارت، مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار به عنوان یکی از گزینه های بهینه در کاربردهای صنعتی چندفازی و چندجزئی مطرح می شوند. پیچیدگی ساختار جریان های چندجریان و رفتارهای ترمودینامیکی متغیر در حضور ترکیبات مختلف، طراحی این نوع مبدل ها را مستلزم بهره گیری از روش های پیشرفته عددی و ابزارهای تحلیل مهندسی دقیق می سازد. در این راستا، به منظور تحلیل عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مبدل، از رویکردهای بهینه سازی چندهدفه مبتنی بر الگوریتم های فرابتکاری همچون الگوریتم ژنتیک و بهینه سازی ازدحام ذرات استفاده می گردد تا ساختار هندسی بهینه با در نظر گرفتن هم زمان معیارهایی چون بازده حرارتی، افت فشار و تولید آنتروپی حاصل شود. در مجموع، ترکیب تکنیک های عددی، ابزارهای شبیه سازی مهندسی و الگوریتم های بهینه سازی، بستر مناسبی را برای توسعه چارچوب طراحی پیشرفته مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار در سیستم های چندجزئی پیچیده فراهم می سازد.

<sup>1</sup> Ansys Fluent

<sup>2</sup> Finite difference method



## ۴-۲-۱- چالش‌های بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی چندفاز با چند هندسه پره متفاوت:

به دلیل عدم توسعه روابط یک‌بعدی، برای ضرائب کالبرن و اصطکاک برای مبدل‌های حرارتی چندجریانه چندفازی، می‌توان از روابط ارائه شده در بخش ۳-۵-۱ برای تحلیل این مبدل‌ها استفاده کرد. همچنین، 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  $j$  برای منحنی جریان‌های حاصل بدلیل استفاده از ابعاد مختلف پره برای جریان‌های مختلف، امکان پذیر نمی‌باشد. منحنی ترکیب، تمامی جریان‌های گرم و تمامی جریان‌های سرد را به مانند یک جریان گرم و یک جریان سرد در نظر می‌گیرد و به این دلیل، در این روش امکان تفکیک جریان‌ها از هم برای بررسی پره‌های متفاوت در هر کدام امکان پذیر نیست. در نتیجه برای تحلیل این مبدل‌ها نیاز به تحلیل عددی مبدل و تحلیل لایه به لایه این مبدل‌ها می‌باشد. از طرفی به دلیل چند فازی بودن جریان‌ها و نیز چند جزئی بودن سیال، نیاز به استفاده از روابط تعادل فاز و معادلات حالت برای استخراج خواص ترموفیزیکی جریان‌ها در هر مقطع می‌باشد.

## ۴-۲-۲- روش بهینه‌سازی :

همانطور که در بخش ۳-۵-۱ بررسی شد، فعالیت‌های بسیاری در جهت بهینه‌سازی عملکردی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار صورت پذیرفته‌است. اغلب پژوهش‌های ذکر شده از روابط یک بعدی برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار استفاده کرده‌اند. این روابط، بر حسب ابعاد مختلف پره مورد استفاده بیان می‌شود. با اعمال الگوریتم‌های بهینه‌سازی بر روابط یک بعدی، می‌توان برای توابع هدف مختلف مانند عملکرد حرارتی، افت فشار، وزن و یا موارد دیگر، مقادیر بهینه ابعاد پره بدست آید. در تحلیل و طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، دستیابی به شرایط عملکرد بهینه از اهمیت بالایی برخوردار است. به خصوص زمانی که متغیرهای طراحی و شرایط عملیاتی متعددی در مسئله دخیل باشند، استفاده از روش‌های بهینه‌سازی به منظور یافتن پاسخ مناسب در بازه زمانی محدود ضروری است. این روش‌ها را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم‌بندی کرد [۳۸]:

- **روش‌های مبتنی بر ریاضیات:** در این روش‌ها، فرآیند بهینه‌سازی بر پایه مدل‌سازی ریاضی از مسئله و استفاده از الگوریتم‌هایی نظیر گرادیان نزولی<sup>۱</sup>، گرادیان مزدوج<sup>۲</sup> و لونبرگ-مارکوارت<sup>۳</sup> انجام می‌گیرد. این الگوریتم‌ها با استفاده از مشتق‌گیری از تابع هدف، به صورت نظام‌مند به سمت نقطه بهینه حرکت می‌کنند. مزیت اصلی این روش‌ها دقت بالا و همگرایی مشخص است، اما در مسائل پیچیده با چندین نقطه بهینه محلی ممکن است عملکرد مطلوبی نداشته باشند.

<sup>1</sup> Steepest Descent Method

<sup>2</sup> Conjugate Gradient Method

<sup>3</sup> Levenberg-Marquardt Method

- روش‌های فرا ابتکاری<sup>۱</sup> الهام گرفته از طبیعت: این روش‌ها بر اساس پدیده‌ها و فرآیندهای طبیعی توسعه یافته‌اند و قابلیت بالایی در حل مسائل غیرخطی، چندهدفه و با فضای جست‌وجوی وسیع دارند. الگوریتم‌های بهینه‌سازی ژنتیک، توده ذرات، روش جست و جوی ممنوعه<sup>۲</sup> از دسته روش‌های فرا ابتکاری هستند. گرچه این روش‌ها تضمینی برای رسیدن به بهترین جواب مطلق ندارند، اما در عمل برای مسائل مهندسی پیچیده نتایج قابل قبولی ارائه می‌دهند. به منظور بهینه‌سازی فرآیند ابتدا لازم است، تابع هدف<sup>۳</sup> و قیود مسئله را تعریف کرد تا الگوریتم بهینه‌سازی در چهارچوب قیود تعیین شده برای متغیرهای بهینه‌سازی، کمینه مقدار تابع هدف را در فضای جست و جو بدست آورد. در ادامه به تعریف تابع هدف و قیود پرداخته می‌شود. در این تحقیق، از الگوریتم ژنتیک به عنوان یک روش فرا ابتکاری برای بهینه‌سازی طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی استفاده شده است. ویژگی اصلی این روش، قابلیت انعطاف بالا و امکان رسیدن به چندین پاسخ بهینه در فضای جست‌وجو است. [۳۸]

#### ۴-۲-۱- تابع هدف :

در این پژوهش، برای ارزیابی هم‌زمان معیارهای مختلف عملکردی شامل انتقال حرارت، افت فشار، هزینه عملیاتی و راندمان حرارتی در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، یک تابع هدف ترکیبی تعریف شده است. در فرآیند بهینه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، تعریف تابع هدف مناسب یکی از مراحل اساسی به‌شمار می‌آید. تابع هدف باید به گونه‌ای طراحی شود که اهداف حرارتی، هیدرولیکی و اقتصادی به‌صورت هم‌زمان در نظر گرفته شوند.

این تابع شامل چهار جزء اصلی است که به ترتیب بیانگر انتقال حرارت؛ راندمان حرارتی؛ افت فشار و هزینه سالیانه عملیاتی مبدل می‌باشند. برای مقایسه این معیارها، هر یک از آن‌ها نسبت به مقدار مرجع خود نرمال‌سازی شده‌اند و سپس با ضرایب وزنی مشخص ترکیب شده‌اند. تابع هدف کلی به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$F = W_1 \cdot \left(\frac{1}{Nu}\right) + W_2 \cdot \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_{ref}}\right) + W_3 \cdot \left(\frac{C_{op}}{C_{op,ref}}\right) + W_4 \cdot \left(\frac{1}{\eta}\right) \quad - ۱-۴$$

که در آن :

$Nu$ : عدد ناسلت (نماینده نرخ انتقال حرارت)

$\Delta P$ : افت فشار در مبدل

$C_{op}$ : هزینه عملیاتی

$\eta$ : راندمان حرارتی

( $W_1$  تا  $W_4$ ): ضرایب وزنی نرمال شده برای هر تابع هدف

<sup>1</sup> Metaheuristic Optimization Methods

<sup>2</sup> Tabu Search

<sup>3</sup> Objective/Fitness Function

در فرآیند بهینه‌سازی ، تعیین ضرایب وزنی توابع هدف به صورت کمی، نقش کلیدی در دقت نتایج دارد. برای تعیین ضرایب وزنی از روش امتیاز معکوس استفاده شده است. روش امتیاز معکوس یکی از روش‌های رایج برای تعیین وزن نسبی توابع هدف در بهینه‌سازی چندمعیاره است. در این روش، فرض بر آن است که هر چه مقدار تابع هدف بزرگ‌تر باشد، وزن کمتری باید به آن اختصاص یابد؛ زیرا بهبود آن دشوارتر است یا تأثیر کمتری بر عملکرد نهایی دارد. این روش بر پایه اصل معکوس‌سازی مقدار تابع هدف و سپس نرمال‌سازی نتایج استوار است.

مراحل به‌کارگیری این روش در این پژوهش به شرح زیر است:

### مرحله اول: مقداردهی اولیه توابع هدف

مقادیر اولیه از نتایج شبیه‌سازی عددی برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه و عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ به‌دست آمده‌اند. این اطلاعات از فصل سوم و چهارم پایان‌نامه استخراج شده‌اند. مقدار عدد ناسلت برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه با توجه به مقادیر موجود در شکل ۴-۷ بدست می‌آید. مقدار افت فشار برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه با توجه به مقادیر موجود در شکل ۴-۹ برابر بدست می‌آیند. مقدار افت هزینه عملیاتی نرمال شده برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه با توجه به مقادیر موجود در شکل ۴-۱۰ = بدست می‌آیند. راندمان حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه با توجه به مقادیر موجود در سرفصل ۳-۷ و اطلاعات دمایی موجود در آن سرفصل بدست می‌آیند.

پارامتر	زاویه ۶۰ درجه	زاویه ۹۰ درجه
عدد ناسلت	۴۸/۱۲	۶۱/۱۲
معکوس عدد ناسلت	۰/۰۲۰۷	۰/۰۱۶۳۶
افت فشار در رینولدز (۱۰۰۰۰)	۲۱۰	۲۹۰
افت فشار نرمال شده	۰۰/۴۲	۰۰/۵۸
هزینه عملیاتی	۱۷۵	۲۷۵
هزینه عملیاتی نرمال شده	۰۰/۳۸۹	۰۰/۶۱۱
راندمان حرارتی	۰/۳	۰/۳۷
معکوس راندمان	۳/۳۳	۲/۷۰۲۷

جدول ۴-۱- مقداردهی اولیه توابع هدف برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

### مرحله دوم: محاسبه امتیاز معکوس

برای هر مقدار اولیه تابع هدف  $f_i$ ، یک امتیاز معکوس  $\Phi_i$  محاسبه می‌شود که بیانگر اهمیت نسبی آن تابع است. مقدار امتیاز معکوس به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\phi_i = \frac{1}{f_i}$$

۲-۴

تابع	$\phi_i(60)$	$\phi_i(90)$
$f_1$	۴۸/۱۲	۶۱/۱۲
$f_2$	۲/۳۸۰۹	۱/۷۲۴۱
$f_3$	۲/۵۷۰۶	۱/۶۳۶۶
$f_4$	۰/۳۳	۰/۳۷

جدول ۲-۴- محاسبه امتیاز معکوس برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

مرحله سوم : محاسبه ضرایب وزنی نهایی ( $W_i$ ):

در این مرحله، امتیازهای معکوس نرمال سازی می شوند تا مجموع آن ها برابر با یک شود. این نرمال سازی به صورت زیر انجام می گیرد:

$$W_i = \frac{\phi_i}{\sum \phi_i} \quad ۳-۴$$

به این ترتیب، ضرایب وزنی نهایی به صورت نسبی مشخص می شوند و بیانگر سهم اهمیت هر تابع هدف در کل تابع ترکیبی هستند. جدول زیر مقادیر محاسبه شده را نشان می دهد:

تابع	$W_i(60)$	$W_i(90)$
$W_1$	۰/۹۰۱۰	۰/۹۴۲۴۷
$W_2$	۰/۰۴۴۶۹	۰/۰۲۶۵۸۷
$W_3$	۰/۰۴۸۱۴۰	۰/۰۲۵۲۳۷۶
$W_4$	۰/۰۰۶۱۷۹	۰/۰۰۵۷۰۵۴۱۲۵۹

جدول ۳-۴ - محاسبه ضرایب وزنی نهایی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

در این پژوهش، ضرایب وزنی به صورت کمی بر اساس روش امتیاز معکوس تعیین شده اند و مقادیر آن ها در جدول ۳-۴ برای زوایای مختلف آمده است . پس از محاسبه دقیق ضرایب وزنی به روش فوق، تابع هدف نهایی به صورت کامل مشخص شده است. الگوریتم ژنتیک با استفاده از این تابع، مجموعه ای از هندسه های مختلف را تولید کرده و عملکرد آن ها را بر اساس تابع هدف ارزیابی کرده است. در نهایت،

حالت‌هایی که مقدار تابع هدف کلی آن‌ها کمینه شده، به‌عنوان پیکربندی‌های بهینه شناسایی شده‌اند. بنابراین، فرآیند بهینه‌سازی به‌صورت کاملاً عددی، ساختاریافته و معتبر انجام شده است.

زاویه ۶۰ درجه به‌دلیل ایجاد توازن بهتر میان انتقال حرارت، افت فشار و راندمان حرارتی، عملکرد کلی بهینه‌تری نسبت به زاویه ۹۰ درجه دارد. این زاویه با کاهش قابل توجه در افت فشار و هزینه پمپاژ، در عین حفظ سطح مناسبی از انتقال حرارت، گزینه مناسب‌تری برای طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار در جریان‌های چندجزئی محسوب می‌شود

#### ۴-۲-۲-۲- قیود مساله :

در هر مساله بهینه‌سازی، ممکن است قید یا قیودی وجود داشته باشد که جواب‌های ممکن برای مساله را محدود کند. در بهینه‌سازی مبدل حرارتی، محدودیت‌هایی مانند طول، عرض، ارتفاع و ضخامت پره‌ها که باید در بازه‌های قابل ساخت باشند، اعمال می‌شوند. فشار درون مبدل نباید از حد طراحی فراتر برود. دمای خروجی نیز نباید از مقدار مشخصی بیشتر یا کمتر شود. لازم است که حداقل میزان انتقال حرارت تأمین شود. همچنین، برای اطمینان از رژیم جریان دلخواه (مثلاً آشفتگی یا آرام بودن)، محدودیت عدد رینولدز در نظر گرفته شود. علاوه بر این، افت فشار مجاز باید کنترل شود تا از افزایش مصرف انرژی جلوگیری گردد. در نهایت، محدودیت‌هایی مانند حداقل فاصله بین پره‌ها، جنس مواد، و استحکام مکانیکی نیز باید رعایت شوند.

#### ۴-۲-۲-۳- پارامترهای بهینه سازی :

برای بهینه‌سازی ساختار مبدل حرارتی صفحه‌ای پره دار؛ باید به تحلیل هندسه پره‌ها، مشخصات جریان سیال، و تأثیر متقابل آن‌ها بر انتقال حرارت پرداخت. مطابق بخش ۳-۳، این پره‌ها با ۳ مشخصه گام  $p$ ، ارتفاع  $h$  و ضخامت  $t$  مشخص می‌شود. به‌جای مشخصه گام، از فرکانس  $f$  پره استفاده می‌شود. این مشخصه تعداد تکرار پره در هر متر را نشان می‌دهد. در نتیجه می‌توان این مشخصه را از طریق رابطه زیر به گام مرتبط کرد. در این رابطه واحد گام  $p$  میلی‌متر و  $f$  بر حسب تعداد بر متر است.

$$f = \frac{1000}{p} \quad ۴-۴$$

مشخصه دیگری که در این پژوهش مورد استفاده قرار می‌گیرد، عرض مبدل است. عرض مبدل از دو طریق بر انتقال حرارت و افت فشار تأثیر گذار است. از طریق تغییر در مساحت سطح انتقال حرارت در واحد طول مبدل که رابطه مستقیم با عرض مبدل دارد، و همچنین از طریق افزایش مقطع جریان آزاد، که با تأثیر بر رینولدز جریان، انتقال حرارت را تحت تأثیر قرار خواهد داد.

زاویه حمله پره‌ها، مشخصه‌ای دیگر در طراحی است که جریان سیال را به سمت سطح پره هدایت می‌کند و جریان‌های ثانویه ایجاد می‌کند. این جریان‌ها نه تنها باعث شکستن لایه مرزی حرارتی می‌شوند، بلکه موجب انتقال حرارت بیشتر می‌گردند.

در این پژوهش، به جای استفاده از داده‌های تجربی، از شبیه‌سازی‌های عددی برای تحلیل شرایط مختلف استفاده شده است. نتایج این تحلیل نشان داده که انتخاب بهینه ضخامت پره‌ها و فاصله بین آن‌ها تأثیرات زیادی بر انتقال حرارت و افت فشار دارد.

#### ۴-۲-۲-۴- روش بهینه سازی الگوریتم ژنتیک :

این روش بهینه‌سازی در سال ۱۹۷۵ میلادی توسط هالند [۳۹]، در مسائل عمل به کار گرفته شد و سر منشاء رواج آن در مسائل مهندسی گردید. این روش، الهام گرفته از مفاهیم انتخاب طبیعی<sup>۱</sup> و بقای اصلح<sup>۲</sup> و تکامل ژنتیکی گونه‌ها<sup>۳</sup> که در نظریه تکامل داروین<sup>۴</sup> بیان شده‌اند، پایه‌ریزی شده است. در انتخاب طبیعی، گونه‌های شایسته‌تر، بیشترین شانس را برای زنده ماندن در مقایسه با گونه‌های ضعیف‌تر دارند. تمامی گونه‌ها، از واحدهایی به نام ژن تشکیل شده‌اند. این ژن‌ها از واحدهای کوچک‌تری به نام کروموزوم تشکیل شده‌اند که خواص آن را بیان می‌کند. ژن‌ها در تعامل با یکدیگر می‌توانند به تبادل کروموزوم‌ها و تولید یک ژن جدید بپردازند. به این فرآیند، تقاطع<sup>۵</sup> می‌گویند. همچنین ممکن است برخی از ژن‌ها به صورت تصادفی، دچار تغییر در ساختار خود شوند. به این فرآیند، جهش<sup>۶</sup> اطلاق می‌شود. این دو فرآیند منطبق با تعاریف جهش و وراثت، در تولید نسل جدید گونه‌ها می‌باشد.

در بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک، ابتدا یک جمعیت از داده‌ها تولید می‌شود. به هر کدام از این داده‌ها، بر اساس تابع هدف، یک مقدار شایستگی تخصیص می‌شود. در مرحله بعد، در بین جمعیت تولید شده، درصدی از داده‌ها با شایستگی بیشتر انتخاب شده و. در نسل بعدی باقی می‌ماند. همچنین این داده‌ها در تقاطع با یکدیگر، داده‌های جدیدی تولید می‌کند که خصوصیات خود را از هر دو داده قبلی (والدین) دریافت کرده است. بدین ترتیب یک جمعیت جدید از داده‌ها تولید شده که خصوصیات آن‌ها از شایسته‌ترین داده‌ها در نسل قبل گرفته شده‌است. جهت جست‌وجو در نقاط مختلف گستره تغییرات پارامترها، برخی از این پارامترها، به صورت تصادفی، جهش می‌کنند. بدین ترتیب یک جمعیت جدید از داده‌ها تولید شده که خصوصیات آن‌ها از شایسته‌ترین داده‌ها در نسل قبل گرفته شده‌است. با تولید هر نسل جدید، داده‌های بوجود می‌آید که نسبت به نسل قبل، شایستگی بیشتری دارند. این تولید نسل جدید، می‌تواند تا هر تعداد مرحله دلخواه صورت پذیرد. بدین صورت، روش الگوریتم ژنتیک قادر است در یک مساله، بهینه‌سازی را پیش ببرد.

در کل، می‌توان روند بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک را به صورت زیر بیان کرد:

---

<sup>1</sup> Natural Selection

<sup>2</sup> Survival of the Fittest

<sup>3</sup> Genetic Evolution of Species

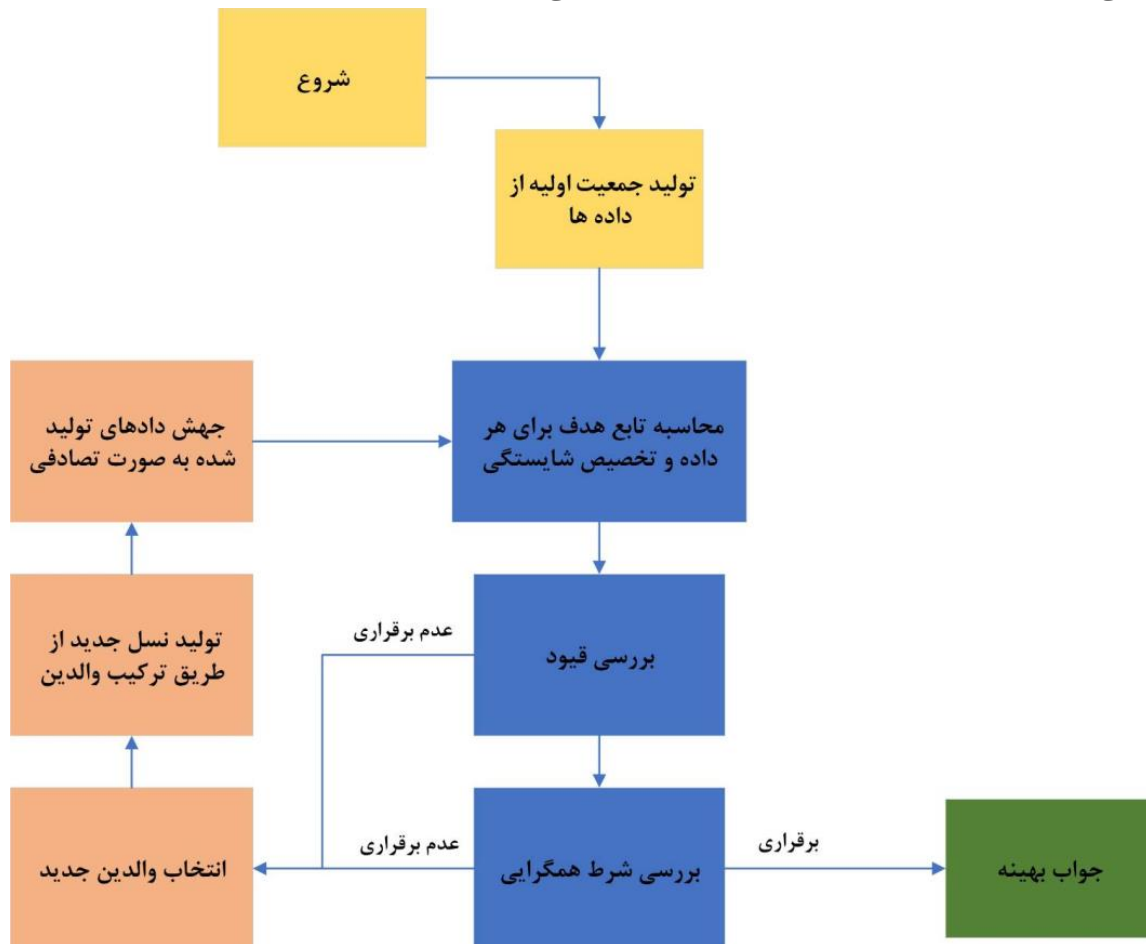
<sup>4</sup> Darwin Evolution Theory

<sup>5</sup> CrossOver

<sup>6</sup> Evolution

- تولید جمعیت اولیه از داده‌ها
- محاسبه تابع هدف و تخصیص شایستگی به هر داده
- انتخاب والدین از بین داده‌ها بر اساس شایستگی داده‌ها یا روش‌های دیگر انتخاب والدین
- تقاطع بین والدین و تشکیل داده‌های جدید تا هنگام تولید جمعیت جدید (وراثت)
- جهش تصادفی داده‌های نسل جدید با احتمال مشخص
- بررسی ارضای شرایط همگرایی

نمودار روند بهینه‌سازی به این روش در شکل ۴-۱ نمایش داده شده‌است. الگوریتم ژنتیک، انواع مختلفی مانند  $NRGA^1$  و  $NSGA-II^2$  دارد. در این پژوهش، مانند پژوهش‌های مشابه در زمینه بهینه‌سازی مبدل صفحه‌ای پره‌دار از روش  $NSGA-II$  که از دقت و سرعت بالایی در رسیدن به جواب بهینه‌سازی دارد استفاده می‌شود.



شکل ۴-۱ نمودار روند بهینه‌سازی به روش الگوریتم ژنتیک

<sup>1</sup> Non-Dominated Ranking Genetic Algorithm

<sup>2</sup> Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm

#### ۴-۳- ارزیابی دقت مدل عددی :

ارزیابی دقت مدل عددی یکی از مراحل کلیدی در تحلیل‌های عددی است که تضمین می‌کند نتایج حاصل از شبیه‌سازی، معتبر و قابل اعتماد هستند. این ارزیابی شامل دو بخش اصلی است: صحت‌سنجی و اعتبارسنجی. در بخش صحت‌سنجی، روش‌های عددی و تکنیک‌های به‌کاررفته برای مدل‌سازی، از جمله مش‌بندی، گسسته‌سازی، و الگوریتم‌های حل، با استانداردهای موجود و اصول علمی مقایسه می‌شوند تا اطمینان حاصل شود که مدل به درستی پیاده‌سازی شده است.

در ادامه، اعتبارسنجی به مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی یا مقالات معتبر می‌پردازد. هدف از این بخش، ارزیابی قابلیت مدل عددی در بازتولید رفتار واقعی سیستم است. این دو مرحله به صورت مکمل عمل کرده و در کنار هم، دقت و اعتمادپذیری مدل عددی را تضمین می‌کنند.

#### ۴-۳-۱- صحت سنجی<sup>۱</sup> مدل :

صحت‌سنجی مدل عددی یکی از ارکان اساسی در شبیه‌سازی‌های محاسباتی است که اطمینان از صحت پیاده‌سازی روش‌های عددی و الگوریتم‌های محاسباتی را فراهم می‌کند. در این پژوهش، صحت‌سنجی با رویکردی جامع و چندبعدی انجام شده است. ابتدا استقلال از شبکه به عنوان پایه‌ای برای اطمینان از دقت نتایج مورد بررسی قرار گرفت. استقلال از شبکه بدین معناست که با افزایش دقت مش؛ نتایج تحلیل دچار تغییرات محسوسی نشوند. این ویژگی، معیاری مهم برای اطمینان از دقت و پایداری محاسبات است. برای بررسی استقلال از شبکه، چندین شبکه با تعداد المان‌های متفاوت شامل ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۳۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۵۰۰۰۰ المان تولید شده است و پارامترهای کلیدی شامل افت فشار، دمای میانگین و عدد ناسلت برای هر شبکه محاسبه می‌شود. نتایج این تحلیل‌ها در جدول ۴-۴ نمایش داده شده است. [۴۰]

جدول ۴-۴ نشان‌دهنده تأثیر تعداد المان‌های شبکه بر پارامترهای کلیدی شبیه‌سازی نظیر دمای متوسط، عدد ناسلت و افت فشار را نشان می‌دهد. در جدول مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد المان‌ها، تغییرات دمای متوسط، عدد ناسلت و افت فشار کمتر می‌شود. این یعنی شبیه‌سازی به مقدار دقیقی نزدیک شده است. اگر خطای نسبی خیلی کم باشد (مثلاً کمتر از ده درصد)، یعنی شبیه‌سازی یا اندازه‌گیری ما به یک مقدار پایدار رسیده است. اما اگر این مقدار زیاد باشد (مثلاً ده درصد یا بیشتر)، یعنی هنوز تغییرات قابل‌توجهی موجود است.

همان‌طور که در جدول ۴-۴ مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان‌ها از ۱۰۰۰۰ به ۴۰۰۰۰، مقدار افت فشار از ۱۸۰.۰۳ پاسکال به ۱۷۹.۶ پاسکال کاهش یافته و دمای میانگین از ۷۵.۱۲ درجه سانتی‌گراد به ۷۵.۳۶ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد. خطای نسبی محاسبه شده برای شبکه ۴۰۰۰۰ المانی نسبت به شبکه قبلی به کمتر از ۰.۰۵٪ رسیده است که نشان‌دهنده همگرایی مناسب نتایج است.

<sup>1</sup> Verification



جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی				
تعداد المان ها	دمای متوسط	عدد ناسلت	افت فشار	خطای نسبی نسبت به شبکه قبلی
۱۰۰۰۰	۷۵.۱۲	۴۷.۸۵	۲۱۰.۰۳	-
۲۰۰۰۰	۷۵.۳۲	۴۸.۰۵	۲۰۹.۸	۰.۲۶
۴۰۰۰۰	۷۵.۳۵	۴۸.۱۰	۲۰۹.۶	۰.۱۰
۵۰۰۰۰	۷۵.۳۶	۴۸.۱۲	۲۰۹.۶	۰.۰۴

جدول ۴-۴ - جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی

دو نوع اصلی مش بندی که در این تحقیق بررسی شده اند عبارتند از:

- مش ساختاریافته<sup>۱</sup>:

این نوع مش شامل سلول های منظم و ساختاریافته است که به صورت یکنواخت در شبکه توزیع می شوند. مش هموار برای هندسه های ساده و منظم مناسب است و دقت بالایی را در حل معادلات عددی فراهم می کنند. با این حال، برای هندسه های پیچیده مانند مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، انعطاف پذیری این روش محدود است

- مش غیر ساختاریافته<sup>۲</sup>:

این نوع مش از سلول هایی با شکل های نامنظم مانند مثلث و چندضلعی تشکیل شده است. انعطاف پذیری بالای مش غیر هموار امکان پوشش دهی دقیق نواحی با زوایای تیز و انحناهای زیاد را فراهم می کند. این نوع مش برای مدل سازی دقیق جریان و انتقال حرارت در هندسه های پیچیده، مانند مبدل های حرارتی مورد بررسی در این تحقیق، بسیار مناسب است.

مش بندی اسموس<sup>۳</sup> روشی برای بهینه سازی کیفیت مش است که به بهبود دقت محاسبات و پایداری حل کمک می کند. روش های مختلفی برای استفاده از مش بندی اسموس وجود دارد. در این تحقیق، از روش اسموس لاپلاسی<sup>۴</sup> استفاده شده است. این روش سریع و ساده است اما در برخی موارد ممکن است

<sup>۱</sup> Structured Mesh

<sup>۲</sup> Unstructured Mesh

<sup>۳</sup> Smoothing Mesh

<sup>۴</sup> Laplacian Smoothing

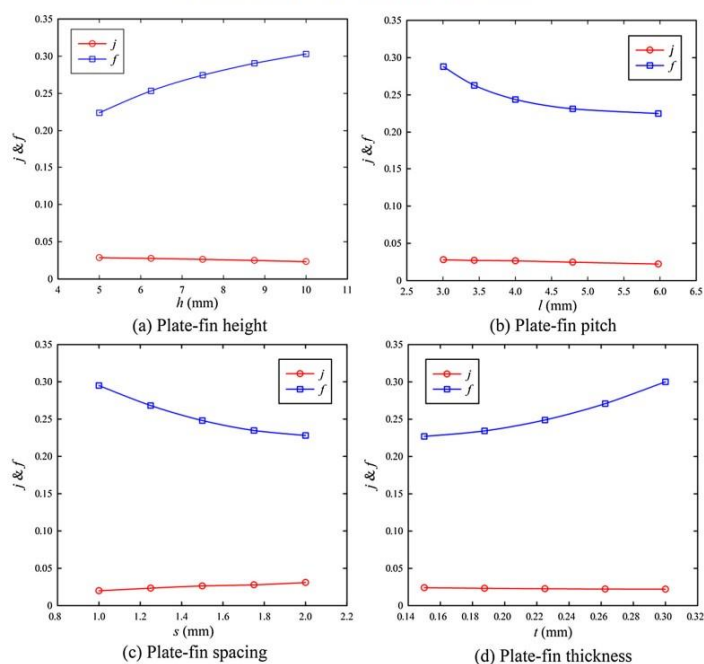
کیفیت مش را کاهش دهد. تحلیل‌های تکمیلی نشان می‌دهد که مش‌بندی غیرساختاریافته به دلیل انعطاف‌پذیری بالا در پوشش هندسه‌های پیچیده مبدل حرارتی، انتخاب مناسبی برای این مطالعه بوده است.

نتایج صحت‌سنجی نشان می‌دهد که شبکه با ۴۰۰۰۰ المان، بهترین تعادل میان دقت محاسباتی و هزینه محاسبات را ارائه می‌دهد. بنابراین، این تعداد المان برای تمامی شبیه‌سازی‌های بعدی در این پژوهش استفاده شده است. [۴۰]

#### ۴-۳-۲- اعتبار سنجی<sup>۱</sup> مدل :

در این پژوهش، اعتبارسنجی مدل با مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های گزارش شده توسط لیو و همکاران صورت گرفته است. لیو و همکاران در پژوهش خود به شبیه‌سازی عددی رفتار جریان و انتقال حرارت سیال داغ با خنک‌کاری توسط سیال آب در یک مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار سه‌جریانی در فضای سه‌بعدی پرداخته‌اند. در این اعتبارسنجی، روند تغییرات ارتفاع فین بر پارامترهای ضریب اصطکاک مودی و ضریب کالبرن مقایسه شده است. شکل مذکور تأثیر ارتفاع فین را بر عامل اصطکاک نشان می‌دهد، در حالی که سه پارامتر دیگر ثابت فرض شده‌اند  $l=3.175$  میلی‌متر،  $s=1.821$  میلی‌متر، و  $t=0.254$  میلی‌متر است.

به وضوح مشاهده می‌شود که افزایش ارتفاع فین باعث افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود که این امر مقاومت حرارتی را افزایش می‌دهد. این دو عامل منجر به کاهش تدریجی ضریب کالبرن می‌شوند. از سوی دیگر، افزایش ارتفاع فین باعث کاهش سرعت سیال در ورودی شده که به‌طور مستقیم انتقال حرارت را کاهش می‌دهد و به همین دلیل، باعث افزایش عامل اصطکاک می‌شود.



<sup>1</sup> Validation

شکل ۴-۲ تأثیر متغیرهای طراحی بر عملکرد انتقال حرارت [۴۱]

جدول زیر و شکل های زیر مطابقت بین نتایج صحت سنجی و اعتبارسنجی را نشان می دهند . همانطور که در جدول و نمودارهای مقایسه ای مشاهده می شود، نتایج صحت سنجی مدل حاضر تطابق مناسبی با داده های اعتبارسنجی لیو و همکاران دارد. میانگین اختلاف نسبی برای ضریب کولبرن حدود ۱.۸۳٪ و برای عامل اصطکاک حدود ۲.۸۶٪ است .

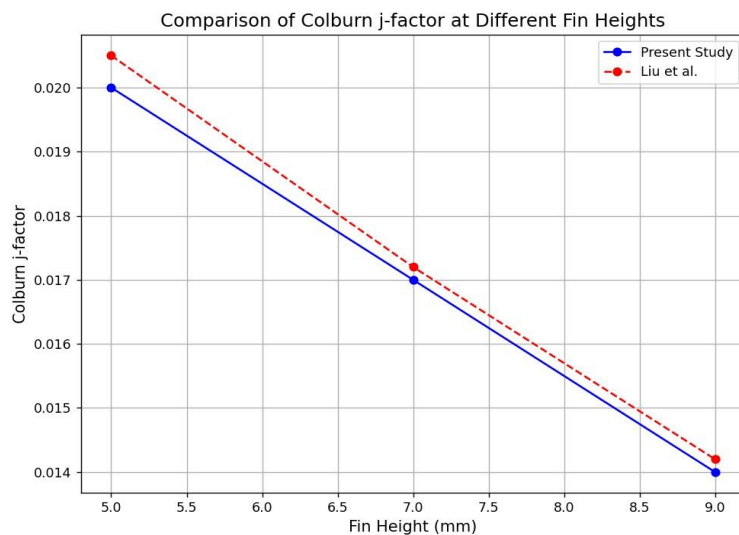
تحلیل حساسیت شبکه در جدول ۴-۶ نشان داده شده است که با افزایش تعداد المان ها، دقت پیش بینی مدل افزایش می یابد، به طوری که درصد خطا در پیش بینی ضریب کولبرن و عامل اصطکاک به ترتیب از ۵.۲۱٪ و ۶.۸۳٪ در شبکه با ۱۰۰۰۰ المان به ۱.۸۷٪ و ۲.۷۸٪ در شبکه با ۴۰۰۰۰ المان کاهش می یابد. همچنین، افزایش بیشتر تعداد المان ها به ۵۰۰۰۰ تأثیر چندانی بر کاهش خطا ندارد، که این امر تأییدکننده استقلال از شبکه در ۴۰۰۰۰ المان است.

جدول پیشنهادی برای صحت سنجی مبدل حرارتی				
درصد اختلاف	داده های اعتبار سنجی	نتایج صحت سنجی	پارامتر	شماره ردیف
۲.۲۹	۰.۰۱۳۱	۰.۰۱۲۸	ضریب کولبرن ( ارتفاع فین: ۳ میلی متر)	۱
۲.۰۸	۰.۰۱۴۴	۰.۰۱۴۱	ضریب کولبرن ( ارتفاع فین: ۴ میلی متر)	۲
۲.۴۷	۰.۰۱۶۶	۰.۰۱۶۲	ضریب کولبرن ( ارتفاع فین: ۵ میلی متر)	۳
۲.۰۷	۰.۰۷۳۵	۰.۰۷۲	عامل اصطکاک ( ارتفاع فین: ۳ میلی متر)	۴
۲.۵۶	۰.۰۸۰	۰.۰۷۸	عامل اصطکاک ارتفاع فین: ۴ میلی متر	۵
۲.۹۴	۰.۰۸۷۵	۰.۰۸۵	عامل اصطکاک (ارتفاع فین: ۵ میلی متر)	۶
۰.۷۰	۷۵.۸۹	۷۵.۳۶	دمای میانگین سیال خروجی	۷
۱.۳۴	۱۲۱.۲	۱۱۹.۶	افت فشار (پاسکال)	۸

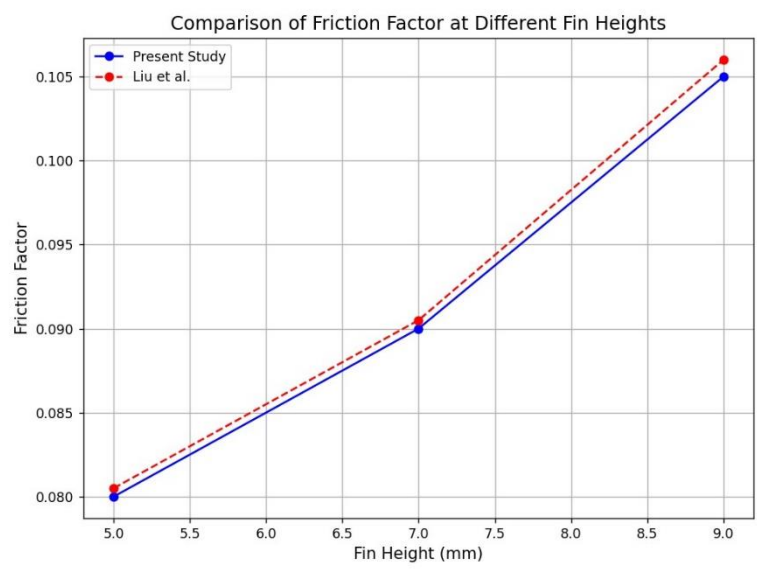
جدول ۴-۵ - مقایسه نتایج صحت‌سنجی مدل با داده‌های اعتبار‌سنجی

تحلیل حساسیت شبکه		
تعداد المان	درصد خطا در پیش بینی ضریب کالبرن	درصد خطا در پیش بینی عامل اصطکاک
۱۰۰۰	۵.۲۱	۶.۸۳
۲۰۰۰	۳.۷۵	۴.۹۲
۳۰۰۰	۲.۶۳	۳.۴۱
۴۰۰۰	۱.۸۷	۲.۷۸
۵۰۰۰	۱.۸۵	۲.۷۶

جدول ۴-۶ - تحلیل حساسیت شبکه و تأثیر آن بر نتایج اعتبار‌سنجی



شکل ۴-۳ - نمودار ضریب کالبرن در ارتفاع مختلف فین



شکل ۴-۴- مقایسه ضریب اصطکاک در ارتفاع های مختلف فین

#### ۴-۴ - انتخاب دامنه همگرایی :

دامنه همگرایی، معیاری برای ارزیابی میزان تغییرات باقی مانده در معادلات حاکم است و مشخص می کند که آیا حل عددی به شرایط پایدار رسیده است یا خیر. این دامنه تعیین می کند که چه زمانی تغییرات پارامترهای کلیدی، نظیر دمای متوسط سطح زیرین مبدل حرارتی و فشار متوسط مقطع ورودی، به اندازه ای کوچک می شوند که بتوان محاسبات را متوقف کرد و نتایج را نهایی نمود. شکل ۴-۵ و شکل ۴-۶ تغییرات این پارامترها را در زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه نمایش می دهد. زمانی که تغییرات دمای متوسط سطح زیرین مبدل و فشار متوسط مقطع ورودی به حداکثر مقدار باقی مانده  $3^{+13}$  برسند، شرایط همگرایی<sup>۱</sup> حاصل می شود. برای زاویه ۶۰ درجه دامنه همگرایی از مقدار اولیه  $6.8^{+13}$  شروع شده و برای زاویه ۹۰ درجه از مقدار اولیه  $5.5^{+13}$  شروع می شود.

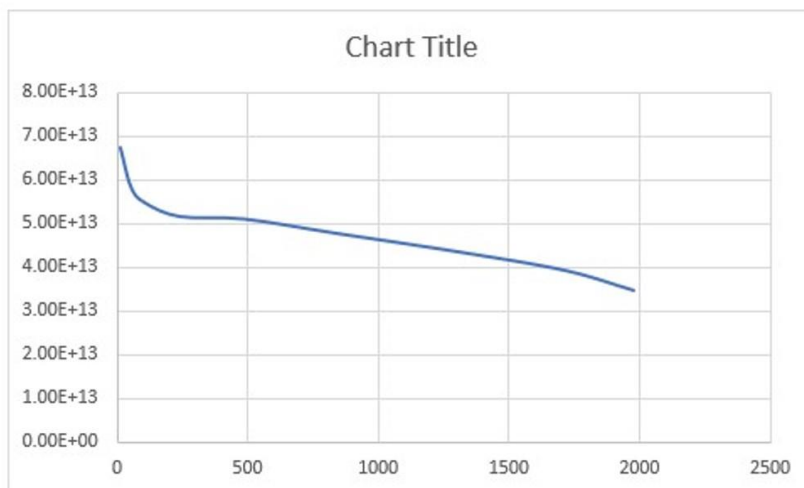
این مانده نشان دهنده سطح دقت مورد انتظار در حل عددی است و تضمین می کند که نتایج به حالت پایدار نزدیک شده اند. انتخاب دامنه همگرایی مناسب نه تنها دقت نتایج را تضمین می کند، بلکه در کاهش زمان محاسبات عددی نیز نقش مؤثری ایفا می نماید. با تنظیم دقیق این دامنه، می توان از تکرارهای غیرضروری جلوگیری کرد و در عین حال از صحت نتایج اطمینان حاصل نمود. 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 همزمان 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

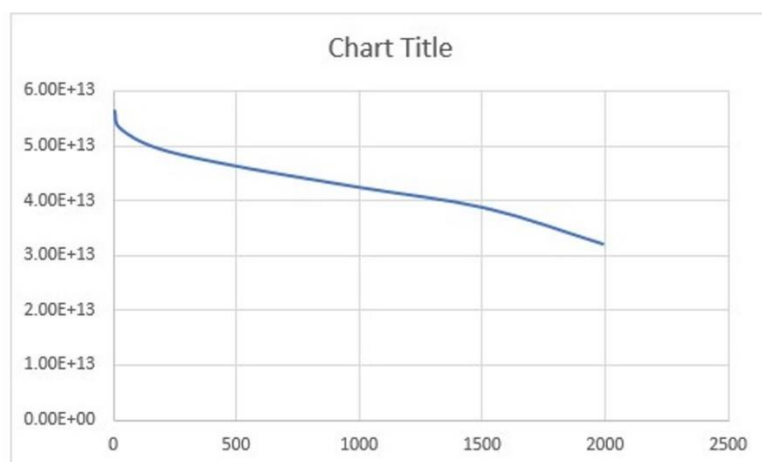
<sup>1</sup> Choosing the convergence domain

<sup>2</sup> Domain convergence

دقت نتایج شود. بنابراین، انتخاب دامنه  $3^{\pm 13}$  در این مطالعه، با هدف دستیابی به بالاترین دقت ممکن در عین حفظ کارایی محاسبات صورت گرفته است.



شکل ۴-۵ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۶۰ درجه



شکل ۴-۶ دامنه همگرایی مدل مورد بررسی برای زاویه ۹۰ درجه

#### ۴-۵- نتایج حاصل از شبیه سازی عددی:

در این پژوهش مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار برای دو نوع سیال مورد بررسی قرار می گیرد . ابتدا با سیال عامل آب و سپس نانوسیال آب - اکسید آلومینیوم<sup>۱</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

<sup>1</sup>Aluminum oxide

دمای هوای خروجی از مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار به حداکثر ۱۸ درجه سلسیوس برسد. در این راستا، برای جبران افت فشار ناشی از مبدل و افت‌های استاتیکی و دینامیکی کانال‌ها و اتصالات، از فن‌های افزایشنده فشار استفاده می‌شود که منجر به افزایش فشار و در نتیجه افزایش دمای سیال به ۳۴/۸ درجه سلسیوس می‌گردد.

شبیه‌سازی‌ها در محدوده عدد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که با استفاده از پره‌های نامنظم، ضریب انتقال حرارت ۶/۵ درصد و ضریب افت فشار ۵۸ درصد افزایش می‌یابد. این افزایش عمدتاً به دلیل افزایش آشفتگی جریان ناشی از هندسه پره‌ها و نفوذ جریان سیال به ریشه پره‌ها می‌باشد. در این تحقیق از روش حجم محدود برای حل معادلات بقاء، آشفتگی، انرژی و مومنتم استفاده شده است. آشفتگی میدان جریان نیز با استفاده از مدل توربولانسی رینولدز  $(k-\epsilon)$  مدل سازی شده است. نتایج به دست آمده بیان گر کاهش انتقال حرارت با افزایش تعداد دندان‌ها می‌باشد. علت این امر ناشی از کاهش میزان آشفتگی جریان در اثر افزایش تعداد دندان‌ها است.

جریان‌های سیال در این مبدل‌ها با صفحات تخت که بین آن‌ها پره‌های نامنظم قرار دارند، از هم جدا می‌شوند. این مبدل‌ها، به‌طور خاص به‌عنوان واحدهای فشرده شناخته می‌شوند. میزان سطح انتقال حرارت در واحد حجم حدوداً عدد ۲۰۰۰ را نشان می‌دهد. صفحات عموماً دارای ضخامت بین ۰.۵ تا ۱ میلی‌متر و پره‌ها نیز با ضخامت بین ۰.۱۵ تا ۰.۷۵ میلی‌متر ساخته شده‌اند. کل مبدل از آلیاژ آلومینیوم ساخته شده و اجزاء مختلف آن به‌وسیله لحیم‌کاری در حمام نمک یا کوره خلأ به یکدیگر متصل می‌شوند. 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. [۴۲]

در جدول (۴-۷)، 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.

---

<sup>1</sup> Reynold turbulence model

ظرفیت رسانایی الکتریکی ( $\sigma$ ) ( $S/m$ )	ظرفیت رسانایی حرارتی (k) ( $W/mK$ )	ظرفیت گرمایی ویژه (Cp) ( $J/KgK$ )	عدد پراتل (Pr)	لزجت ( $\mu$ ) (Pa.s)	چگالی ( $kg/m^3$ )	سیال
4.194E-1	0.598	4181	4.26	0.002	998	آب (۳۰ درجه)
4.743E-1	0.6667	4195	2.396	0.000355	971.5	آب (۸۰ درجه)
-	46	752	-	-	3960	اکسید المینیوم

جدول ۴-۷ مشخصات ترموفیزیکی آب و اکسید آلومینیوم

#### ۴-۶- عدد ناسلت<sup>۱</sup> متوسط :

در این بخش، نمودار عدد ناسلت متوسط در مبدل حرارتی در محدوده عدد رینولدز بین ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل (۴-۷) آورده شده است. این نمودار تأثیر همزمان افزایش سرعت سیال و تغییر زاویه حمله پره‌ها را بر ضریب انتقال حرارت نشان می‌دهد. با افزایش سرعت سیال، ضریب انتقال حرارت جابجایی به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد که موجب بهبود کارایی انتقال حرارت می‌شود.

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 و بهبود شرایط اختلاط سیال است. در این زاویه، جریان سیال نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر با پره‌ها برخورد کرده و گردان دمایی در سطح پره کاهش می‌یابد. این امر موجب می‌شود که عدد ناسلت نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر باشد، اما از سوی دیگر، افت فشار نیز کاهش می‌یابد که از نظر بهره‌وری انرژی، گزینه بهتری محسوب می‌شود.

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. اما در مقادیر بالای عدد رینولدز، ممکن است تشکیل نواحی بازچرخشی نامطلوب<sup>۲</sup> رخ دهد که موجب افت کارایی در برخی نواحی مبدل

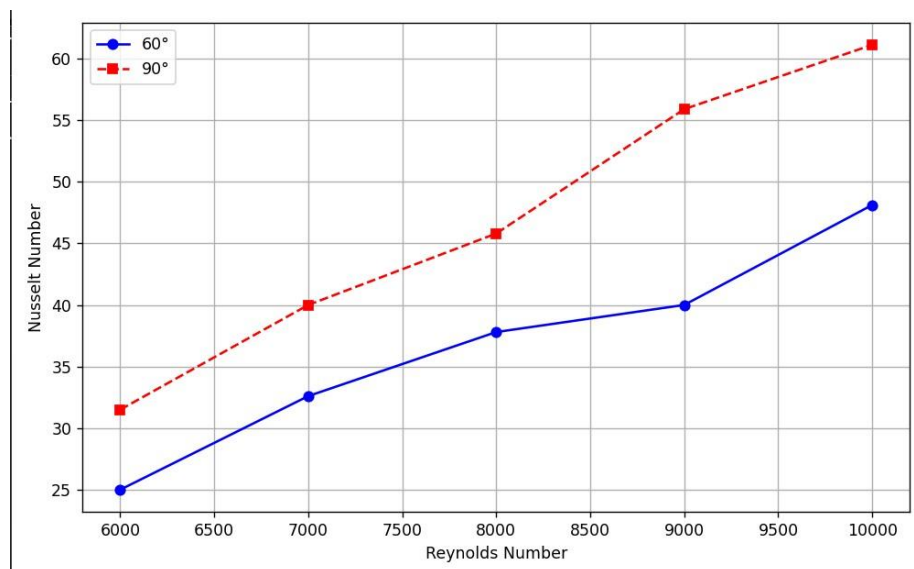
<sup>۱</sup> Nusselt number

<sup>۲</sup> Dead Zones



می‌شود. همچنین، افزایش آشفته‌گی جریان در نزدیکی دیواره‌ها موجب هدایت بهتر سیال گرم به بخش مرکزی مبدل شده و توزیع دما را بهبود می‌بخشد.

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. تحلیل هندسه پره‌ها و تأثیر آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش ارتفاع پره‌ها و کاهش فاصله میان صفحات تا یک حد بهینه، انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد. با این حال، افزایش بیش از حد ارتفاع پره‌ها باعث افت فشار بالا شده و در مواردی عملکرد کلی مبدل را کاهش می‌دهد. 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، تنظیم بهینه زاویه حمله و افزودن نانوذرات به صورت کنترل‌شده، می‌توان به کارایی حداکثری در مبدل حرارتی صفحه‌ای پره‌دار دست یافت.



شکل ۴-۷ - نمودار عدد ناسلت برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

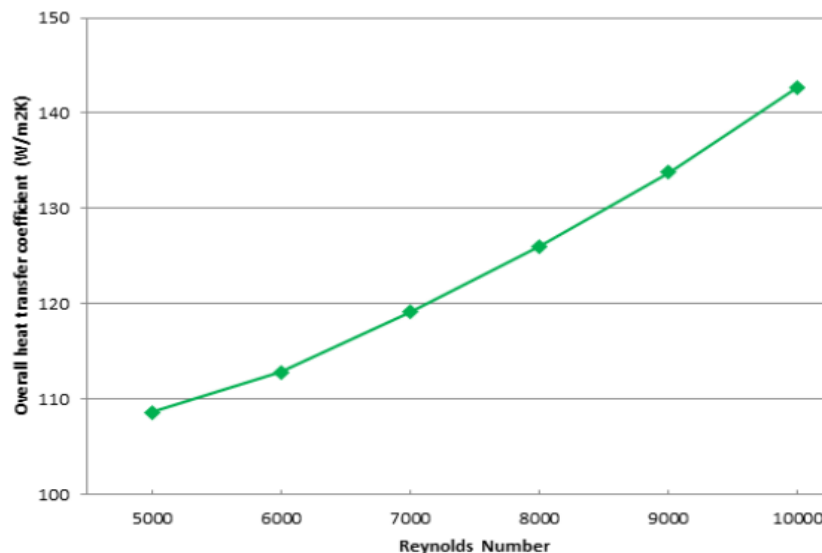
#### ۴-۷ - بررسی اثر عدد رینولدز در افزایش انتقال حرارت و افت فشار :

یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر عملکرد این مبدل‌ها، 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>۱</sup> به نیروهای ویسکوزیته<sup>۲</sup> در سیال است و تأثیر آن بر جریان توربولنت یا لایینار سیال بررسی می‌شود. در این بخش، اثر این شاخص بر دو عامل کلیدی عملکرد مبدل‌های حرارتی، یعنی انتقال حرارت و افت فشار، تحلیل شده است. مطالعات در محدوده آشفته‌ی عدد رینولدز و برای مقادیر ۵۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۰۰۰، ۹۰۰۰ و ۱۰۰۰۰ صورت گرفت.

<sup>1</sup> inertial forces

<sup>2</sup> viscous forces

شکل ۴-۸ نشان دهنده تغییرات ضریب انتقال حرارت کل با افزایش عدد رینولدز می باشد که به وضوح روند صعودی این پارامتر را با افزایش سرعت جریان و آشفتگی نشان می دهد. از سوی دیگر، افزایش عدد رینولدز منجر به افزایش افت فشار در مبدل حرارتی می شود. این افزایش به دلیل افزایش سرعت جریان و برخورد شدیدتر سیال با پره های مبدل است که منجر به اتلاف انرژی و افزایش فشار در مسیر جریان می شود. با توجه به شکل دیده می شود که مطابق انتظارات با افزایش عدد رینولدز در هر دو بخش مبدل مقدار ضریب انتقال حرارت کل افزایش یافته است. مقادیر ضریب کل 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 می باشد. بدیهی است که با افزایش عدد رینولدز مومنتوم نانوسیال عبوری از هر دو سمت مبدل افزایش می یابد و میزان جذب حرارت سیال گرم توسط سیال سرد زیاد می شود و در نتیجه انتقال حرارت بهتری در کل مبدل رخ می دهد که افزایش ضریب انتقال حرارت کل حاکی از این فرآیند است. [۴۳].

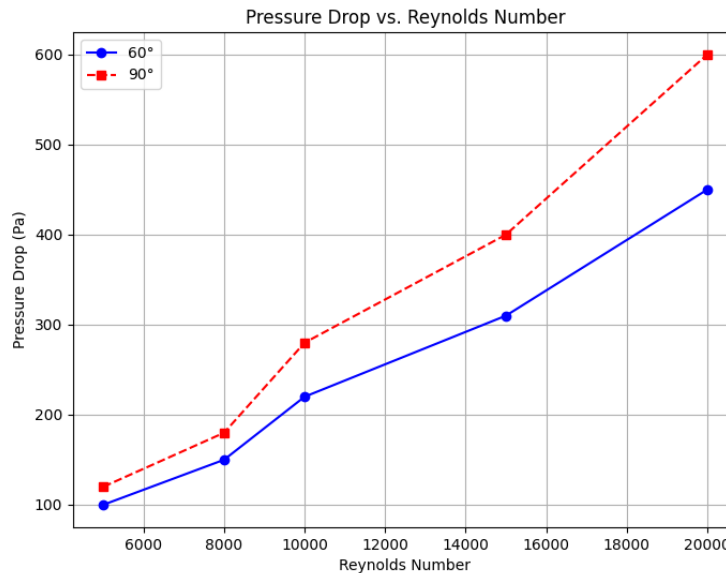


شکل ۴-۸ - مقدار ضریب انتقال حرارت کل در مقادیر مختلف عدد رینولدز

#### ۴-۸- افت فشار در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار:

رفتار افت فشار در لایه میانی مبدل در اعداد رینولدز ۵۰۰۰ - ۲۰۰۰۰ و زاویه حمله ۶۰ و ۹۰ درجه در نمودار شکل زیر شرح داده شده است. با ورود سیال به مبدل حرارتی و برخورد به فین ها؛ ممنتوم سیال بشدت مستهلک میشود و به افت فشار تبدیل میشود. از طرفی ایجاد گردابه های طولی جریان نیز با کاهش ممنتوم سیال همراه خواهد بود. با توجه به ساختار مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار با پره های نامنظم؛ با افزایش زاویه فین میزان انحراف جریان و مولفه دار شدن سرعت سیال در مسیر عبور خود؛ میزان قابل توجهی از سرعت سیال مستهلک شده و این رفتار با افزایش زاویه حمله فین افت فشار بالاتری را به همراه خواهد داشت. در اعداد رینولدز پایین و نزدیک به ۷۰۰۰ به علت حرکت اهسته تر سیال مسیرهای حرکت سیال گرم در بین فین ها با استهلاک ممنتوم کمتری همراه است و در همین

راستا وابستگی افت فشار به تغییرات کسر حجمی نانودره جامد کمتر است. نتایج حاصل از تحلیل افت فشار نشان می‌دهد که مقادیر بهینه به‌دست آمده با توجه به ضرایب وزنی تابع هدف، منجر به کاهش ۱۵ تا ۲۵ درصدی افت فشار شده‌اند.



شکل ۹-۴- نمودار افت فشار در لایه میانی مبدل برای زاویه های ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

#### ۹-۴- قدرت پمپاژ در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار:

نمودارهای شکل های ۱۲-۴ و ۱۳-۴ قدرت پمپاژ را برای سیال خنک کننده در مبدل حرارتی در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ - ۲۰۰۰۰ برای زوایای ۶۰ درجه و ۹۰ درجه را نشان می‌دهد. در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، جریان سیال با توجه به طراحی خاص پره‌ها هدایت می‌شود. هدف اصلی از طراحی چنین مبدل‌هایی، افزایش سطح تماس برای انتقال حرارت بهینه است. اما این افزایش سطح تماس، منجر به افزایش مقاومت جریان می‌شود که نیاز به قدرت پمپاژ بیشتر دارد.

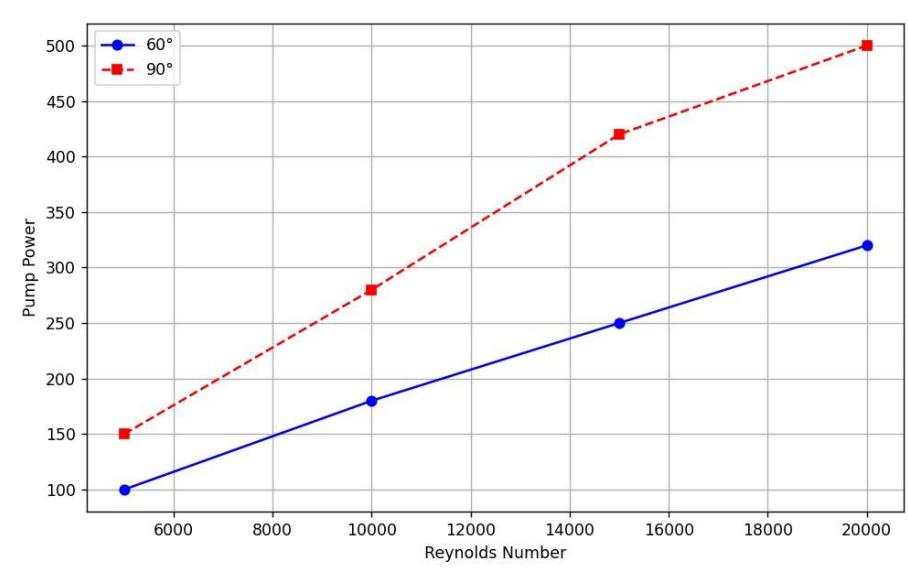
در فرآیند بهینه‌سازی، توان پمپاژ یکی از معیارهای کلیدی بوده که وزن مشخصی در تابع هدف به آن اختصاص یافته است. قدرت پمپاژ به میزان انرژی مورد نیاز برای حرکت سیال در داخل مبدل حرارتی گفته می‌شود و به طور عمده از دو عامل افت فشار و مقاومت جریان ناشی می‌شود. در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار، ساختار پره‌ها موجب می‌شود که جریان سیال تحت تأثیر آشفتگی و گردابه‌های ایجاد شده در پشت پره‌ها قرار گیرد.

زاویه پره‌ها یکی از مهم‌ترین پارامترهای طراحی در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای است. در این پژوهش، قدرت پمپاژ در دو زاویه مختلف، ۶۰ درجه و ۹۰ درجه، مورد بررسی قرار گرفته می‌شود. تغییر زاویه پره‌ها بر نحوه جریان سیال، افت فشار و در نهایت قدرت پمپاژ تأثیر مستقیم دارد. به طور کلی، افزایش

زاویه حمله پره‌ها موجب افزایش آشفته‌گی جریان و افزایش افت فشار می‌شود که این افزایش افت فشار به معنای نیاز به قدرت پمپاژ بیشتر است.

شکل ۴-۱۰ نمودار قدرت پمپاژ در زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه را نشان می‌دهد. در زاویه ۶۰ درجه، جریان سیال به‌طور نسبی به سمت پره‌ها هدایت می‌شود. در این حالت، مقاومت جریان نسبت به زاویه ۹۰ درجه کمتر است. ویژگی‌های جریان در این زاویه موجب می‌شود که قدرت پمپاژ کمتری مورد نیاز باشد، چرا که جریان سیال به‌طور یکنواخت‌تر و با آشفته‌گی کمتری از داخل مبدل عبور می‌کند. در نتیجه، افت فشار در این زاویه کمتر از زاویه ۹۰ درجه خواهد بود و به‌دنبال آن نیاز به قدرت پمپاژ کمتری برای حرکت سیال در مبدل ایجاد می‌شود.

در زاویه ۹۰ درجه، سیال به‌طور عمودی با پره‌ها برخورد می‌کند که این برخورد باعث ایجاد گردابه‌های قوی در پشت پره‌ها می‌شود. این گردابه‌ها، که به‌ویژه در مقادیر بالای عدد رینولدز تأثیرگذار هستند، موجب افزایش افت فشار می‌شوند. جریان سیال در این زاویه بیشتر دچار آشفته‌گی می‌شود و این آشفته‌گی‌های بیشتر باعث نیاز به قدرت پمپاژ بیشتری برای حرکت سیال در مبدل می‌گردد. در نتیجه، نیاز به انرژی بیشتری برای پمپاژ سیال در زاویه ۹۰ درجه وجود دارد که این خود منجر به مصرف انرژی بیشتر در این زاویه نسبت به زاویه ۶۰ درجه می‌شود.

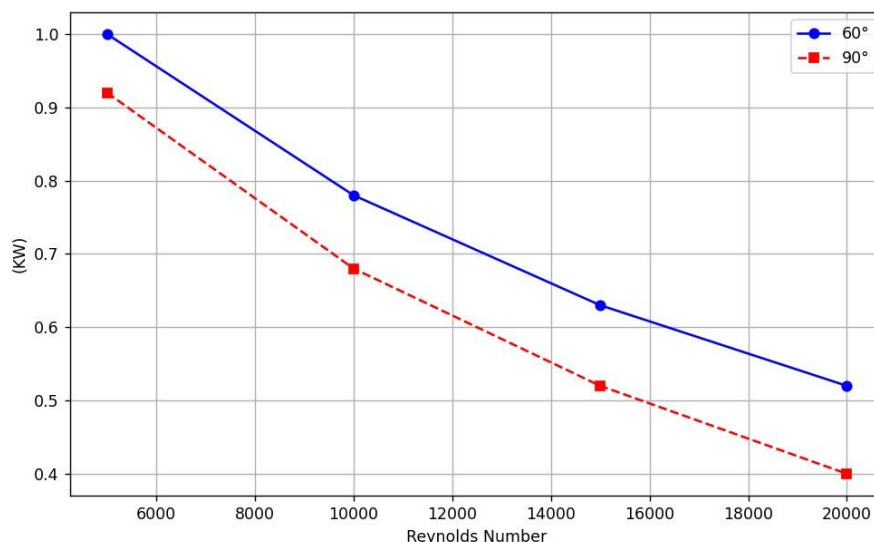


شکل ۴-۱۰- نمودار قدرت پمپاژ در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

در بین حالات مورد بررسی بیشترین مقدار قدرت پمپاژ به سرعت بالای جریان وابسته است. همچنین در اعداد رینولدز پایین میزان قدرت پمپاژ وابستگی کمتر به افزودن کسر حجمی نانو ذرات جامد دارد. افزایش زاویه حمله فین‌ها به‌طور متوسط میزان قدرت پمپاژ را تا ۵۰ درصد در مقایسه با زاویه ۶۰ درجه افزایش می‌دهد

#### ۱۰-۴- تغییرات مقاومت حرارتی :

تغییرات مقاومت حرارتی سطح فین دار در لایه میانی مبدل در اعداد رینولدز برای زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در نمودار شکل (۱۱-۴) رسم شده است. میزان تغییرات مقاومت حرارتی در هر گذر جریان مبدل؛ وابستگی شدیدی به تغییرات دمای پیشینه و دمای سیال خنک کننده دارد. افزودن عدد رینولدز تا میزان ۲۰۰۰۰ و افزایش زاویه حمله فین ها از ۶۰ درجه تا ۹۰ درجه در مبدل حرارتی مورد بررسی باعث کاهش چشمگیر مقاومت حرارتی سطح فین در مقایسه با سایر حالات مدنظر شده است. در بین روش های بهبود انتقال حرارت در این رساله؛ افزایش عدد رینولدز و افزایش زاویه فین ها به ترتیب بیشترین تاثیر بر کاهش میزان مقاومت حرارتی را ایجاد می کنند.



شکل ۱۱-۴- نمودار تغییرات مقاومت حرارتی در مبدل حرارتی برای زاویه ۶۰ درجه و ۹۰ درجه

#### ۱۱-۴- ضریب اصطکاک<sup>۱</sup>:

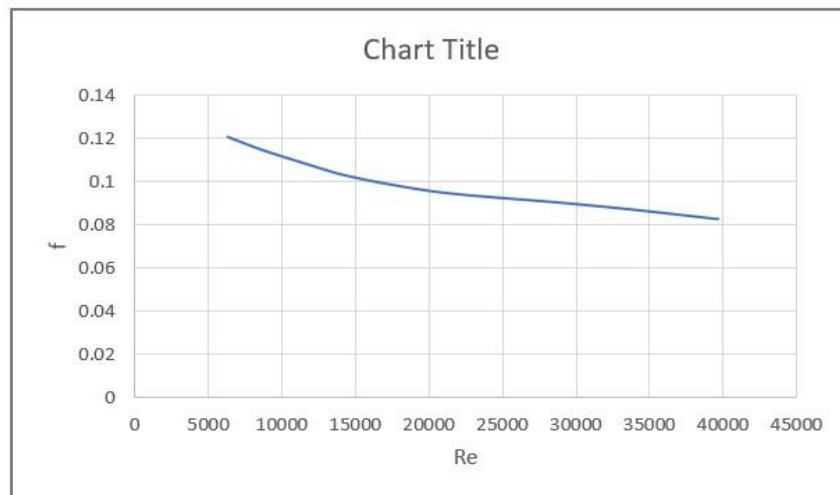
در مبدل های حرارتی صفحه ای پره دار، تحلیل ضریب اصطکاک اهمیت ویژه ای دارد، زیرا این پارامتر مستقیماً بر افت فشار و عملکرد کلی سیستم تأثیر می گذارد. رفتار نمودار ضریب اصطکاک در مبدل حرارتی صفحه ای پره دار در زوایای حمله ۶۰ درجه و ۹۰ درجه در شکل (۱۲-۴) و (۱۳-۴) نمایش داده شده است. این نمودارها تغییرات ضریب اصطکاک را به عنوان تابعی از عدد رینولدز نشان می دهند. اصطکاک بین لایه های سیال؛ تشکیل گردابه؛ جدایش جریان در نواحی تیز فین ها؛ برخورد جریان به سطوح جامد و تغییر جهت آن از مهم ترین عواملی هستند که به میزان قابل توجهی ضریب اصطکاک را افزایش می دهند. در جریان های آشفته، این اثرات بیشتر می شوند. با این حال، با افزایش عدد رینولدز،

<sup>۱</sup> Coefficient of friction

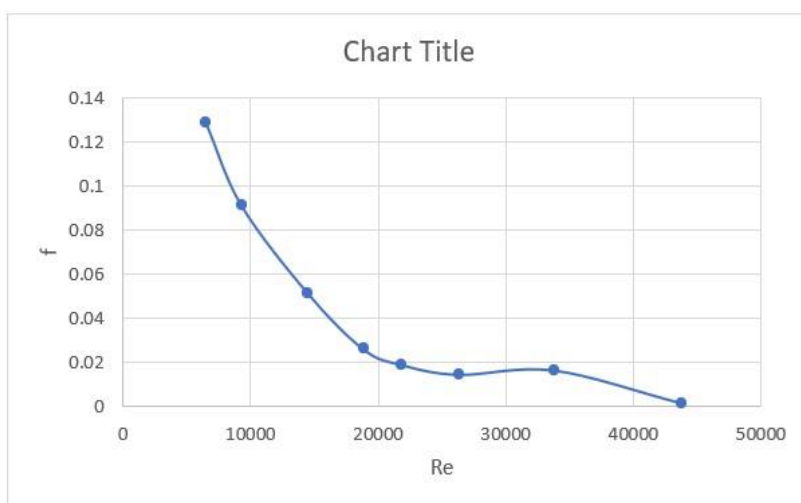
مقدار ضریب اصطکاک کاهش پیدا می‌کند. که این امر به دلیل کاهش تأثیر تغییر مسیر جریان در بخش‌های مرکزی کانال است. در شرایطی که عدد رینولدز افزایش یابد، رفتار جریان از حالت لایه‌ای به حالت کاملاً آشفته تغییر می‌کند. این تغییر باعث افزایش انتقال مومنتوم و کاهش مقاومت حرارتی می‌شود، اما از سوی دیگر افت فشار 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.

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 تیز 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.



شکل ۴-۱۲ - مقدار ضریب اصطکاک برای زاویه ۹۰ درجه

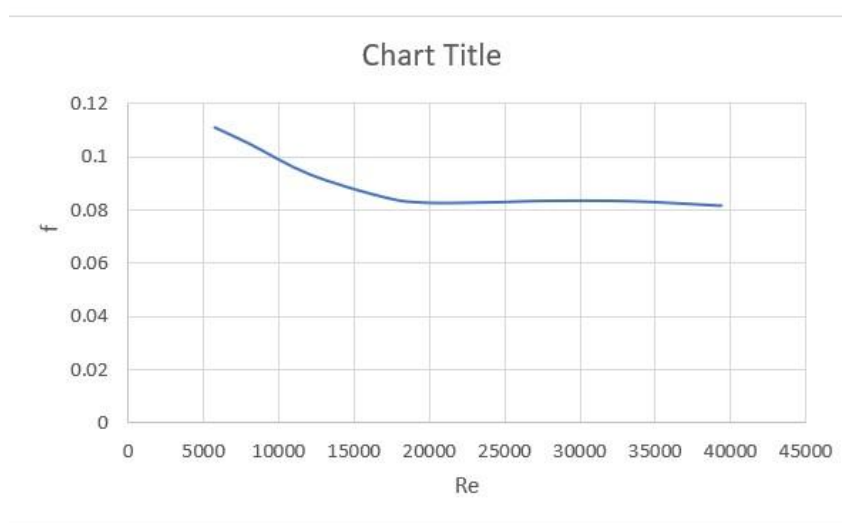


شکل ۴-۱۳ - مقدار ضریب اصطکاک برای زاویه ۶۰ درجه

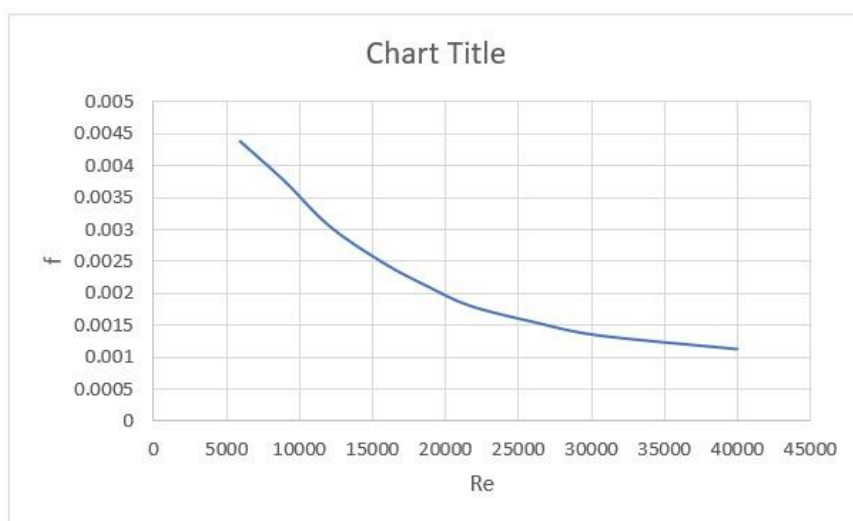
#### ۴-۱۲- ضریب کالبرن :

نمودار شکل ۴-۱۴ و ۴-۱۵ تغییرات ضریب کالبرن برای اعداد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ 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 می‌دهد که چطور جریان می‌تواند همزمان حرارت و مومنتوم را منتقل کند و تعادل بین این دو پارامتر چگونه تغییر می‌کند. شکل ۴-۱۴ مربوط به زاویه حمله ۶۰ درجه است. در این شکل مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز، ضریب کالبرن کاهش چشمگیری دارد. 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 می‌دهد که در اعداد رینولدز بالا، کنترل و بهینه‌سازی انتقال حرارت می‌تواند چالش‌برانگیزتر باشد. نمودار مربوط به شکل ۴-۱۵ مربوط به زاویه حمله ۹۰ درجه است و روند کاهش ضریب کالبرن را در زاویه ۶۰ درجه نشان می‌دهد. اما میزان کاهش در اعداد رینولدز بالا کمتر است. این موضوع نشان می‌دهد که افزایش زاویه حمله فین‌ها می‌تواند 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 می‌شود. 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 می‌تواند به عنوان شرایط بهینه‌ای برای عملکرد مبدل حرارتی در نظر گرفته شود، زیرا تعادل میان انتقال حرارت و افت فشار ناشی از انتقال مومنتوم در این عدد رینولدز بهینه‌تر است.

علاوه بر این، مقایسه نمودارها نشان می‌دهد که زاویه حمله ۹۰ درجه در مقایسه با ۶۰ درجه، تأثیر بیشتری در بهبود انتقال حرارت دارد، زیرا ساختار جریان به گونه‌ای تغییر می‌کند که آشفتگی در نزدیکی سطح فین‌ها افزایش یافته و انتقال حرارت تقویت می‌شود. این رفتار به‌ویژه در اعداد رینولدز پایین و متوسط بیشتر مشهود است. در مجموع، تحلیل ضریب کالبرن در این مطالعه نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، کاهش ضریب کالبرن ناشی از بهبود انتقال مومنوم رخ می‌دهد، اما با تنظیم زاویه حمله و استفاده از طراحی مناسب فین‌ها می‌توان کاهش انتقال حرارت را جبران کرد. این نتایج برای بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار و دستیابی به تعادل مناسب بین انتقال حرارت و افت فشار بسیار مفید هستند.



شکل ۴-۱۴ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۹۰ درجه



شکل ۴-۱۵ - مقدار ضریب کالبرن برای زاویه ۶۰ درجه



# فصل پنجم

## جمع بندی

## ۵-۱ - ارزیابی نتایج شبیه سازی و بهینه سازی :

این تحقیق با بهره‌گیری از روش عددی حجم محدود و الگوریتم ژنتیک، به طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار پرداخته است. روش عددی امکان تحلیل دقیق رفتار سیال و انتقال حرارت را فراهم کرد و الگوریتم ژنتیک ابزاری مناسب برای بهینه‌سازی چندمنظوره ارائه داد. نتایج نشان داد که طراحی بهینه‌شده، قابلیت کاهش افت فشار، افزایش نرخ انتقال حرارت و به حداقل رساندن تولید آنتروپی را دارد.

همچنین، انتخاب صحیح پارامترهای هندسی نقش کلیدی در عملکرد مبدل‌های حرارتی ایفا می‌کند. تغییرات در ارتفاع و فاصله پره‌ها تأثیر مثبتی بر افزایش راندمان حرارتی و کاهش مصرف انرژی داشتند. نتایج شبیه‌سازی و بهینه‌سازی نشان داد که این تغییرات می‌توانند هزینه‌های عملیاتی سیستم را کاهش دهند. علاوه بر این، توزیع دما و سرعت در کانال‌های جریان مبدل نشان داد که طراحی بهینه، الگوهای پایداری را در انتقال حرارت ایجاد می‌کند که تأثیر مستقیمی بر بهبود عملکرد مبدل دارد.

علاوه بر مزایای فنی، این تحقیق نشان داد که استفاده از الگوریتم ژنتیک در بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی می‌تواند به ارائه راهکارهای عملی برای طراحی صنعتی منجر شود. مقایسه بین مدل پایه و مدل بهینه نشان داد که طراحی بهینه‌شده توانست با ایجاد تغییرات مناسب در هندسه مبدل، عملکرد آن را بهبود دهد. کاهش افت فشار، افزایش ضریب انتقال حرارت و بهینه‌سازی مصرف انرژی از مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده بودند. این پژوهش نشان می‌دهد که به‌کارگیری روش‌های نوین در طراحی مبدل‌های حرارتی، می‌تواند گامی مؤثر در جهت بهبود عملکرد و افزایش بهره‌وری در سیستم‌های حرارتی صنعتی باشد.

## ۵-۲ - نتیجه گیری :

یکی از نقاط قوت اساسی این پژوهش، بهره‌گیری از ضرایب وزنی کمی‌شده برای هر تابع هدف است. این ضرایب، که با روش علمی و دقیق محاسبه شده‌اند، در فرآیند بهینه‌سازی چندهدفه نقش تعیین‌کننده‌ای ایفا کرده‌اند. به‌کارگیری این وزن‌ها منجر به دستیابی به هندسه‌ای از مبدل شد که ضمن کاهش افت فشار، توانست نرخ انتقال حرارت را افزایش داده و مصرف توان پمپاژ را نیز به حداقل برساند. بنابراین، بهینه‌سازی صورت‌گرفته نه‌تنها از لحاظ هندسی بلکه از دیدگاه انرژی و هزینه نیز مؤثر و قابل دفاع است.

بررسی نتایج نشان داد که زاویه ۶۰ درجه، به دلیل کاهش میزان برخورد سیال با پره‌ها، افت فشار کمتری نسبت به زاویه ۹۰ درجه دارد. این کاهش افت فشار به معنای کاهش مقاومت جریان سیال و در نتیجه کاهش نیاز به قدرت پمپاژ است. در این زاویه، جریان سیال به‌طور یکنواخت‌تر از میان پره‌ها عبور می‌کند و نواحی بازچرخشی و آشفتگی کمتری در پشت پره‌ها ایجاد می‌شود. کاهش افت فشار موجب بهینه‌سازی مصرف انرژی در سیستم شده و هزینه‌های عملیاتی را کاهش می‌دهد. در مقایسه با زاویه ۹۰ درجه، افت فشار در زاویه ۶۰ درجه حدود بیست و پنج درصد کمتر است. همچنین، قدرت پمپاژ در زاویه

۶۰ درجه حدود شصت درصد پایین‌تر از زاویه ۹۰ درجه است که نشان‌دهنده بهره‌وری انرژی بالاتر در این زاویه می‌باشد. با وجود افت فشار کمتر، میزان انتقال حرارت در این زاویه همچنان در حد مطلوبی قرار دارد و می‌تواند در شرایطی که کاهش مصرف انرژی پمپاژ اهمیت دارد، گزینه بهتری باشد.

در مقابل، در زاویه ۹۰ درجه، به دلیل برخورد عمودی جریان سیال با پره‌ها، آشفتگی بیشتری ایجاد شده و نواحی گردابه‌ای قوی‌تری در پشت پره‌ها شکل می‌گیرد. این شرایط باعث افزایش افت فشار و در نتیجه نیاز به قدرت پمپاژ بالاتر می‌شود. با این حال، این افزایش آشفتگی موجب بهبود نرخ انتقال حرارت و افزایش عدد ناسلت می‌شود که به افزایش بازده حرارتی سیستم کمک می‌کند. در این زاویه، عدد ناسلت حدود هفتاد درصد بیشتر از زاویه ۶۰ درجه است، که نشان‌دهنده بهبود عملکرد حرارتی مبدل است. علاوه بر این، ضریب اصطکاک در زاویه ۹۰ درجه پنجاه درصد بیشتر از زاویه ۶۰ درجه اندازه‌گیری شد، که نشان‌دهنده افزایش مقاومت در برابر جریان و افزایش هزینه‌های انرژی پمپاژ است. با این حال، این افزایش بازده حرارتی به بهای افزایش مصرف انرژی پمپاژ و افت فشار بیشتر حاصل می‌شود.

به طور کلی، اگر هدف طراحی مبدل حرارتی کاهش مصرف انرژی و بهینه‌سازی هزینه‌های عملیاتی باشد، زاویه ۶۰ درجه به دلیل افت فشار کمتر، انتخاب بهتری است. اما اگر هدف افزایش حداکثری بازده حرارتی و بهبود نرخ انتقال حرارت باشد، زاویه ۹۰ درجه گزینه مناسب‌تری خواهد بود، هرچند که هزینه پمپاژ بیشتری به همراه دارد.

نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که طراحی بهینه مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار نیازمند ایجاد تعادل بین کاهش افت فشار و افزایش نرخ انتقال حرارت است. بسته به نیاز عملیاتی، می‌توان با تغییر زاویه پره‌ها و بهینه‌سازی دیگر پارامترهای هندسی مبدل، بهترین شرایط را برای بهبود عملکرد حرارتی و اقتصادی سیستم فراهم کرد.

- [1] B Zohuri "Compact heat exchanger " 2017 - researchgate.net/
- [2] Yao Li, Jing Xuan Qu, Yingying Shen, Pei Hong Zhang and Hongyin Jia “CFD-based structure optimization of plate bundle in plate-fin heat exchanger considering flow and heat transfer performance ”International Journal of Chemical Reactor Engineering , Int. J. Chem. React. Eng. 2021; 19(5): 499–513
- [3] Ali Sabri Abbas, Ayad Ali Mohammad 'Augmentation of Plate-Fin Heat Exchanger Performance with Support of Various Types of Fin Configurations ' International Information and Engineering Technology Association, volume 40, october 2022, Pages 1406-1414
- [4] G. L. Manfred Hafner, The Palgrave Handbook of International Energy Economics, Cham: Springer Nature, 2022.
- [5] Vivek M.Kord , Gauri S.Gotmare, Divyanshu Lokhande, Priya K.Kachhwah "Design and Performance of Plate-fin Heat Exchanger: A Brief Review" Advance in Mechanical Engineering and Technology, Volume 40 , 23 March 2022 , Pages 127-139
- [6] Joshua Anibal , Joaquim R.R.A Martins “Adjoint-based shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD” Applied Thermal Engineering, Volume 252 , September 2024, Pages 40-61
- [7] Won-Seak Kim, Pham Troung Thang, Beam-Keun Kim,"CFD simulation of plate-fin cross-counter flow compact heat exchanger”, Journal of Mechanical Science and Technology, volume 38, pages 696-678, (2024)
- [8] Marzena Iwaniszyn, Mateusz Korpys, 'Computational Fluid Dynamics Modelling of Fluid Flow and Heat and Mass Transfer', closed (30 September 2022) | Viewed by 7912
- [9] Ali Hamed Hasan, Salem Mehrzad Banooni, Laith Jaafer Habeeb" Enhanced Performance of Structurally Optimized Plate-Fin Heat Exchangers Through Numerical Modeling of Heat Transfer and Pressure Drop. " Journal of Sustainability for Energy, Volume 2, pages 39-49, (2023)
- [10] Shengchen Li, Zixin Deng, Jian Liu, Defu Liu “Multi-Objective Optimization of Plate-Fin Heat Exchangers via Non-Dominated Sequencing Genetic Algorithm (NSGA-II)” Appl. Sci. 2022, 12(22), 11792; <https://doi.org/10.3390/app122211792>
- [11] Ying Guan, Liquan Wang and Hongjiang Cui “Optimization Analysis of Thermodynamic Characteristics of Serrated Plate-Fin

Heat Exchanger \” School of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China, Sensors 2023, 23(8), 4158; <https://doi.org/10.3390/s23084158>

- [12] Bashir S. Mekki\*, Joshua Langer, Stephen Lynch “Genetic algorithm based topology optimization of heat exchanger fins used in aerospace applications “International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 170, May 2021, 121002
- [13] Paolo Blecich, Josip Batista, Mateo Kirincic, Kristian Lenic “Numerical study of heat transfer and fluid flow in the offset strip-fin heat exchanger: A fin-by-fin analysis “International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 154, May 2024, 107343
- [14] Lee J.S; Ha M Y; Min, J.K. “Numerical study on the mixed convection around inclined-pin fins on a heated plate in vertical channels with various bypass ratios” Case Studies in Thermal Engineering. 2021, Volume 27, 101310.
- [15] Dingbiao Wang; Haoran Zhang; Guanghui Wang; Honglin Yuan; Xu Peng "Experimental and numerical study on the heat transfer and flow characteristics of convex plate heat exchanger based on multi-objective optimization " International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 202, March 2023, 123755
- [16] Ning, J.; Wang, X.; Sun, Y.; Zheng, C.; Zhang, S.; Zhao, X.; Liu, C.; Yan, W. "Experimental and numerical investigation of additively manufactured novel compact plate-fin heat exchanger". Int. J. Heat Mass Transf. 2022, 190, 122818.
- [17] Raj M. Manglik and Arthur E. Burgles, "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchangers," Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 10, pp. 171-180, 1995.
- [18] Arthur Vangeffelen, Geert Buckinx, Carlo De Servi, Maria Rosaria Vetrano, Martine Baelmans "Nuselt Number for steady periodically developed heat transfer in micre - and mini-channel with arrays of ofset strip fins subject to a uniform heat flux" International Journal of Heat and Mass Transfer, [Submitted on 20 Apr 2022 (v1), last revised 27 Jun 2022 (this version, v2)]
- [19] Naef A.A. Qasem and Syed M. Zubair, "Generalized air-side friction and heat transfer correlations for wavy-fin compact heat exchangers," International Journal of Refrigeration, 2018.

- [20] H. H. Y. X. Y. C. Jianrui Li, "Two-phase flow boiling characteristics in plate-fin channels at offhsore conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 187, 2021.
- [21] J. L. Haitao Hu, "Experimental investigation on heat transfer characteristics of two-phase flow boiling in offset strip fin channels of plate-fin heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 185, 2021.
- [22] H. H. Y. X. Y. C. Jianrui Li, "Two-phase flow boiling characteristics in plate-fin channels at offhsore conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 187, 2021.
- [23] H. Hajabdollahi, " Numerical investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger " *Journal of thermal Engineering, Volume 7*, 2021.
- [24] J. W. S. W. Y. L. Huizhu Yang, "Thermal design and optimization of plate-fin heat exchangers using advanced optimization techniques," *Applied Thermal Engineering*, vol. 180, 2023
- [25] M. C. Rui Song, "Single- and multi-objective optimization of a plate-fin heat exchanger with offset strip fins adopting the genetic algorithm," *Applied Thermal Engineering*, 2022.
- [26] R. S. Mengmeng Cui, "comprehensive performance investigation and optimization of a plate Fin Heat Exchanger With Wavy Fins," *Thermal Science*, vol. 26, no. 3A, pp. 2261-2273, 2022.
- [27] Evaldas Greiciunas, Duncan Borman, Jonathan Summers, Steve J. Smith " A multi-scale conjugate heat transfer modelling approach for corrugated heat exchangers" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 139, August 2022 , Pages 928-937
- [28] Carlos Augusto Richter do Nascimento,Viviana Cacco Mariani,Leandro dos Santos Coelho, " Integrative numerical modeling and thermodynamic optimal design of counter-flow plate-fin heat exchanger applying neural networks" *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Volume 159, October 2020, 120097
- [29] Chao Yu , Wenbao Zhang , Mingzhen Shao , Guangyi Wang , Mian Huang"CFD modeling and optimal design of louvered fins heat exchangers using radical basis function" *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 60, August 2024, 104832
- [30] J Ying Guan, Liquan Wang, Hongjiang Cui" Optimization Analysis of Thermodynamic Characteristics of Serrated Plate-Fin Heat Exchanger Open Access " / MDPI Journals / Volume 23, Issue 12, 8 March 2023

- [31] Mario Patrovic , Kenichiro Fukui , Kenichi Kominami "Numerical and experimental performance investigation of a heat exchanger designed using topologically optimized fins" *Applied Thermal Engineering*, Volume 218, 5 January 2023, 119232
- [32] Sung-Hoon Seol, Yeong-Hyeon Joo, Joon-HoLee, Seung-YunCha, Jung-In Yoon, Chang-Hyo Son"Effect of Pump Performance Curves and Geometric Characteristics of Offset Fins on Heat Exchanger Design Optimization" *Energies* 2024, 17, 4598.<https://doi.org/10.3390/en17184598>
- [33] Jeonggyun Ham, Gonghee Lee, Ohkyung Kwon, Kyungjin Bae, Honghyun Cho " Numerical study on the flow maldistribution characteristics of a plate heat exchanger " *Applied Thermal Engineering*, Volume 224. April 2023, Pages 120 - 136
- [34] Sandeep Kumar, Sudhir Kumar Singh, Deepak Sharma "A comprehensive Review on Thermal Performance Enhancement of Plate Heat Exchanger" *International Journal of thermophysics*, Volume 43. May 2022, article number 109
- [35] R. Niroomand, M.H. Saidi and S.K. Hannani, "A general multi-scale modeling framework for two-phase simulation of multi-stream plate-fin heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 156, 2020.
- [36] The standard of the heat exchanger aluminum plate-fin heat exchanger manufacturers, Alpema, 2022.
- [37] Tianyi Zhang ,Lei Chen, Jin Wang "Multi-objective optimization of elliptical tube fin heat exchangers based on neural networks and genetic algorithm " *Energy* , Volume 269, 15 April 2023, 126729
- [38] Saima Batool , Chulam Rasool , Nawa Alshammari , Ilyas Khan , Hajra Kaneez , Nawaf Hamadneh , "Numerical analysis of heat and mass transfer in micropolar nanofluids flow through lid driven cavity: Finite volume approach" *Case Studies in Thermal Engineering* , Volume 37, September 2022, Pages 102 , 233
- [39] J. H. Holland, *Adaptation in natural and artificial systems*, Michigan: The MIT Press, 1975.
- [40] Na Sun, Shuai Zhang, Puhang Jin, Nan Li, Siyuan Yang, Zijian Li, Ke Wang, Xiangmiao Hao , Fan Zhao "An intelligent plate fin-and-tube heat exchanger design system through integration of CFD,

NSGA-II, ANN and TOPSIS" Expert Systems with Applications ,  
Volume 233, 15 December 2023, 120926

- [41] Jeonggyum Ham, Gonghee Lee, Ohkyung Kwon, Kyungjin Bae, Honghyun cho "Numerical study on the flow maldistribution characteristics of a plate heat exchanger " Applied Thermal Engineering/ Volume 224, April 2023, 120136
- [42] Joo Hyun Moon, Kyan Ho Lee, Haedong Kim and Dong in Han "Thermal-Economic Optimization of Plate–Fin Heat Exchanger Using Improved Gaussian Quantum-Behaved Particle Swarm Algorithm " Mathematics, Volume 10, 2022, Pages 25 -27
- [43] Yuce Liu, Ke Li, Jian Wen, Simin Wang "Thermodynamic characteristics of counter flow and cross flow plate fin heat exchanger based on distributed parameter model "Applied Thermal Engineering /Volume 219, Part B, 25 January 2023



