



دانشکدهی مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

پایاننامه کارشناسی ارشد

بهبود عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با استفاده

از اصول انترنزی

پویا اسلامی

استاد راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

بهمن ۱۳۹۴

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای پویا اسلامی به شماره دانشجویی: ۹۲۰۲۰۶۴

## تحت عنوان:

بهبود عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با استفاده از اصول انترنزی

در تاریخ ........ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه ............... مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : <b>محمود چهارطاقی</b>
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماينده تحصيلات	امضاء	اساتيد داور
	تكميلى		
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تقدیم به پدر و مادر عزیز و بزرگوارم که علیرغم تحمّل سختیها و دشواریهای فراوان، مسیر پر پیچ و خم کسب علم و دانش و معرفت را برایم هموار نمودند و از دعای خیرشان بی نصیب نبودهام. تقدیم به استاد بزرگوارم دکتر محمود چهارطاقی که همواره مرا در این مسیر، راهنما و چراغ راه بودند.

# تشکر و قدردانی

تشکر و سپاس بی پایان مخصوص خدایی است که بشر را آفریده و به او قدرت اندیشیدن داده و تواناییهای بالقوّه را در وجود انسان قرار داده و او را امر کرده به تلاش و کوشش نموده و راهنمایانی برای هدایت بشر فرستاده است.

پس از ارادت خاضعانه به درگاه خداوند بیهمتا لازم است از استاد ارجمند جناب آقای دکتر محمود چهارطاقی به خاطر سعهٔ صدر و رهنمودهای دلسوزانه که در تهیهی این تحقیق مرا مورد لطف خود قرار دادند و راهنماییهای لازم را نمودند تشکّر و قدردانی نموده و موفقّیت همگان را از درگاه احدیت خواهانم.

۵

## تعهدنامه

اینجانب پویا اسلامی دانشجوی دورهی کارشناسی ارشد رشتهی مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی دانشکدهی مهندسی مکانیک دانشگاه شاهرود نویسندهی پایاننامهی بهبود عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با استفاده از اصول انترنزی، تحت راهنمایی دکتر محمود چهارطاقی متعهد میشوم.

- تحقيقات در اين پاياننامه توسط اينجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
  - در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایاننامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدر ک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام
   «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایاننامه تأثیر گذار بودهاند در مقالات مستخرج از پایاننامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایاننامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیهی مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزهی اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته
   یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاريخ

امضای دانشجو

#### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه یحقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نـرمافزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب بایـد بـه نحـو مقتضـی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
  - استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایاننامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیدہ

با توجه به محدودیت منابع انرژی، افزایش تقاضای مصرف انرژی و وجود تلفات قابل ملاحظه در سیستمهای حرارتی، ارائهی راهکاری برای کاهش اتلاف انرژی از این سیستمها، امری ضروری می-باشد. یکی از سیستمهای حرارتی پرکاربرد که نقش مهمی در صنایع مختلف ایفا میکنند، مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای میباشند. در تحقیق حاضر برای طراحی یک مبدل حرارتی بهینه از نظریه-ی تلفات انترنزی و الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. انترنزی یک کمیت فیزیکی برای توصیف توانایی انتقال حرارت میباشد. همانطور که انرژی الکتریکی ذخیره شده در یک خازن، توانایی انتقال بار آنرا توصيف مي كند، انترنزي، توانايي انتقال حرارت يک جسم را معرفي مي كند. ابتدا با توجـه بـه قانون دوم ترمودینامیک، عوامل ناشی از بازگشتناپذیری در فرآیندهای انتقال حرارت جابجایی، شناسایی شدند. یکی در ارتباط با اصطکاک و تلفات لزجتی سیال و دیگری متناسب با میزان انتقال حرارت بهواسطهی یک اختلاف دمای محدود میباشد. تلفات انترنزی ناشی از بازگشتناپذیریهای فرآیند انتقال حرارت است. از اینرو کمینه سازی تلفات انترنزی ناشی از دو بخش مـذکور بـه عنـوان تابع هدف، انتخاب و مسالهی مربوطه تحت شرایط نرخ انتقال حرارت ثابت و سطح ثابت حرارتی بهینه شد. نتایج نشان داد در شرایطی که نرخ انتقال حرارت ثابت باشد، میتوان با بهینهسازی تکهدفه، عملکرد مبدل حرارتی را به صورت قابل توجهی بهبود بخشید. ولی در شرایط سطح ثابت حرارتی، بهبود کارایی مبدل با بهینهسازی تکهدفه در راستای افزایش بیش از حد توان پمپ میباشد. که این خود نشان می دهد نقش اصطکاک سیال به طور کامل در نظر گرفته نشده است. به منظور حل این مشکل، طراحی بهینهی چندهدفه برای مبدل حرارتی مد نظر، انجام شد. یعنی تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال، هر کدام به عنوان دو هدف جداگانه برای کمینه کردن تابع هدف در نظر گرفته شدند. در مقایسه با بهینهسازی تکهدفه، طراحی مبدلهای حرارتی با بهینهسازی چند-هدفه منجر به رسیدن به همان میزان کارایی با توان پمپ کمتر خواهد شد. همچنین بهینهسازی

چندهدفه منجر به راه حلهای بهینهی غیر منحصر به فرد میشود که نشان دهندهی انعطاف پذیری بیشتری برای طراحی مبدلهای حرارتی میباشد.

كلمات كليدى:

عدد تلفات انترنزی- الگوریتم ژنتیک- طراحی بهینه- جبههی پرتو- مبدل حرارتی

۱	فصل اول: کلیات و تشریح موضوع پژوهش
٢	۱–۱ مقدمه
٣	۲-۱ مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای
٣	۱-۲-۱ اجزای اصلی
۴	۱-۲-۱ انواع پوسته
۵	۲-۲-۱ انواع دستەلولەھا
۷	۱-۲-۱-۳ لولهها و گذرهای لوله
۷	۱–۲–۱+ جانمایی لوله
٩	۱–۲–۱–۵ هندسه و نوع ديوار کها
۱	۰ -۲-۱-۶ تعیین سمت پوسته و یا لوله برای جریانها
۱	۱ –۳ انترنزی۱
۱	۱-۳-۱ مقایسهی بین هدایت الکتریکی و گرمایی۱
١	۱–۳–۲ تعریف انترنزی۲
١	۱–۳–۳ مقاومت گرمایی بر پایه تلفات انترنزی۳
١	فصل دوم: مروری بر کارهای پیشین
١.	۲–۱ مقدمه۸
۲	۲-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده۱

۲۷.	فصل سوم: طراحی مبدل حرارتی
۲۸	۱–۳ مقدمه
۲٩	۲-۳ فرضیات و روابط حاکم بر طراحی
۲٩	۳-۲-۱ فرضیات
۳۰	۳-۲-۲ روابط حاکم با توجه به فرضیات و ساده سازیهای انجام شده
۳۰	۳-۲-۲-۱ محاسبات انتقال حرارت
۳۰	۳-۲-۲-۱ روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای تحلیل مبدل حرارتی
۳۶	۳-۲-۲-۲ روش <i>۳<b>۲</b>۷- ۲</i> برای تحلیل مبدلهای حرارتی
۳۷	۳-۲-۲-۲ محاسبات افت فشار
۳۷	۳-۲-۲-۲-۱ افت فشار سمت لوله
۳۸	۳-۲-۲-۲-۲ افت فشار سمت پوسته
۴۵	فصل چهارم: تلفات انترنزی و بهینهسازی آن
49	۱-۴ مقدمه
¥9	۲-۴ توابع هدف
۴۸	۴–۲–۱ بهینه سازی تک هدفه
۴۸	۴-۲-۱-۱ طراحی بهینه برای حالت نرخ انتقال حرارت ثابت
۵۲	۴-۲-۱-۲ طراحی بهینه برای سطح انتقال حرارت ثابت
۵۴	۴-۲-۲ روشهای موجود برای بهینهسازی
۵۴	۲-۲-۴ شبکه عصبی

۵۶	۴–۲–۲–۲ الگوريتم ژنتيک
۵۹	۴–۲–۳ بهینهسازی چند هدفه
97	۴–۲–۳–۱ بهینهسازی چند هدفه از نقطه نظر ریاضی
۶٣.	۴-۲-۳-۲ نحوهی مدلسازی قیود در الگوریتم NSGAII مورد استفاده
۶۵	فصل پنجم: نتایج
99	۵–۱ مقدمه
99	۵-۲ اعتبارسنجی نتایج
∟ل	۵–۳ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت بــا اعم
۶٨	اصول انترنزى
۶٨	۵–۳–۱ بهینهسازی تک هدفه
ـر	۵–۳–۱–۱ بررسی تاثیر دبی جرمی سیال سمت پوسته روی عدد تلفات انترنزی و دیگ
۲۲	خصوصیات مبدل در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت
ول	۵-۴ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در حالت مسـاحت ثابـت بـا اعمـال اصـ
۷۸	انترنزى
۷۸	۵–۴–۱ بهینهسازی تک هدفه
_ت	۵-۴-۱-۱ بررسی تاثیر برخی پارامترهای مستقل روی عدد تلفات انترنزی در حال
۸٣	مساحت ثابت
۹١	۵–۴–۲ بهینهسازی چندهدفه
بـد	۵–۵ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای بـا اســتفاده از اصـل حــداقل کـردن تول
۱۰	آنتروپی

۱۰۲	جمعبندی نتایج
۱۰۴	پیشنهادات
۱۰۵	پيوست
نصحیح برای افت فشار جریان در پوسته۱۰۶	۶-۱ تخمین پارامترهای هندسی و فاکتورهای ا
۱۰۹	مراجع

شکل ۱– ۱: طرح ترسیمی رایجترین انواع پوستههای TEMA۴
شکل ۱– ۲: (الف) مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با پوسته یکگذر و دیوارک، با لولههـای
U شکل بدون پره (ب) مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با لولههای U شکل پرهدار
شکل ۱– ۳: مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با پوسته یکگذر و دیوارک، و دو گذر لوله، بـا
صفحەلولە ثابت، طراحی شدہ برای تمیز کاری مکانیکی سمت داخل لولەھا
شکل ۱- ۴: مبدل حرارتی، مشابه با مبدل حرارتی شکل (۱-۳)، با این تفاوت که ایـن مبـدل بـه
واسطهی انبساط گرمایی مختلف لولهها و پوسته، با یک سر شناور طراحی شده است
شكل ۱– ۵: زواياى جانمايى لوله۸
شکل ۱– ۶: انواع دیوار کهای صفحهای۹
شکل ۳- ۱: مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با یک گذر پوسته و دو گذر لوله
شکل ۳- ۲: ضریب تصحیح LMTD، <b>F،</b> برای مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای، با یک گـذر
پوسته و دو یا ضرایبی از دو گذر لوله
شکل ۳- ۳: (الف) نواحی ورودی و خروجی (ب) فواصل دیوار کهای میانی (به جز دو انتها)  (ج)
نواحی دارای پنجره
شکل ۳- ۴: گامهای لوله، موازی با جریان و عمود بر آن (آرایش مثلث متساویالاضلاع نشان داده
شده است)
شکل ۴- ۱: ساختار یک شبکه عصبی مصنوعی۵۵
شکل ۴– ۲: فلوچارت الگوریتم ژنتیک۸
شکل ۴- ۳: نمونهای از افراز یک جمعیت با ۴۰ عضو به پنج جبهه پرتو و انتخـاب ۲۰ والـد از آن

۱	•••••
شکل ۴- ۴: نمایش مختصات کروموزومها بر اساس توابع هدف حاصل برای آنها در یـک مسـأا	

با دو تابع هدف ...... ۶۱

شکل ۵- ۱: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هـدایت گرمـایی ( $g \Delta T$ ) و عـدد تلفـات
انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $oldsymbol{g}\Deltaoldsymbol{P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۱۹،۰،۰ متر در حالت نرخ
انتقال حرارت ثابت
شکل ۵- ۲: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نرخ انتقال حرارت
ثابت
شکل ۵- ۳: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نـرخ انتقـال حـرارت
ثابت
شکل ۵- ۴: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی
سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت۷۳
شکل ۵- ۵: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبـی جرمـی
سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت۷۳
شکل ۵- ۶: تغییرات  تعداد واحدهای انتقال بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییـر دبـی جرمـی
سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت۷۴
شکل ۵- ۷: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت

پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت .......۷۵

شکل ۵- ۹: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $g \Delta T$ ) و عدد تلفات

انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $g \Delta P$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٫۰۲۲ متر در حالت نـرخ
انتقال حرارت ثابت
شکل ۵- ۱۰: تغییرات کارایی و توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نرخ انتقال
حرارت ثابت٧٧
شکل ۵– ۱۱: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $m{g}\Deltam{T})$ و عـدد تلفـات
انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $oldsymbol{g}\Deltaoldsymbol{P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٬۰۱۹ متر در حالت سطح
ثابت انتقال حرارتی
شکل ۵- ۱۲: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت سطح ثابت
انتقال حرارتی۸۰
شکل ۵- ۱۳: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت سطح ثابـت انتقـال
حرارتی۸۱
شکل ۵– ۱۴: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $g \Delta T$ ) و عـدد تلفـات
انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $oldsymbol{g}\Deltaoldsymbol{P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٬۰۳۵ متر در حالت سطح
ثابت انتقال حرارتی
شکل ۵– ۱۵: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلف ات انترنـزی بـا تغییـر تعـداد
دیوارکها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵– ۱۶: تغییرات کارایی بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوار کـهـا بـرای قطـر
۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵– ۱۷: تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیـوارکهـا
برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵– ۱۸: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عـدد تلفـات انترنـزی بـا تغییـر تعـداد
دیوارکها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

شکل ۵– ۱۹: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوار کها برای قطر
۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵- ۲۰: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عـدد تلفـات انترنـزی بـا تغییـر دبـی
جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر۸۸
شکل ۵- ۲۱: تغییرات کارایی بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لولـه
برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵- ۲۲: تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال
سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵- ۲۳: تغییرات سرعت سیال در لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی بـا تغییـر دبـی جرمـی
سيال سمت لوله براي قطر ٠,٠٣۵ متر
شکل ۵- ۲۴: تغییرات افت فشار سمت لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی بـا تغییـر دبـی جرمـی
سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵- ۲۵: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سـیال سـمت
لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر
شکل ۵- ۲۶: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقـال حـرارت ثابـت ( $m{g}\Deltam{P}$ بـر حسـب
۹۲ متر ۵٫۰۳۰ متر ( $g\Delta T$
شکل ۵– ۲۷: مقادیر متوسط و بهترین برای عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی در طـول
كل نسلها٩٣
شکل ۵– ۲۸: مقادیر متوسط و بهترین برای عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال در طول
كل نسلها
شکل ۵– ۲۹: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقـال حـرارت ثابـت ( $m{g}\Deltam{P}$ بـر حسـب
عمر ۰٫۰۱۹ متر ( <i>g</i> Δ <i>T</i> ) برای قطر ۰٫۰۱۹ متر

شکل ۵- ۳۰: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقال حرارت ثابت (توان پمپ بر حسب
کارایی مبدل حرارتی)۹۷
شکل ۵- ۳۱: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطـر ۰٫۰۱۹
متر
شکل ۵- ۳۲: تغییرات تعداد واحدهای انتقال بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰٫۰۱۹ متر
۹۸
شکل ۵– ۳۳: تغییرات افت فشار سمت لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطـر ۱۹ ۰٫۰ متـر
٩٩
شکل ۵- ۳۴: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰٫۰۱۹ متر
٩٩
شکل ۵- ۳۵: کارایی مبدل برای قطرهای مختلف بر حسب عدد تولید آنتروپـی در حالـت سـطح
ثابت انتقال حرارتی

شکل ۶- ۱: نحوهی نامگذاری مشخصههای هندسی دیوارک یک مبدل یک تکهای .....

## فهرست جداول:

جدول ۳- ۱: ضرایب روابط تجربی برای *f<sub>ia</sub> و f<sub>ia</sub> ..... j<sub>ia</sub> و ا* 

۴٩	ی ۴−۱: مشخصات ترمودینامیکی سیال در سمت لوله با فشار ۱۰ مگا پاسکال	جدول
۵۰	ی ۴- ۲: مشخصات ترمودینامیکی سیال در سمت پوسته با فشار ۵ مگا پاسکال	جدول
۵١	ی ۴- ۳: قطرهای خارجی لوله و گامهای مربوطه	جدول
۵١	. ۴- ۴: محدودهی پارامترهای اصلی تابع هدف در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت	جدول
۵۲	ی ۴− ۵: محدودهی پارامترهای اصلی تابع هدف در حالت سطح انتقال حرارت ثابت	جدول

جدول ۵- ۱: مقادیر طراحی مبدل جهت راستی سنجی
جدول ۵- ۲: مقایسهی نتایج حاصل از راستی سنجی
جدول ۵– ۳: مقایسهی پارامترهای طراحی بین طراحی اولیه و بهینه در حالت نرخ انتقال حرارت
ثابت
جدول ۵- ۴: مقایسهی خصوصیات بین طراحی اولیه و بهینه در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت۶۹
جدول ۵– ۵: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر دبی جرمی سیال در سمت پوسته با قطر ۰٫۰۱۹
متر
جدول ۵- ۶: مقایسهی پارامترهای مستقل بین طراحی اولیه و بهینه
جدول ۵- ۷: مقایسهی خصوصیات بین طراحی اولیه و بهینه
جدول ۵- ۸: نتایج حاصل از بهینهسازی تک هدفه برای قطر ۰٫۰۳۵ متر در حالـت سـطح ثابـت

۸۲	انتقال حرارتي.
۹: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر تعداد دیوارکها با قطر ۰٫۰۳۵ متر	جدول ۵-
۱۰: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله با قطر ۰٫۰۳۵ متر	جدول ۵-
λΥ	
۱۱: جبههی پرتو به دست آمده از طراحی بهینهی چندهدفه تحت سطح ثابت انتقال	جدول ۵-
۹۴	حرارتی
۱۲: جبههی پرتو به دست آمده از طراحی بهینهی چندهدفه تحت سطح ثابت انتقال	جدول ۵-
۹۴	حرارتی
۹۶: مقایسهی حل بهینهی تک هدفه و چندهدفه در حالت مساحت ثابت۹۶	جدول ۵-
۱۴: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تولید آنتروپی در حالت سطح ثابت انتقال	جدول ۵-
۱۰۰	حرارتی
۱۵: مقایسه کارایی نسبت به تلفات انترنزی و آنتروپی تولیدی	جدول ۵-

علائم

انرژی پتانسیل الکتریکی در خازن	E <sub>e</sub>
بار الکتریکی ذخیرہ شدہ در خازن	$Q_{ve}$
پتانسیل الکتریکی در خازن	V <sub>ve</sub>
ظرفيت الكتريكي	C <sub>ve</sub>
انرژی پتانسیل حرارتی	E <sub>h</sub>
انرژی گرمایی	$Q_{vh}$
دما	Т
دبی جرمی سیال	'n
ظرفیت گرمایی ویژه جسم در حجم ثابت	c <sub>v</sub>
ظرفیت گرمایی ویژه جسم درفشار ثابت	c <sub>p</sub>
مقاومت گرمایی	R <sub>h</sub>
نرخ انتقال حرارت	Ż
نرخ تلفات انترنزی	Ø <sub>h</sub>
کارایی مبدل	8
نرخ ظرفیت گرمایی سیالات	<b>C</b> *
قطر داخلی پوسته	D <sub>s</sub>
قطر خارجي لوله	d <sub>o</sub>
گام لوله	P <sub>T</sub>
تعداد لوله	n
طول لوله	L <sub>hx</sub>
تعداد ديوارک	N <sub>b</sub>
زاویه مرکزی برش دیوارک	$\theta_b$

چگالی سیال	ρ
وسيكوزيته ديناميكي سيال	μ
ضریب هدایت حرارتی	K
ضريب انتقال حرارت سمت لوله	$h_t$
ضريب انتقال حرارت سمت پوسته	h <sub>s</sub>
ضريب كلى انتقال حرارت	Uo
تعداد واحدهاى انتقال	NTU
افت فشار سمت لوله	$\Delta \boldsymbol{P}_{t,total}$
افت فشار سمت پوسته	$\Delta \boldsymbol{P}_{s,total}$
توان پمپ	W
تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی	$G_{\Delta T}$
عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی	$oldsymbol{g}_{\Delta T}$
تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال	$G_{\Delta P}$
عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال	$oldsymbol{g}_{\Delta oldsymbol{P}}$
عدد تلفات انترنزی کلی	$oldsymbol{g}^{*}$
نرخ کلی تولید آنتروپی	S <sub>gen</sub>
عدد توليد آنتروپی	N <sub>s</sub>

فصل اول: کلیات و تشریح موضوع پژوهش

۱–۱ مقدمه

یکی از روشهایی که در مورد سیستمهای انرژی بهطور گسترده به کار برده می شود، بررسی سیستم-ها از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک و سعی بر کاهش میزان بازگشتناپذیری آنها میباشد. بازگشت-ناپذیری عاملی است که باعث افزایش کار هدررفته و کاهش کار مفید و پتانسیل انجام کار سیستم می-شود. از آنجا که میزان تولید آنتروپی<sup>۳</sup> بیانگر میزان بازگشتناپذیری سیستم میباشد، بهوسیلهی اعمال قانون دوم ترموديناميک بر روی سيستمها مي توان با کمينه کردن توليد آنترويي، افتهاي اصطکاکي و حرارتی را به حداقل رساند[۱]. اکثر فرآیندهای انتقال حرارت جابجایی، شامل دو نوع بازگشتناپذیری می شوند [۲]، یکی در ارتباط با اصطکاک و دیگری متناسب با میزان انتقال حرارت به واسطه ی یک اختلاف دمای محدود می باشد. روش دیگری که برای بهینه سازی سیستمهای انرژی به کار گرفته می شود، اعمال اصول انترنزی است. انترنزی یک کمیت فیزیکی برای توصیف توانایی انتقال حرارت سیستم می-باشد. از آنجا که هدف اصلی در فرآیندهای انتقال حرارت رسیدن به حداکثر نرخ انتقال حرارت با کمترین میزان تلفات میباشد، لذا با کمینه کردن این مفهوم میتوان به نقطهی بهینهی مورد نظر رسید. در فرآیندهای انتقال حرارت بازگشتناپذیر، انترنزی تلف می شود. در این فرآیندها هرچه میزان بازگشت-یذیری بیشتر باشد، تلفات انترنزی کمتر است. بنابراین حداقل کردن تلفات انترنزی در سیستمهای انرژی به منظور دستيابي به عملكرد مطلوب آن، حائز اهميت است.

در ادامهی این فصل مقدمهای دربارهی مبدلهای حرارتی گفته میشود. همچنین مفهوم انترنزی و تلفات آن به صورت کامل تشریح میشود.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Loss work

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Useful work

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Entropy generation

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Entransy

## ۲-۱ مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای

مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای دارای متنوعترین شکلها، در بین مبدلهای حرارتی میباشند. این مبدلهای حرارتی در صنایع فرآیندی، در نیروگاههای بخار و هستهای بهعنوان چگالنده، در مولدهای بخار نیروگاههای با رآکتور آب تحت فشار، در گرمکنهای آب تغذیه، و در برخی سیستمهای تهویه مطبوع و تبرید استفاده میشوند. همچنین این مبدلها برای کاربردهای متفاوتی شامل استفاده از انرژی اقیانوسها، انرژی گرمایی و زمینگرمایی پیشنهاد شدهاند. مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای در مقایسه با سایر مبدلهای حرارتی، نسبتهای بزرگی از سطح انتقال گرما به حجم و وزن را فراهم میآورند و به آسانی تمیز میشوند.

این مبدلها تقریبا برای هر کاربردی میتوانند استفاده شوند. آنها میتوانند برای فشارهای زیاد سیال در پوسته (نسبت به فشار محیط) و اختلاف فشار زیاد بین جریانهای سیال سرد و گرم، طراحی شوند. از اینرو با توجه به کاربرد فراوان این مبدلها در صنعت، بهینهسازی آنها و رسیدن به بهترین عملکرد مطلوب، حائز اهمیت میباشد.

### ۱–۲–۱ اجزای اصلی

مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای از لولههای دایرهای قرار گرفته در یک پوستهی استوانهای ساخته می شوند که لولهها، موازی با پوسته می باشند. یک سیال در داخل لولهها جریان دارد و سیال دیگر از روی دسته لولهها در عرض و در طول محور مبدل جریان می یابد. اجزای اصلی این مبدلها، لولهها (دسته لوله<sup>۱</sup>)، پوسته<sup>۲</sup>، سر<sup>۳</sup>(کلاهک) انتهای جلویی<sup>†</sup>، سرانتهای عقبی<sup>۵</sup>، دیوارکها<sup><sup>2</sup></sup> و صفحهلولهها<sup>۷</sup> هستند [۳].

1-1-1 انواع پوسته

انواع متعدد پوسته و انواع متعدد سرهای جلویی و عقبی توسط انجمن سازندگان مبادله کنهای لوله-ای<sup>^</sup> (TEMA)، استاندارد شدهاند. آنها با حروف الفبا، نشان داده می شوند [۳] . شکل (۱–۱) رایج ترین انواع پوستههای به کار رفته در چگالندهها را نشان می دهد. (۷ محل منفذ تهویه می باشد) [۴].

پوستهی نوع E به دلیل سادگی و ارزانی، رایجترین پوسته است که مد نظر تحقیق حاضر میباشد.



شکل ۱-۱: طرح ترسیمی رایجترین انواع پوستههای TEMA [۴]

- <sup>2</sup> Shell
- <sup>3</sup> Head
- <sup>4</sup> Front-end head
- <sup>5</sup> Rear-end head
- <sup>6</sup> Baffles
- <sup>7</sup> Tube sheets
- <sup>8</sup> Tubular Exchanger Manufacturers Association

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Tube bundle

#### ۲-۱-۲-۱ انواع دستهلولهها

مهم ترین انواع دسته لوله ها در شکل های (۱–۲) تا (۱–۴) نشان داده شده اند. مهم ترین اهداف طراحی در نظر گرفتن انبساط گرمایی، تمیز کاری آسان و یا در صورتی که سایر جنبه ها مهم نباشند، ایجاد کمترین هزینه ی ساخت می باشد [۳].

در لولههای U شکل<sup>(</sup> (شکل ۱–۲)، انبساط گرمایی میتواند وجود داشته باشد. بنابراین این نوع طراحی امکان انبساط گرمایی مستقل لولهها و پوستهها را فراهم میکند. این لولهها بهدلیل داشتن یک صفحهلوله، دارای کمترین هزینهی ساخت میباشند؛ اما بهدلیل داشتن انحنای U شکل، نمی توانند با وسایل مکانیکی تمیز شوند.

مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با صفحهلولهی ثابت<sup>۲</sup>در شکل (۱–۳) نشان داده شده است. پوسته، به صفحههای لوله جوش شده است و به سمت بیرونی دستهلوله برای تمیزکاری دسترسی وجود ندارد. در این انتخاب کم هزینه، فقط انبساط گرمایی نمی تواند وجود داشته باشد که میتوان با استفاده از فانوسیها<sup>۳</sup>، انبساط گرمایی را امکانپذیر نمود. در این طراحی، لولههای تکی قابل تعویض هستند و تمیز-کاری لوله به صورت مکانیکی، آسان است. این نوع دستهلوله، با توجه به شرایط مناسبش برای طراحی مبدل حرارتی مورد نظر انتخاب شده است.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> U-bend shape

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Fixed tube sheet configuration

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Bellows



شکل ۱- ۲: (الف) مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با پوسته یکگذر و دیوارک، با لولههای U شکل بدون پره (ب) مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با لولههای U شکل پرهدار [۴]



شکل ۱- ۳: مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با پوسته یکگذر و دیوارک، و دو گذر لوله، با صفحهلوله ثابت، طراحی شده برای تمیزکاری مکانیکی سمت داخل لولهها [۳]



شکل ۱- ۴: مبدل حرارتی، مشابه با مبدل حرارتی شکل (۱-۳)، با این تفاوت که این مبدل بهواسطهی انبساط گرمایی مختلف لولهها و پوسته، با یک سر شناور طراحی شده است [۳]

۱-۲-۱ لولهها و گذرهای لوله

عموما، تعداد زیاد گذرهای لوله برای افزایش سرعت سیال سمت لوله (در محدودههای افت فشار مجاز) و افزایش ضریب انتقال گرما، و به جهت کاهش تشکیل رسوب استفاده می شوند. اگر به دلایل ساختاری لازم باشد که سیال سمت لوله از یک سمت وارد و از همان سمت خارج شود، استفاده از تعداد زوجی از گذرهای لوله<sup>۲</sup> الزامی است.

فلز لوله معمولا از جنس فولاد کم کربن، فولاد کم آلیاژ، استینلس استیل، مس، ادمیرالتی (آلیاژ مس و روی و قلع)، کاپرونیل (آلیاژ مس و نیکل)، اینکونل (آلیاژ نیکل و آهن و کروم)، آلومینیوم (به شکل آلیاژ-ها)، یا تیتانیوم است. جنس لولهی مبدل حرارتی مورد نظر ما از آلیاژ Cr، میباشد.

قطرهای کوچک لوله (۸ تا ۱۵ میلیمتر) برای سطح گرمایی بزرگتر در واحد حجم، به بقیه ترجیح دارند. قطرهای بزرگتر لوله، اغلب برای چگالندهها و دیگهای بخار به کار می وند.

طول لوله بر هزینه و کارکرد مبدلهای حرارتی اثر می گذارد. به طور کلی، هر چه لولهها بلندتر باشند (برای یک سطح گرمایی مشخص) تعداد لولههای کمتری نیاز هستند و سوراخهای کمتری در دیوارکها و صفحهلوله ایجاد میشود، به علاوه قطر پوسته کاهش مییابد، که منجر به هزینهی کمتری می گردد.

۱-۲-۱-۴ جانمایی لوله ً

جانمایی لوله، بهوسیلهی زاویهی بین لولهها، مطابق آنچه در شکل (۱-۵) نشان داده شده است، مشخص می گردد. جانمایی ۳۰ درجه، بیشترین تراکم لوله را حاصل می کند و بنابراین بیشتر استفاده می-

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Tube Passes

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Even number of tube passes

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Tube layout

شود، مگر این که نیازهای دیگری، جانمایی دیگری را تحمیل کند. در مبدل حرارتی مورد نظر نیز، لولهها با جانمایی ۳۰ درجه در پوسته جایگذاری شدهاند. گام لوله (فاصلهی مرکز تا مرکز دو لولهی مجاور در راستای عمود بر جریان)، که با P<sub>T</sub> نشان داده میشود؛ معمولا به نحوی انتخاب میشود که نسبت گام<sup>۱</sup> $(PT/d_o)$ ، بین ۱٫۲۵ و ۱٫۲۵ باشد. از آنجایی که نزدیک بودن بیش از حد لولهها به هم، موجب ضعیف

شدن صفحهلوله به لحاظ سازهای می شود، لذا جانمایی و وضعیت لوله ها به صورت استاندارد در آمدهاند [۵].



شکل ۱- ۵: زوایای جانمایی لوله

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Pitch ratio



شکل ۱- ۶: انواع دیوار کهای صفحهای [۶]

دیوارکها دو کار انجام میدهند. اولین و مهمترینکار، نگه داشتن لولهها و استحکام سازه و جلوگیری از لرزش و خمیده شدن لوله میباشد. دومین کار، منحرف کردن جریان در جهت عرضی و متقاطع با دستهلولهها برای به دست آوردن ضریب انتقال گرمای بزرگتر است. دیوارکها میتوانند به انواع عرضی<sup>۱</sup> و طولی<sup>۲</sup> دستهبندی شوند. دیوارکهای عرضی میتوانند به دیوارکهای صفحهای<sup>۳</sup> و دیوارکهای میلهای<sup>۴</sup> دستهبندی شوند. رایجترین انواع دیوارکهای صفحهای مورد استفاده در شکل (۱–۶) نشان داده شده است [۶].

دیوار کهای یک تکهای<sup>6</sup> (منظور از تکهای، بخشی از دایره کامل است) و دوتکهای<sup>5</sup> به وفور استفاده می شوند. دیوار ک مورد استفاده در مبدل حرارتی مورد نظر، دیوار ک یک تکهای می باشد.

### ۱-۲-۱-۶ تعیین سمت پوسته و یا لوله برای جریانها<sup>۲</sup>

باید تصمیم گرفته شود که کدام سیال در لولهها و کدام یک در پوسته جریان خواهد یافت. عموما دیدگاههای زیر به کار میروند:

- سیال با رسوب بیشتر در لوله جریان مییابد، زیرا تمیز کردن داخل لوله آسان تر است، به ویژه اگر تمیز کاری مکانیکی نیاز باشد.
- سیال با فشار زیاد در لولهها جریان مییابد. به دلیل قطر کوچکشان، لولههای با ضخامت معمول وجود دارند که میتوانند فشارهای بیشتری را تحمل کنند و فقط نیاز است کانالهای سمت لوله و سایر اتصالات برای تحمل فشار زیاد طراحی شوند.
- سیال خورنده باید در لولهها جریان یابد، در غیر این صورت، هم لوله و هم پوسته، خورده خواهند شد. آلیاژهای خاصی برای مقاومت در برابر خوردگی استفاده می شوند، و بسیار کم هزینه تر است که لولههایی با آلیاژ خاص تهیه گردد تا این که هم لولهها و هم پوسته با آلیاژ خاص به کار روند.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Transverse type

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Longitudinal type

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Plate baffles

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Rod baffles

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Single baffles

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Double segmental baffles

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> allocation of streams

 جریان دارای ضریب انتقال گرمای کوچکتر در سمت پوسته جریان مییابد، زیرا طراحی لولههای دارای پره بر روی سمت بیرونی آسانتر است. عموما بهتر است که جریان با نرخ جرمی کوچکتر در سمت پوسته قرار داده شود. در سمت پوسته، جریان آشفته در اعداد رینولدز کوچکتر حاصل می گردد.

۱-۳ انترنزی

یک مفهوم جدید به منظور بهینهسازی سیستمهای انرژی میباشد.

۱-۳-۱ مقایسهی بین هدایت الکتریکی و گرمایی

در سال ۱۹۵۰ میلادی به دلیل عدم توسعهی کامپیوتر و دستوپاگیر بودن آزمایشات گرمایی، مطالعات تجربی زیادی در رابطه با مقایسهی بین هدایت الکتریکی و گرمایی برای حل مسائل هدایت گرمایی در دو حالت پایا و گذرا انجام گرفت [۷]. این دو سیستم مشابه یکدیگرند، زیرا قانون فوریه برای هدایت گرمایی همانند قانون اهم برای مدارهای الکتریکی میباشد. در اینجا، جریان گرمایی متناظر با جریان الکتریکی، مقاومت حرارتی متناظر با مقاومت الکتریکی، دما متناظر با ولتاژ الکتریکی، و ظرفیت گرمایی متناظر با ظرفیت خازن است.

کار انجامشده برای شارژ خازن از بین نمی رود و به صورت انرژی پتانسیل الکتریکی در خازن ذخیره می شود. بنابراین انرژی پتانسیل الکتریکی در خازن  $E_e$ ، از رابطهی زیر قابل محاسبه است.

$$E_e = Q_{ve}\overline{V}_{ve} = (C_{ve}V_{ve})\left(\frac{V_{ve}}{2}\right) = \frac{1}{2}C_{ve}V_{ve}^2 \qquad (1-1)$$
c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

c, (1-1)

حال می توان با برقراری تناظر بین سیستمهای الکتریکی و گرمایی یک کمیت مناسب به نام  $E_h$ ، برای یک جسم تعریف کرد که متناسب با انرژی پتانسیل الکتریکی در یک خازن باشد. کمیت  $E_h$  به -صورت زیر تعریف می شود.

$$E_{h} = \frac{1}{2}(Q_{vh})U_{h} = \frac{1}{2}(Q_{vh})T = \frac{1}{2}(mc_{v}T)T = \frac{1}{2}mc_{v}T^{2}$$

$$(Y-1)$$
در رابطهی بالا،  $Q_{vh}$ ، انرژی گرمایی یا گرمای ذخیره شده در یک جسم با حجم ثابت میباشد، که
می توان از آن به عنوان بار گرمایی یاد کرد.  $U_{h}$  یا  $T$ ، معرف پتانسیل گرمایی است.  $m$  جـرم جسـم و  $c_{v}$ 
فرفیت گرمایی ویژه ی جسم در حجم ثابت میباشد. در بخش بعـدی در رابطـه بـا معنـای فیزیکـی ایـن
کمیت به تفصیل بحث می شود.

#### 1-۳-۲ تعريف انترنزي

انترنزی یک کمیت فیزیکی برای توصیف توانایی انتقال حرارت است. در واقع مفهـوم فیزیکی آنرا میتوان با توجه به فرآیند گرمایی برگشتپذیر برای یک جسم با دمای *T* و ظرفیتگرمایی در حجم ثابت (*c*<sup>v</sup>)، درک کرد. برای یک فرآیند برگشتپذیر، اختلاف درجه حرارت بین جسم ومنبع گرمایی ناچیز و گرمای اضافهشده به جسم، بینهایت کوچک میباشد. با دادن مقدار بسیار ناچیزی از گرمای جسم به هر منبع، دمای این منابع حرارتی، به مقدار بینهایت کوچکی افزایش مییابد. دما، معـرف پتانسیل گرمایی میباشد زیرا در دماهای مختلف، گرمای متفاوتی در دسترس است. از اینرو، پتانسیل انـرژی گرمایی، با اضافهشدن گرما به موازات افزایش انرژی گرمایی، افزایش مییابد. وقتی مقدار بینهایت کوچکی از گرما به اضافهشدن گرما به موازات افزایش انرژی گرمایی، افزایش مییابد. وقتی مقدار بینهایت کوچکی از گرما به میافه میشود، همانند تخلیه انرژی الکتریکی در یک خازن، شاهد افزایش انرژی پتانسیل ناشـی از انرژی گرمایی میباشد که حاصل از بار حرارتی و پتانسیل درجه حرارت جزئی میباشد که از رابطهی زیر محاسبه میشود [۸].

$$dE_h = Q_{vh}dT$$
 (۳-۱)  
اگر صفر مطلق به عنوان پتانسیل دمای صفر در نظر گرفته شود، بنابراین پتانسیل انرژی حرارتی  
برای یک جسم در دمای  $T$ ، به صورت زیر است.

$$E_h = \int_0^T Q_{\nu h} dT \tag{(f-1)}$$

از آنجا که واحد عبارت بالا ژول-کلوین میباشد نه ژول، لذا واژه پتانسیل انرژی برای آن به کار برده

می شود. در حالتی که گرمای ویژه ثابت باشد، پتانسیل انرژی به صورت زیر تعریف می شود.

$$E_{h} = \int_{0}^{T} Q_{vh} dT = \int_{0}^{T} mc_{v} T dT = \frac{1}{2} mc_{v} T^{2}$$
(Δ-۱)  
It is a solution of the set of the s

ذخیره میکند، یک جسم نیز میتواند به عنوان یک خازن حرارتی، که بار حرارتی و در نتیجـه پتانسـیل انرژی حرارتی را در خود ذخیره میکند، در نظر گرفته شود.

اگر جسم در تماس با تعداد نامحدودی از چاههای گرمایی که درجه حرارت آنها به اندازه بینهایت کوچکی کمتر از جسم است، باشد، مجموع کمیت پتانسیل انرژی گرمایی که میتواند از جسم منتقل شود برابر با $\frac{1}{2}Q_{vh}T$ ، است. از اینرو پتانسیل انرژی گرمایی، توانایی انتقال حرارت یک جسم را معرفی میکند. این مفهوم انترنزی نامیده میشود زیرا به ذات، دارای انرژی و توانایی انتقال میباشد.

#### 1-۳-۳ مقاومت گرمایی بر پایه تلفات انترنزی

برای انتقال حرارت در حالت پایا، انرژی گرمایی در طول کل فرآیند، ذخیره می شود. از این رو تعریف مفهوم کارایی برای ارزیابی عملکرد انتقال حرارت ناشی از نرخ یکسان انرژی گرمایی ورودی به سیستم و خارج شده از آن دشوار می باشد. به منظور ارزیابی عملکرد انتقال حرارت به طور مستقیم، دانشمندان و مهندسان مفهوم مقاومت گرمایی را به صورت نسبت اختلاف دما به نرخ انتقال حرارت، بر اساس مقایسهی بین هدایت الکتریکی و گرمایی تعریف کردند.

مقاومت گرمایی R<sub>h</sub>، برای هدایت گرمایی یک جسم، در حالت پایا، یکبعدی، با ضریب هدایت گرمایی ثابت و بدون منبع حرارتی درونی به صورت زیر نوشته می شود.

$$R_{h} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{T_{h} - T_{c}}{\dot{Q}}$$
 (۶-۱)  
در رابطهی بالا  $T_{h}$  و  $T_{c}$  به ترتیب دمای سطوح گرم و سرد در هدایت گرمایی یک بعدی محسوب  
میشوند.  $\dot{Q}$  نیز معرف نرخ انتقال حرارت (جریان گرمایی) میباشد.

به هر حال برای انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی، درجه حرارت هر دو سیال گرم و سرد در امتداد سطح انتقال حرارت متفاوت است، که در نتیجه، آن یک فرآیند هدایت گرمایی یک بعدی نمی باشد. در این حالت اختلاف درجه حرارت یک مشخصهی منحصر به فرد نیست، بنابراین محاسبهی مقاومت گرمایی توسط معادلهی بالا، دقیق نیست. از این و مهندسان، مفهومی تحت عنوان کارایی انتقال حرارت <sup>۱</sup> برای مبدل های حرارتی معرفی و آن را به صورت نسبت نرخ انتقال حرارت واقعی به نرخ انتقال حرارت حداکثر تعریف کردند، که از آن در ارزیابی عملکرد مبدل حرارتی و برآورده کردن شرایط برای کاربردهای مورد نیاز استفاده میشود. مشکل اینجاست که در فرآیندهای انتقال حرارت بازگشتناپذیر، نمی توان از کارایی مبدل حرارتی به عنوان یک معیار سنجش خوب استفاده کرد. زیرا کارایی مبدل حرارتی، نمی تواند ارتباط مستقیمی بین عملکرد مبدل برای یک کاربرد خاص با پارامترهای طراحی از قبیل ضریب انتقال حرارت، سطح انتقال حرارتی انتقال حرارتی معرفی در از می انتقال حرارت مازید می تواند ارتباط

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Heat transfer effectiveness
از اینرو برای رفع این مشکل، مفهومی تحت عنوان انترنزی مطرح شد. مشابه انتقال انرژی الکتریکی و تلفات آن در طول هدایت الکتریکی، همراه با انتقال انرژی گرمایی در طول فرآیند انتقال حرارت، انترنزی نیز منتقل و بخشی از آن تلف میشود. همچنین مشابه مقاومت الکتریکی که به صورت نسبت نرخ تلفات انرژی الکتریکی به مربع جریان الکتریکی تعریف شده است، گوا و همکارانش [۸و۹]، مقاومت گرمایی را به صورت نسبت نرخ تلفات اینترنزی به مربع جریان حرارتی تعریف کردند و آنرا مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی نامیدند که به صورت زیر قابل مشاهده است.

$$R_h = \frac{\phi_h}{\dot{Q}^2} \tag{Y-1}$$

در رابطهی بالا  $\phi_h \ \phi_h \ \phi_h$  و  $\dot{Q}_h$  به ترتیب نرخ تلفات اینترنزی کلی و جریان حرارتی در طول فرآیند انتقال حرارت میباشند. برای یک مبدل حرارتی با ساختار هندسی دلخواه، فرمول EDTR (مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی)<sup>1</sup>، تابع کارایی مبدل و نرخ ظرفیت گرمایی سیالات میباشد و به صورت زیر تعریف می شود [۱۰ ما].

$$R_h = \frac{1}{(\dot{m}C_p)_{min}} \left[ \frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{2} (C^* + 1) \right] \tag{A-1}$$

در رابطهی بالا mC<sub>p</sub>)<sub>min</sub>)، حداقل نرخ ظرفیت گرمایی بین سیال گرم و سرد است. \*C نیز نسبت نرخ ظرفیت گرمایی کوچکتر به نرخ ظرفیت گرمایی بزرگتر برای دو رشته جریان میباشد.

مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی که ناشی از بازگشتناپذیری در فرآیندهای انتقال حرارت است، به کارایی مبدل حرارتی و نرخ ظرفیت گرمایی سیالات وابسته میباشد. ولی، به نوع آرایش جریان در مبدلهای حرارتی بستگی ندارد، لذا، برای مقایسهی کارایی مبدلهای حرارتی با آرایشهای مختلف،

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Entransy dissipation-based thermal resistance

مفید است. بنابراین، می توان به واسطه ی مقاومت گرمایی توسعه یافته ی جدید، عملکرد گرمایی مبدل های حرارتی را به سادگی ارزیابی نمود [۹و ۱۰].

در فصل دوم، کارهای پیشین مرور خواهد شد و در فصل سوم، طراحی مبدل حرارتی و روابط حاکم مطرح می شود. در فصل چهارم روش های موجود برای بهینه سازی، تشریح و در فصل پنجم نیز نتایج آورده شده است. فصل دوم: مروری بر کارهای پیشین

#### ۲-۱ مقدمه

تا امروز تحقیقات بسیاری در رابطه با مبدلهای حرارتی صورت گرفته است. شالودهی این تحقیقات را میتوان این طور خلاصه نمود:

- تحقیقات در جهت افزایش نرخ انتقال حرارت: اضافه کردن مواد با ضریب هدایت گرمایی بالا
   به مواد اولیه یمبدل، به منظور افزایش نرخ هدایت حرارتی و افزایش سرعت یا شدت
   آشفتگی سیال به منظور زیاد شدن نرخ انتقال حرارت همرفتی.
- بهبود عملکرد گرمایی و کاهش حجم و وزن مبدلهای حرارتی به منظور حفاظت از منابع انرژی.
- تحقیقات بر روی شبیه سازی های دقیق تر: مطالعه و توسعه کدهای کامپیوتری برای محاسبات در مبدل های حرارتی در شرایط پایدار و غیر پایدار. ارائه یدقیق تر مشخصات ترمودینامیکی سیالات، نرم افزار های جدید و ...
- طراحی بهینه مبدلهای حرارتی به واسطه اصول بهینه سازی ترمودینامیکی، یکنواختی
   میدان اختلاف درجه حرارت و انترنزی.
- کارهای تجربی: ساخت مبدل حرارتی و بررسی پارامترهای موثر روی عملکرد آن از قبیل
   دما، فشار، دبی جرمی و ...

در ادامه به منظور آشنایی بیشتر خوانندگان با کارهای متنوعتر در زمینهی بهینهسازی مبدلهای حرارتی، چند نمونه از کارهایی که ارتباط کمتری با کار حاضر دارند توضیح داده می شود: قدوسی<sup>۱</sup> [۱۱] با استفاده از روش حداقل کردن آنتروپی تولیدی بیجن<sup>۲</sup> [۱۳و۱۳] به تجزیه و تحلیل تاثیر سطوح پیچیدهی شبکههای درختی در مسیرهای هدایت گرمایی پرداخت و به این نتیجه رسید که اگر سطوح پیچیدهی تولید گرما افزایش یابد، اساسا عملکرد جریان گرمایی بهبود نمییابد.

اشر<sup>۳</sup>و همکاران [۱۴] نشان دادند که ضریب عملکرد شبکهی کانالهای موازی بیش از ۵ برابر شبکههای درختی با نرخ دبی جرمی ثابت میباشد. این در حالیست که تقریبا ۴ برابر گرمای بیشتری از شبکههای درختی تحت گرادیان فشار ثابت، گرفته میشود. از اینرو کارایی مبدل حرارتی همیشه با کاهش آنتروپی تولیدی، افزایش نمییابد.

شاه<sup><sup>4</sup></sup> و اسکیپکو<sup>۵</sup> [۱۵] رابطهی بین کارایی و عدد آنتروپی تولیدی را برای ۱۸ نوع از مبدلهای حرارتی بررسی کردند و دریافتند زمانیکه آنتروپی تولیدی به حداکثر مقدار خود میرسد، کارایی مبدل حرارتی می تواند حداکثر، حداقل یا بینابین باشد. بنابراین اصل حداقل آنتروپی تولیدی، خیلی قابل اعتماد برای بهینه سازی مبدلهای حرارتی نمی باشد.

لیو<sup><sup>2</sup> [۱۶] و کائو<sup>۷</sup> و همکاران [۱۷] به آزمایش و شبیهسازی عددی در رابطه با تاثیر زاویهی مارپیچ دیوارک مبدلهای حرارتی و اندازهی کف آنها روی مقاومت در برابر جریان سیال و انتقال حرارت پرداختند. و به این نتیجه رسیدند که با افزایش زاویهی مارپیچ دیوارک، عملکرد مبدل حرارتی افزایش مییابد. همچنین دریافتند که جریان نشتی و افت فشار محلی در منطقهی مثلثیشکل، با افزایش اندازهی کف، کاهش مییابد.</sup>

- <sup>3</sup> Escher
- <sup>4</sup> Shah
- <sup>5</sup> Skiepko
- <sup>6</sup> Liu
- <sup>7</sup> Cao

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Ghodoossi

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Bejan

در سالهای اخیر، یکی از روشهایی که به طور گسترده در آزمایشهای مهندسی جهت بهینهسازی استفاده میشود، روش تاگوچی<sup>۱</sup> میباشد. این روش به طور موثری موجب رسیدن به ترکیبی بهینه از پارامترهای فرآیند میشود و تا حد زیادی موجب صرفه جویی در زمان آزمایش میگردد. انتقال حرارت و افت فشار دو ویژگی مهم در توصیف عملکرد مبدلهای حرارتی میباشند. با تعریف فاکتور JF [۱۸] به صورت یک عدد بیبعد، میتوان مقادیر تبدیل انرژی، مقادیر مفید و هدررفتهی آن را توصیف کرد.

دوو<sup>۲</sup> و همکاران [۱۹] ابتدا با استفاده از روش تاگوچی به بررسی تاثیر پنج پارامتر هندسی روی عملکرد کلی مبدلهای حرارتی با دیوارک مارپیچ پرداختند. این پنج پارامتر هندسی عبارت بودند از : زاویهی مارپیچ، اندازهی کف، قطر لوله، فاصلهی مرکزی لوله و طرح لوله. آنها پانزده مورد ترکیب مختلف پارامترهای هندسی را با توجه به ویژگیهای اصطکاک سیال و انتقال حرارت، مدلسازی و تحلیل کردند و به این نتیجه رسیدند که در بین پارامترهای هندسی، اندازهی کف، بیشترین تاثیر را روی عملکرد کلی مبدلهای حرارتی دارد. علاوه بر این مساله را به دو روش تجزیه و تحلیل بصری و آماری بررسی کردند و دریافتند که همهی پنج پارامتر هندسی باید در طراحی بهینهی مبدل حرارتی در نظر گرفته شود. از این-رو با تجزیه و تحلیل، به ترکیب پارامتری بهینه تحت عنوان فاکتور JF رسیدند که بین ۱۱٬۸۱ یر ۱۵٫۵۷٪، عملکرد مبدل حرارتی را به نسبت پانزده مورد آزمایش شده، بهتر نشان میدهد.

تنوع موضوع از طرفی و جدید بودن و نیاز به توسعهی بیشتر موضوع، باعث شده حجم کارهای انجام شده در این زمینه، مخصوصا در سالهای اخیر رو به افزایش باشد. در ادامه به تعدادی از کارهای انجام شده که ارتباط بیشتری با تحقیق حاضر دارد، اشاره خواهد شد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Taguchi method

 $<sup>^{2}</sup>$  Du

### ۲-۲ مروری بر تعدادی از کارهای انجام شده

توسعهی تکنیکهایی که موجب کاهش غیر ضروری تلفات انرژی و بهبود عملکرد مبدل حرارتی می-شود، حائز اهمیت است.

عموما، معیارهای ارزیابی عملکرد مبدلهای حرارتی به دو گروه طبقه بندی میشوند: گروه اول بـر اساس قانون اول ترمودینامیک و گروه دوم بر اساس ترکیب قانون اول و دوم ترمودینامیک.

انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی معمولا شامل هدایت گرمایی ناشی از اختلاف درجه حرارت محدود، اصطکاک سیال تحت افت فشار محدود و اختلاط سیالات می باشد. این فرآیندها به عنوان فرآیندهای نامتعادل بازگشتناپذیر ترمودینامیکی مشخص شدهاند. از این رو، در دهه های اخیر، مطالعه روی گروه دوم، توجهات زیادی را به خود جلب کرده است. در ادامه به بررسی تعدادی از آن ها پرداخته شده است :

بیجن [۱۳و۱۲] روش حداقل کردن تولید آنتروپی را برای طراحی بهینهی مبدلهای حراتی ابداع کرد. همچنین با شناسایی عوامل تولید آنتروپی، اقدام به حداقل کردن آنتروپی تولیدی نمود. وی دو نوع از بازگشتناپذیریها در مبدلهای حرارتی را مورد محاسبه و ارزیابی قرار داد که به شرح زیر میباشد:

یکی هدایت گرمایی ناشی از اختلاف درجه حرارت محدود و دیگری افت فشار اصطکاکی ناشی از گردش سیال در سیستم. بنابراین نرخ کلی تولید آنتروپی، به صورت مجموع آنتروپی تولیدی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال میباشد.

با این حال، در میان اصول گوناگون موجود در ترمودینامیک، هنوز بیشترین بررسیها روی اصل حداقل کردن تولید آنتروپی صورت می گیرد. بر این اساس، روش حداقل کردن آنتروپی تولیدی، به طور گستردهای در مدلسازی و بهینهسازی سیستمهای گرمایی که مدیون نقص ترمودینامیکی در انتقال حرارت، انتقال جرم و برگشتناپذیری جریان سیالات میباشند، به کار برده می شود. که این خود بعضی تناقضات در طراحی مبدلهای حرارتی را نشان می دهد [۲۰]، زیرا در طراحی مبدلهای حرارتی، کارایی مبدل از نرخ انتقال حرارت مهم تر می باشد. از این رو روش حداقل کردن آنتروپی تولیدی، بیشتر در فرآیندهای تبدیل گرما به کار، مفید واقع می شود.

گوا<sup>۱</sup> و همکاران [۸و۲۱] با مقایسهی بین هدایت الکتریکی و گرمایی و برقراری یک تناظر یک به یک بین مفاهیم گرمایی و الکتریکی، مفهوم جدیدی را تحت عنوان انترنزی معرفی کردند که توانایی انتقال حرارت یک جسم را توصیف می کند. بر اساس انترنزی، کارایی انتقال حرارت تعریف میشود و با توجه به کارایی، طراحی بهینهی مبدلهای حرارتی مورد بحث قرار می گیرد. هم چنین دریافتند که در فرآیندهای برگشتناپذیر، انترنزی تلف میشود و توانایی انتقال گرما کاهش می یابد [۲۲]. یعنی تلفات انترنزی بیشتر، دلالت بر درجهی بالاتری از برگشتناپذیری در فرآیندهای انتقال حرارت دارد. بنابراین می تواند به عنوان یک معیار برای ارزیابی عملکرد مبدلهای حرارتی به کار برده شود.

وانگ<sup>۲</sup> و همکاران [۲۳] معادلات انتقال انترنزی را استخراج کردند و به پیرو آن به بررسی فرآیندهای انتقال انترنزی برای سیالات ویسکوز چندمولفهای که در معرض انتقال حرارت رسانش و همرفتی، انتقال جرم و واکنشهای شیمیایی قرار دارند، پرداختند.

چن<sup>۳</sup> و رن<sup>†</sup> [۲۴] با در نظر گرفتن نسبت اختلاف درجهی حرارت به جریان حرارتی، مفهومی را تحت عنوان مقاومت گرمایی کلی برای فرآیندهای انتقال حرارت جابجایی تعریف کردند و نظریهی

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Guo

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Wang

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Chen

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Ren

حداقل کردن مقاومت گرمایی را برای بهینهسازی فرآیندهای انتقال حرارت جابجایی توسعه دادند. هم-چنین دریافتند که اصل حداقل کردن مقاومت گرمایی معادل اصل اکسترمم تلفات انترنزی میباشد.

سپس چن و همکاران [۲۵] فرآیند انتقال حرارت جابجایی را در یک حفرهی مربع شکل دو بعدی<sup>۱</sup>، توسط اصل حداقل کردن آنتروپی تولیدی و اصل اکسترمم تلفات انترنزی بهینه و با یکدیگر مقایسه کردند. نتایج نشان داد که استفاده از اصل حداقل آنتروپی تولیدی بالاترین تبدیل حرارت به کار (بالاترین راندمان)، را به همراه دارد، در صورتی که استفاده از اصل اکسترمم تلفات انترنزی، منجر به بیشترین کارایی در انتقال حرارت جابجایی میشود.

زیا<sup>۲</sup> و همکاران [۲۶] با در نظر گرفتن حداقل تلفات انترنزی به عنوان تابع هدف، به بررسی پارامترهای بهینه برای یک مبدل حرارتی با دو سیال تحت شرایط نرخ انتقال حرارت ثابت پرداختند.

سانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۲۷] با اعمال نظریهی انترنزی روی اصل یکنواختی میدان اختلاف دما برای مبدلهای حرارتی یک بعدی، به این نتیجه رسیدند که حداکثر نرخ انتقال حرارت، مرتبط با میدان یکنواخت اختلاف دما با تلفات انترنزی تعیین شده، و حداقل تلفات انترنزی، مربوط به میدان یکنواخت اختلاف دما با نرخ انتقال حرارت مشخص میباشد.

گوا و همکاران [۲۸] نشان دادند، نرخ تلفات انترنزی کلی زمانی حداقل می شود که نرخ تلفات انترنزی محلی به صورت یکنواخت در طول مبدل حرارتی توزیع شده باشد. آنها همچنین دریافتند که نتایج حاصل از بهینه سازی اصل یکنواختی میدان اختلاف دما و اصل یکنواختی توزیع تلفات انترنزی با یکدیگر سازگارند، زمانی که نرخ انتقال حرارت، سطح انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت بین سیالات

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> two-dimensional foursquare cavity

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Xia

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Song

مشخص باشد. یعنی آنها نشان دادند با مشخص بودن موارد نامبرده، هرچه میدان اختلاف دما یکنواخت-تر باشد، کارایی مبدل حرارتی بیشتر است. که این خود تا حدودی، مفهوم فیزیکی اصل یکنواختی میدان اختلاف دما را نشان میدهد.

لیو و همکاران [۲۹] اصول اکسترمم تولید آنتروپی و تلفات انترنزی را برای بهینهسازی مبدلهای حرارتی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که اصل حداقل کردن آنتروپی تولیدی برای آن دسته از مبدلهایی که در سیکل برایتون کار میکنند نسبت به اصل اکسترمم تلفات انترنزی بهتر میباشد. در حالیکه اصل اکسترمم تلفات انترنزی، برای آن دسته از مبدلهایی که به منظور گرمایش و سرمایش استفاده میشوند، نتایج بهتری میدهد.

لیو و گوا [۱۰] و گوا و همکاران [۳۰] با تعریف نسبت نرخ تلفات انترنزی کلی به مربع جریان حرارتی، مفهومی را تحت عنوان مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی (EDTR)، برای مبدلهای حرارتی تعریف کردند که تابعی از کارایی مبدل و نسبت نرخ ظرفیت گرمایی سیالات میباشد. و سرانجام روش کارایی- مقاومت گرمایی را برای ارزیابی عملکرد مبدلهای حرارتی توسعه دادند. آنها دریافتند که مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی، نشان دهندهی برگشتناپذیری انتقال حرارت در مبدلهای حرارتی میباشد و با کاهش کارایی، مقاومت گرمایی مبدل حرارتی افزایش مییابد.

کیان <sup>۱</sup> و لی<sup>۲</sup> [۳۱]، چنگ<sup>۳</sup> و لیانگ<sup>۴</sup> [۳۲]، و گوا و زو<sup>۵</sup> [۳۳] به تجزیه و تحلیل ارتباط بین آنتروپی تولیدی، تلفات انترنزی و مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی با عملکرد مبدل های حرارتی پرداختند.

<sup>1</sup> Qian

- $^{2}$ Li
- <sup>3</sup> Cheng
- <sup>4</sup> Liang
- <sup>5</sup> Xu

با مقایسه و بررسی این سه مفهوم به این نتیجه رسیدند که بالاترین میزان کارایی مبدلهای حرارتی مربوط به حداقل مقاومت گرمایی مبتنی بر تلفات انترنزی میباشد.

ولی از آنجا که EDTR [۹و۱۰]، تابع پارامترهای طراحی از قبیل ضریب انتقال حرارت، سطح انتقال حرارت و … نمیباشد، روش کارایی- مقاومت گرمایی، روش مناسبی برای طراحی و تحلیل پارامترها روی عملکرد شبکهی مبدلهای حرارتی که از تعداد زیادی مبدلهای حرارتی تشکیل شدهاند، نیست.

زو و همکاران [۳۵و۳۵] عبارت تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال را در مبدل-های حرارتی استخراج کردند. آنها دریافتند که در ارزیابی عملکرد و طراحی بهینهی مبدلهای حرارتی، ضروری است که تلفات انترنزی بیبعد شود. سپس روش بیبعد سازی برای تلفات انترنزی در مبدلهای حرارتی را معرفی و از آن در ارزیابی عملکرد مبدلهای حرارتی استفاده کردند [۳۶]. از اینرو با بیبعد کردن تلفات انترنزی کلی و در نظر گرفتن آن به عنوان تابع هدف، اقدام به تغییر در هندسهی مبدل و بهینهسازی آن نمودند.

در تحقیق حاضر همچون کار زو و همکاران [۳۴ و۳۵] و گوا و زو [۳۳]، با بی بعد کردن عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال و در نظر گرفتن آن به عنوان تابع هدف، اقدام به بهینه-سازی مبدل حرارتی پوسته ای و لوله ای به دو صورت تک هدفه و چندهدفه تحت شرایط نرخ انتقال حرارت ثابت و مساحت ثابت شده است. به کمک نرمافزار متلب<sup>۱</sup>، الگوریتم بهینه سازی، طراحی و پیاده سازی شده است. از آن جا که در این تحقیق، در حالت مساحت ثابت، دماه ای ورودی سیالات در سمت پوسته و لوله ثابت نیستند و در یک محدوده ی دمایی قرار دارند، لذا پارامتره ای وابسته به دما دستخوش تغییر می-شوند. یعنی علاوه بر هندسه ی مبدل، دبی جرمی و دما نیز بهینه می شوند. بنابراین پارامتره ای مستقل

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> MATLAB

بیشتری نسبت به کارهای گذشته در این تحقیق بررسی شده است. همچنین در ادامه، عدد تولید آنتروپی به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و تغییرات آن با کارایی مبدل حرارتی بررسی و با عدد تلفات انترنزی مقایسه شده است. در کار حاضر سعی شده تحلیلی گسترده روی مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای به کمک اصول انترنزی انجام شود. به همین منظور، تاثیر پارامترهای مختلف روی انترنزی و تغییرات کارایی مبدل، توان پمپ، افت فشار و ... بر حسب عدد تلفات انترنزی برررسی شده است. با توجه به اینکه در کارهای پیشین، چنین بررسی گستردهای انجام نگرفته است و تاثیر پارامترهای مختلف روی انترنزی بررسی نشده است. این مطالعه ضروری به نظر میرسد. فصل سوم: طراحی مبدل حرارتی

۳–۱ مقدمه

مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای از متداولترین مبدلهای استفاده شده در صنایع میباشند. کارایی، هزینه و انتقال حرارت از پارامترهای مهم در طراحی مبدلها به شمار میروند. هزینه شامل هزینه یاولیه (سطح حرارتی) و هزینه یکارکرد (توان مصرفی برای غلبه بر افت فشار) میباشد. مدل-سازی مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با پیچیدگیهای خاصی همراه است که هریک به نحوی در توسعه ی مدل یا حل آن اثر گذار خواهند بود. نامشخص بودن مسیر جریان سیال سمت پوسته به واسطه-ی پیچیدگیهای هندسی و وجود جریانهای نشتی و جانبی، گستردگی در انواع مبدلهای پوستهای و لولهای و تفاوت در ساختار هندسی آنها، امکان دو فازی شدن سیالات در سمت پوسته و لوله و پیچیدگی روابط حاکم در مقایسه به حالت تکفاز از مهم ترین مشکلات و پیچیدگیهای موجود بر سر راه مدل سازی این تجهیزات میباشند.

تا کنون روشهای مختلفی جهت پیشبینی انتقال حرارت و افت فشار تهیه و منتشر شده است که هر یک دارای محاسن، معایب، محدودیتها و دقتهای مختلفی میباشند. در این تحقیق ابتدا مدل حرارتی مبدل حرارتی به روشهای اختلاف دمای متوسط لگاریتمی<sup>۱</sup> (LMTD) و کارایی-تعداد واحدهای انتقال<sup>۲</sup> (*NTU- 3*) ، تخمین زده شده و برای محاسبهی میزان انتقال حرارت و افت فشار از روش بل-دلاور<sup>۳</sup> استفاده شده است.

پارامترهای موثر در طراحی یک مبدل حرارتی پوستهای و لولهای، شامل قطر لوله، آرایش لولهها، فاصلهی دیوارکها و نسبت برش دیوارکها میباشد. در ادامه، پارامترهای موثر معرفی و روابط ناشی از

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Logarithmic Mean Temperature Difference Method

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Number of Transfer Units

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Bell-Delaware

انتقال حرارت و افت فشار، به تفصیل شرح داده شده است. شمای کلی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای مورد نظر با یک گذر پوسته و دو گذر لوله، در شکل (۳-۱) نشان داده شده است.



۲-۳ فرضيات و روابط حاكم بر طراحي

شکل ۳- ۱: مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با یک گذر پوسته و دو گذر لوله

# **۲-۲-۳** فرضیات

فرضیات انجام شده در طراحی مبدل به شرح زیر است [۳۷] :

- هدایت گرمایی در طول مبدل حرارتی ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل ناچیز است.
- از تغییرات مقاومت رسوب با تغییرات دمایی، صرف نظر می شود.
- از انتقال حرارت بین مبدل و محیط اطراف آن، نیز صرف نظر می شود.

۲-۲-۳ روابط حاکم با توجه به فرضیات و ساده سازیهای انجام شده

تعیین شرایط عملکرد (مقادیر نامی)، و تعیین ابعاد و هندسهی مبدلها (اندازههای نامی)، دو مساله-ی مهمی هستند که در تحلیل گرمایی مبدلهای حرارتی، به کار میروند. در اینجا دو روش برای تحلیل گرمایی مبدلهای حرارتی معرفی شده است.

۳-۲-۲-۱ محاسبات انتقال حرارت

-----۱-۲-۳ روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای تحلیل مبدل حرارتی

معادلهی تعادل انرژی برای مبدلهای حرارتی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{\mathbf{Q}} = (\dot{\mathbf{m}}C_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = (\dot{\mathbf{m}}C_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$
(1- $\mathfrak{V}$ )

$$\dot{\mathbf{Q}}_{max} = (\dot{\mathbf{m}}C_p)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{7-7}$$

در روابط بالا  $\dot{Q}$  برابر نرخ انتقال حرارت واقعی،  $\dot{Q}_{max}$  حداکثر نرخ انتقال حرارت،  $\dot{M}$  دبی جرمی سیال،  $C_p$  ظرفیت گرمایی ویژه سیال در فشار ثابت و T نشان دهندهی دما میباشد. اندیسهای h و c به  $r_{p}$  نشان دهندهی دما میباشد. اندیسهای h و c به ترتیب، نشان دهندهی سیال گرم و سرد میباشند و اندیسهای i و o به ترتیب به ورودی و خروجی مبدل حرارتی اشاره میکنند.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \tag{(T-T)}$$

از رابطهی (۳–۳)، کارایی مبدل حرارتی به صورت نسبت نرخ انتقال حرارت واقعی به نرخ انتقال حرارت حداکثر به دست می آید [۳۸]. همچنین نیاز است تا LMTD برای جریان مخالف جهت<sup>۱</sup>، از چهار دمای ورودی داده شده، به کمک رابطهی (۳-۴) محاسبه شود.

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\left(T_{h,i} - T_{c,o}\right) - \left(T_{h,o} - T_{c,i}\right)}{\ln\left(\frac{\left(T_{h,i} - T_{c,o}\right)}{\left(T_{h,o} - T_{c,i}\right)}}\right)$$
(۴-۳)  
In  $\frac{\left(T_{h,o} - T_{c,i}\right)}{\left(T_{h,o} - T_{c,i}\right)}$   
IZ me the set of th

اکنون در این مرحله، می بایست قطر داخلی پوسته محاسبه شود. برای این کار ابتدا سطح خارجی انتقال گرما از رابطهی (۳–۵) به دست می آید.

$$A_o = \pi d_o n L_{hx} \tag{(a-r)}$$

که در رابطهی بالا  $d_o$  قطر خارجی لوله، n تعداد کل لولهها و  $L_{hx}$  طول لولهها در مبدل حرارتی می-باشد.

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{(P_T^2 * A_o)}{(d_o * L_{hx})}} \sqrt{\frac{CL}{CTP}}$$
(9-37)

۸۷, ۰ می باشد. CTP نیز بر مبنای انتخاب پوسته و صفحه لوله ثابت، برای دو گذر لوله، ۹, ۰ پیشنهاد می شود. اندیس ۶ ، نیز به سمت پوسته اشاره می کند.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Counter flow

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Tube layout constant

برای محاسبهی ضریب انتقال حرارت کلی نیاز به ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله است. ابتدا ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته محاسبه میشود. روشهای متفاوتی برای محاسبهی ضریب انتقال گرما وجود دارد. نمونهای از این روشها، روش کرن<sup>۱</sup>، تبورک<sup>۲</sup>، بل-دلاور و ... میباشد. به دلیل پیچیده بودن جریان در پوسته، برای محاسبهی ضریب انتقال حرارت در آن سمت از روش بل-دلاور استفاده میشود.

رابطهی (۳-۷) معادلهی مربوط به محاسبهی متوسط ضریب انتقال گرمای سمت پوسته میباشد.

$$h_s = h_{id} j_c j_l j_b j_s j_r \tag{Y-T}$$

در رابطهی (۳–۷)  $j_c$ ، فاکتور تصحیح<sup>7</sup> برای درصد برش دیوار کها و فاصلهی بین آنهاست.  $j_i$ ، فاکتور تصحیح<sup>4</sup> برای اثرات نشتی دیوار ک، شامل نشتی مابین دستهلوله و دیوار ک، و نشتی مابین سطح داخلی پوسته و دیوار ک میباشد.  $j_i$ ، فاکتور تصحیح<sup>6</sup> برای اثرات جریانهای کنار گذر دستهلوله ناشی از لقی بین بیرونی ترین لولهها در دستهلوله و پوسته از یک طرف و کانال به وجود آمده در دستهلوله، از طرف دیگر میباشد.  $j_i$ ، فاکتور تصحیح<sup>6</sup> برای اثرات جریانهای کنار گذر دستهلوله ناشی از بین بین بیرونی ترین لولهها در دستهلوله و پوسته از یک طرف و کانال به وجود آمده در دستهلوله، از طرف دیگر میباشد.  $j_i$ ، فاکتور تصحیح<sup>6</sup> برای فاصلهی متغیر دیوار کها در ورودی و خروجی پوسته می-

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Kern

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Taborek

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> The correction factor for Baffle cut and spacing

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> The correction factor for Baffle leakage effects

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> The correction factor for bundle bypassing effects

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> The correction factor for variable baffle spacing at the inlet and outlet

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> The correction factor for shell-side Reynolds number

$$h_{id} = j_{id} C p_s \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s}\right) \left(\frac{K_s}{C p_s * \mu_s}\right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0.14} \tag{A-T}$$

در رابطهی (۸–۳)  $A_s$ ، مساحت سطح جریان متقاطع با دستهلوله، در مرکز پوسته، میباشد و از رابطهی (۳–۹) قابل محاسبه است.

$$A_s = \frac{D_s}{P_T} \left( \frac{P_T - d_o}{L_{b,c}} \right) \tag{9-7}$$

که  $L_{b,c}$ ، فاصلهی دو دیوارک میانی مبدل حرارتی میباشد. در رابطهی (۳–۸)، K ضریب هدایت حرارتی، همچنین  $\mu$  و  $\mu_w$ ، بهترتیب ویسکوزیتهی دینامیکی سیال و ویسکوزیتهی دینامیکی سیال در دمای دیواره میباشند.

$$j_{id} = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_T}{d_o}}\right)^a \left(\frac{d_o \dot{m_s}}{\mu_s A_s}\right)^{a_2} \tag{1.-7}$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 \left(\frac{d_o \dot{m}_s}{\mu_s A_s}\right)^{a_4}}$$
(11-7)

(۴۲] ضرایب  $a_1$  تا  $a_4$  از جدول (۳–۱) به دست میآیند  $a_1$ .

b <sub>f</sub>	b <sub>r</sub>	br	bı	a <sub>f</sub>	a۳	a۲	a	عدد رينولدز	زاويه جانمايي
•/۵••	٧/٠٠	- •/17٣	•/٣٧٢	•/619	1/40.	- •/٣٨٨	•/٣٢١	1.0-1.4	۳۰ °
		- •/167	•/۴٨۶			- •/٣٨٨	٠/٣٢١	1.4-1.4	
		- •/۴٧۶	F/0V.			- •/۴۷۷	•/۵٩٣	1.*-1.*	
		- •/٩٧٣	40/1			- •/80V	1/88.	1.*-1.	
		- 1/•••	۴۸/۰۰۰			- •/۶۶V	1/4	<1.	
•/۵۲•	۶/۵۹	- •/178	•/٣•٣	•/۵••	1/93.	- •/٣٩۶	۰/۳۷۰	1.0-1.4	۴۵°
		- •/188	•/٣٣٣			- •/۵••	•/٣٧•	1.*-1."	
		- •/۴۷۶	۳/۵۰۰			- •/۵••	۰/۷۳۰	1."-1."	
		- •/91٣	18/1.			- •1808	•/491	1.7-1.	
		- 1/•••	۳۲/۰۰			- •/99V	1/00.	<1.	
• /٣٧٨	۶/۳۰	- •/148	•/٣٩١	۰/۳۷۰	1/188	- •/٣٩۵	۰/۳۷۰	· 1. <sup>0</sup> – 1. <sup>4</sup>	۹.°
		+ •/• ۲۲	۰/۰۸۱۵			- •/799	۰/۱۰۷	۰.۴–۱.۳	
		- •18•4	۶/۰۹۰۰			- •/49•	۰/۴۰۸	1."-1."	
		10.00	/1•••			1641	. /9	Y	88. ja
		- •/٦٣	٣٢			- •/// 1	•/\.•	1 1.	
		- 1/•••	۳۵/۰۰۰		1.1	- •/89V	•/97•	<1.	

جدول ۳- ۱: ضرایب روابط تجربی برای fid و jid

ضریب انتقال گرمای سمت لوله  $h_t$  ، میتواند از رابطهی پتوخوف-کریلوف<sup>۱</sup>، که توسط معادلهی (۳–۱۲) ارائه شده است، محاسبه شود[۳۸].

 $h_t = N u_b \frac{K_t}{d_i} \tag{17-7}$ 

$$Nu_{b} = \frac{\left(\frac{f_{t}}{2}\right)Re_{t}Pr_{t}}{1.07 + 12.7\left(\frac{f_{t}}{2}\right)^{0.5}\left(Pr_{t}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$
(197-7)

 $f_t = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \tag{14-7}$ 

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Petukhov-Kirillov

 $d_i$  در روابط بالا، Nu ، Pr ، Re ، Nu ، به ترتیب نشان دهندهی اعداد ناسلت، رینولدز و پرانتل میباشد.  $d_i$  معرف قطر داخلی لوله و f معرف ضریب اصطکاک میباشد. اندیس t ، نیز به سمت لوله اشاره میکند.

با توجه به ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله، ضریب کلی انتقال حرارت  $U_o$ ، از رابطهی (۱۵–۳) قابل محاسبه است.

$$U_o = \left(\frac{1}{h_t} \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + r_t \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{2K_w \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + r_s + \frac{1}{h_s}\right)^{-1}$$
(1Δ-٣)

در رابطهی (۳–۱۵)،  $r_t$  و  $r_s$ ، به ترتیب نشان دهندهی مقاومت رسوب در سمت لوله و پوسته می-باشند که مقادیر آنها بهترتیب  $r_s$ ، به ترتیب و ۲۰۰۰،۱۷ کلوین مترمربع بر وات در نظر گرفته شده است [۳۳].  $K_w$  نیز نشان دهندهی ضریب هدایت حرارتی دیواره میباشد وبا توجه به جنس لوله مقدار آن ۴۲,۳ وات بر متر کلوین میباشد.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_o F \Delta T_{lm,cf}} \tag{19-T}$$

- مرب می الا یک پارامتر بدون بعد است و به عنوان ضریب تصحیح در  $\Delta T_{lm,cf}$  ، ضرب می F شود. این پارامتر از شکل (۳–۲) قابل محاسبه است [۳].



شکل ۳- ۲: ضریب تصحیح LMTD، *۲،* برای مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای، با یک گذر پوسته و دو یا ضرایبی از دو گذر لوله [۳]

*E -NTU* روش *E −NTU* برای تحلیل مبدلهای حرارتی

در صورتی که دماهای خروجی، نامعلوم باشند، برای جلو گیری از حجم زیاد محاسبات مربوطه می توان با استفاده از روش NTU- ٤ ، مقادیر نامی مبدل مورد نظر را تعیین کرد.

ضریب کلی انتقال حرارت U<sub>o</sub>، که از رابطهی (۳–۱۵) به دست میآید. با معلوم بودن سطح انتقال حرارت در مبدل حرارتی (A)، میتوان تعداد واحدهای انتقال را از رابطهی (۳–۱۷) به دست آورد.

$$NTU = \frac{AU_o}{(\dot{m}C_p)_{min}} \tag{14-7}$$

$$C^* = \frac{(\dot{\mathrm{m}}C_p)_{min}}{(\dot{\mathrm{m}}C_p)_{max}}$$
(1A- $\mathcal{T}$ )

$$\varepsilon = \frac{2}{1 + C^* + (1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}} \frac{1 + exp\left(-NTU(1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}}\right)}{1 - exp\left(-NTU(1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}}\right)}}$$
(19-7)

با معلوم بودن ٤، نرخ كل انتقال گرما از معادلهى (٣-٣) به دست مىآيد. همچنين دماهاى خروجى از معادلهى (٣-١) قابل محاسبه است.

### ۳-۲-۲-۲ محاسبات افت فشار

۳-۲-۲-۲-۱ افت فشار سمت لوله

افت فشار در سمت لوله، با داشتن تعداد گذرهای لوله  $N_p$ ، و طول مبدل حرارتی  $L_{hx}$ ، محاسبه می-شود. افت فشار در راستای لوله از رابطهی (۳–۲۰) قابل محاسبه است.

$$\Delta P_t = 4f_t \frac{L_{hx} N_p}{d_i} \rho_t \frac{{V_t}^2}{2} \tag{(Y - Y)}$$

در رابطهی بالا  $\rho_t$  و  $V_t$  ، به ترتیب نشان دهندهی چگالی و سرعت سیال در سمت لوله میباشند. سرعت سیال در لوله از رابطهی (۳–۲۱) قابل محاسبه میباشد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Capacity rate ratio

$$V_t = \frac{\dot{m_t}}{\rho_t A_{tp}} \tag{(1-7)}$$

$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2}{4} \frac{n}{N_p} \tag{YY-Y}$$

انقباض ناگهانی جریان در ورود به لولهها در هر گذر لوله، و انبساط ناگهانی جریان در خروج از لولهها در هر گذر لوله، و انبساط ناگهانی جریان در خروج از لوله، به در هر گذر لوله، به این منظور باید به ازای هر گذر لوله، به میزان چهار برابر هد سرعتی، در نظر گرفته شود [۶].

$$\Delta P_r = 4N_p \rho_t \frac{V_t^2}{2} \tag{(YT-T)}$$

و بنابراین کل افت فشار سمت لوله برابر می شود با:

$$\Delta P_{t,total} = \left(4f_t \frac{L_{hx}N_p}{d_i} + 4N_p\right)\rho_t \frac{V_t^2}{2} \tag{(Yf-Y)}$$

# ۳-۲-۲-۲-۲ افت فشار سمت پوسته

برای مبدل های حرارتی نوع پوستهای و لولهای با جریان های کنار گذر و نشتی، افت فشار <sup>۱</sup> کلی از نازل ورودی تا نازل خروجی به صورت مجموع سه مولفهی زیر در شکل (۳-۳) محاسبه می شود.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Nozzle-to-nozzle pressure drop



شکل ۳- ۳: (الف) نواحی ورودی و خروجی (ب) فواصل دیوار کهای میانی (به جز دو انتها) (ج) نواحی دارای پنجره

با در نظر گرفتن افت فشار جریان متقاطع (در فاصله یدو دیوار ک مجاور میانی، شکل (۳–۳–ب)) این افت فشار <sup>(</sup> در تمامی طول پوسته، (به جز دو انتها) از رابطه ی (۳–۲۵)، به دست میآید [۴۱ و ۴۲].  $\Delta P_c = \Delta P_{b,id}(N_b - 1)R_bR_l$ (۲۵–۳) که در آن  $\Delta P_{b,id}$ ، افت فشار <sup>۲</sup> دستهلوله یایده آل معادل، بر اساس نظریه ی بل-دلاور، در فاصله ی بین دو دیوار ک داخلی (به جز دو انتهای مبدل) میباشد.  $R_l$ ، فاکتور تصحیح <sup>۳</sup> برای اثرات نشتی دیوار ک است و معمولا در محدوده ی مقادیر ۲۰, تا ۵٫۰ قرار دارد [ ۴۴ و ۴۵].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Combined Pressure drop of all the interior cross flow sections

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> The pressure drop in an equivalent ideal tube bank in one baffle compartment of central baffle spacing

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> The correction factor for baffle leakage effects

$$\Delta P_{b,id} = 2f_{id} \frac{\dot{m}_s^2}{\rho_s A_s^2} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{-0.14} N_{r,cc}$$
(79-7)

، تعداد ردیف لوله های قطع شده توسط هر دو دیوارک مجاور میباشد و از رابطهی (۳–۲۷)  $N_{r,cc}$ قابل محاسبه است.

$$N_{r,cc} = \frac{D_s - 2l_c}{X_l} \tag{(Y-Y)}$$

ارتفاع  $X_l$ ، همان طور که در شکل (۳–۴) مشاهده می شود، گام لوله ها موازی با راستای جریان و  $l_c$  ارتفاع برش دیوارک می باشد و از روابط زیر به دست می آیند [۴۰].



شکل ۳- ۴: گامهای لوله، موازی با جریان و عمود بر آن (آرایش مثلث متساوی الاضلاع نشان داده شده است)

$$X_l = \frac{\sqrt{3}}{2P_T} \tag{7A-T}$$

$$l_c = \frac{1}{2} \left( 1 - \cos \frac{\theta_b}{2} \right) D_s \tag{(Y9-T)}$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> The number of tube rows crossed during flow through one cross flow in the exchanger

. در رابطهی بالا، زاویهی مرکزی برش دیوارک میباشد. 
$$heta_b$$

، ضریب افت فشار می باشد و از رابطه ی (۳–۳۰) قابل محاسبه است.  $f_{ia}$ 

$$f_{id} = b_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_T}{d_o}}\right)^b \left(\frac{d_o \dot{m_s}}{\mu_s A_s}\right)^{b_2} \tag{(7.-7)}$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \left(\frac{d_0 m_s}{\mu_s A_s}\right)^{b_4}}$$
(٣)-٣)

ضرایب 
$$b_1$$
 تا  $b_4$  از جدول (۳–۱) بهدست میآیند [۴۲].

، فاکتور تصحیح برای جریانهای کنارگذر می باشد و عموما در محدوده ی ۵, ۰ تا  $\Lambda$  است. این  $R_b$ پارامتر بستگی به ساختار مبدل دارد [۴۴ه۳۸].  $N_b$ ، تعداد دیوارکها و ( $N_b - 1$ )، تعداد فواصل بین دیوار کهای داخلی (به جز دو انتها )، می باشد و از رابطهی (۳-۳۲) قابل محاسبه است.

$$N_b = \frac{L_{hx} - L_{b,i} - L_{b,o}}{L_{b,c}} + 1$$
 (٣٢-٣)

که  $L_{b,c}$  و  $L_{b,c}$  و فاصله دیوارک ورودی، فضای دیوارک خروجی، و فاصله  $L_{b,c}$  و  $L_{b,c}$  ،  $L_{b,i}$  د دو دیوارک میانی مبدل میباشند.

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{w,id} R_l \tag{(\mathcal{P}_w - \mathcal{P})}$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> The correction factor for bypass flow <sup>2</sup> The combined pressure drop in the windows

اگر ۱۰۰
$$\leq rac{d_o m_s}{\mu_s A_s}$$
 باشد:

$$\Delta P_{w,id} = \frac{\dot{m_s}^2 (2 + 0.6 N_{r,cw})}{2\rho_s A_s A_b} \tag{(TF-T)}$$

:اگر ۱۰۰ 
$$\frac{d_o m_s}{\mu_s A_s}$$
 باشد

$$\Delta P_{w,id} = \frac{26\mu_s \dot{m}_s}{\sqrt{\rho_s A_s A_b}} \left( \frac{N_{r,cw}}{P_T - d_o} + \frac{L_{b,c}}{D_w^2} \right) + \frac{\dot{m}_s^2}{\rho_s A_s A_b} \tag{$\Upsilon\Delta-\Upsilon$}$$

، تعداد موثر ردیفهای<sup>۲</sup> لوله در جریان متقاطع در هر پنجرهی دیوارک میتواند از رابطهی زیر  $N_{r,cw}$ . تخمین زده شود.

$$N_{r,cw} = \frac{0.8l_c}{X_l} \tag{(79-7)}$$

محاسبهی قطر معادل پنجره ،D<sub>w</sub> مساحت سطح جریان عبوری از پنجره، A<sub>b</sub> و فاکتورهای تصحیح برای افت فشار سمت پوسته در پیوست ارائه شدهاند [۴۴ و۴۵].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> The pressure drop in an equivalent ideal tube bank in the window section

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> The number of tube rows crossed in each baffle window

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{b,id} \frac{N_{r,cc} + N_{r,cw}}{N_{r,cc}} R_b R_s \tag{(TV-T)}$$

، فاکتور تصحیح<sup>۲</sup> برای نواحی ورودی و خروجی است که به دلیل وجود نازلهای ورودی و  $R_s$  خروجی، این قسمتها دارای فاصلهی دیوارکهای متفاوت با فواصل دیوارکهای میانی هستند. محدودهی تغییر مقادیر  $R_s$ ، از ۰٫۵ تا ۲ میباشد [۳۹].

$$\Delta P_{s,total} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \tag{(\mathbf{w} \mathbf{w} - \mathbf{w})}$$

از معادلات (۳–۲۴) و (۳–۳۸)، مجموع توان پمپها به صورت زیر بیان می شود [۴۶].

$$W = \frac{1}{\eta} \left( \frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_{t,total} + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_{s,total} \right) \tag{(39-7)}$$

در رابطهی بالا 
$$\eta$$
 بازده کلی پمپ میباشد.

در این فصل، مبدل با فرضهای ساده شونده و با در نظر گرفتن جریانهای قالبی و متقاطع برای سیال سمت پوسته ارائه شده که با حل آن محدودهی عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای مشخص خواهد شد. سپس با توجه به شرایط واقعی حاکم بر الگوی جریان، اثرات کلیهی پارامترهای هندسی بر عملکرد مبدل حرارتی از طریق محاسبات انتقال حرارت و افت فشار در نظر گرفته می شود. بخشی از نتایج حاصل از طراحی مبدل حرارتی مد نظر، به دست آوردن موارد نامبرده در زیر می باشد:

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> The combined pressure drop in the entrance and exit sections

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> The correction factor for the entrance and exit sections

- نرخ انتقال حرارت
- سرعت سيال در سمت لوله
  - قطر داخلی پوسته
- ضرایب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله
  - کارایی مبدل
  - افت فشار در سمت پوسته و لوله
    - توان پمپ

فصل چهارم: تلفات انترنزی و بهینهسازی آن

۴–۱ مقدمه

هدف کلی از این تحقیق، بهبود عملکرد مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با اعمال اصول انترنزی و مقایسهی آن با روش حداقل کردن آنتروپی تولیدی میباشد. برای رسیدن به این هدف نیاز است تحلیلها بسیار جامع و گسترده و اثرات تغییر پارامترهای مختلف بر روی انترنزی و در نهایت روی عملکرد مبدل حرارتی مورد بررسی قرار گیرد. در مبدلهای حرارتی، هدایت گرمایی تحت اختلاف دمایی محدود و اصطکاک سیال دو رکن اصلی برگشتناپذیری میباشند که منجر به تلفات انترنزی و تشکیل تابع هدف میشوند. در این فصل ابتدا تابع هدف مربوطه به همراه کلیهی شرایط، محدودیتها و قیود تعریف شده است. سپس پارامترهای مستقل تابع هدف مربوطه به همراه کلیهی شرایط، محدودیتها و قیود تعریف شده است. سپس پارامترهای مستقل تابع هدف مسالهی مورد نظر تحت شرایط نرخ انتقال حرارت ثابت و کارآمد نمیباشند. برای بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای به صورت تکهدفه<sup>۲</sup> از الگوریتم ژنتیک<sup>۲</sup> استفاده شده است. در نهایت با به دست آمدن پارامترهای مستقل بهینه، خصوصیات مبدل اعم از کارایی، نرخ انتقال حرارت، افت فشار و ... قابل دستیابی است.

## ۲-۴ توابع هدف

در این بخش توابع هدف ناشی از تلفات انترنزی و آنتروپی تولیدی معرفی می شوند.

بر اساس تعریف انترنزی، تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی در مبدل حراتی به صورت معادلـ هی (۴–۱) بیان می شود [۳۶].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Single objective optimization

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Multi objective optimization

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Genetic Algorithm

$$G_{\Delta T} = -\int_{i}^{o} (\dot{m}C_{p}TdT)_{h,c} = \frac{1}{2} (\dot{m}C_{p})_{h} (T_{h,i}^{2} - T_{h,o}^{2}) + \frac{1}{2} (\dot{m}C_{p})_{c} (T_{c,i}^{2} - T_{c,o}^{2}) \qquad (1-f)$$

$$g_{\Delta T} = \frac{G_{\Delta T}}{Q(T_{h,i} - T_{c,i})} \tag{(Y-f)}$$

تلفات انترنزی مربوط به اصطکاک سیال، برای سیال تراکمناپذیر، از رابطهی زیر قابل محاسبه است

[۳۴و۳۵].

$$G_{\Delta P} = -\int_{i}^{o} \frac{\dot{m}T}{\rho} dp = \left(\frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \frac{T_{o} - T_{i}}{\ln\left(\frac{T_{o}}{T_{i}}\right)}\right)_{h,c} = \frac{\dot{m}_{t} \frac{\Delta P_{t,total}}{\rho_{t}} \frac{T_{h,o} - T_{h,i}}{\ln\left(\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}}\right)} + \dot{m}_{s} \frac{\Delta P_{s,total}}{\rho_{s}} \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{\ln\left(\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}}\right)}$$

$$(\tilde{r} - \tilde{r})$$

عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال نیز به صورت زیر بیان میشود.

$$g_{\Delta P} = \frac{G_{\Delta P}}{Q(T_{h,i} - T_{c,i})} \tag{F-F}$$

بنابراین تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال با روش بیبعد سازی به عدد تلفات انترنزی تبدیل می شود.

$$\dot{S}_{gen} = \left(\dot{m}C_{p}\right)_{h} ln \frac{T_{h,o}}{T_{h,i}} + \left(\dot{m}C_{p}\right)_{c} ln \frac{T_{c,o}}{T_{c,i}} + \dot{m}_{t} \frac{\Delta P_{t,total}}{\rho_{t}} \frac{ln \left(\frac{T_{h,o}}{T_{h,i}}\right)}{T_{h,o} - T_{h,i}} + \dot{m}_{s} \frac{\Delta P_{s,total}}{\rho_{s}} \frac{ln \left(\frac{T_{c,o}}{T_{c,i}}\right)}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$
(\Delta-\Vec{P})

$$N_{s} = \frac{\dot{S}_{gen}}{\left(\dot{m}C_{p}\right)_{max}} \tag{9-4}$$

حال، طراحی بهینه برای مبدل حرارتی پوستهای و لولهای مورد نظر، در دو حالت نرخ انتقال حرارت ثابت و مساحتثابت بررسی میشود.

۴-۲-۱ بهینه سازی تک هدفه

عدد تلفات انترنزی کلی، از مجموع عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و عدد تلفات انترنزی به سبب اصطکاک سیال بهدست میآید که به صورت زیر تعریف می شود.

$$g^* = g_{\Delta T} + g_{\Delta P}$$
 (۲-۴)  
حال می توان  $g^*$ ، را به عنوان تابع هدف برای طراحی بهینه در نظر گرفت. از معادلهی (۲-۴)  
الماه جهان که تاثیر وستق و مور تابع هدف و بوطه دارند شناییاند. و شوند برایام های اورا دی این

پارامترهایی که تاثیر مستقیم روی تابع هدف مربوطه دارند شناسایی میشوند. پارامترهای اصلی در این حالت عبارتند از:

- دبی جرمی سیال سمت لوله *m<sub>t</sub>*
- دمای ورودی سیال سمت لوله T<sub>t,i</sub>
- دمای خروجی سیال سمت لوله T<sub>t,o</sub>
- دمای ورودی سیال سمت پوسته T<sub>s,i</sub>
- دبی جرمی سیال سمت پوسته شیال شمت پوسته

- n تعداد لولهها  $\bullet$
- طول لولهها L<sub>hx</sub>
- $N_b$  تعداد ديوار کھا
- $heta_b$  زاویه مرکزی برش دیوارک  $heta_b$

در این حالت چهار پارامتر اول به صورت ثابت در نظر گرفته شدهاند و بقیهی پارامترها به عنوان پارامترهای مستقل بهینه در حداقل کردن تابع هدف به کار میروند.

سیالات درسمت پوسته و لوله، آب میباشند. سیال گرم با فشار ۱۰ مگا پاسکال (تقریبا ۱۰۰ بار) در سمت لوله، و سیال سرد با فشار ۵ مگا پاسکال (تقریبا ۵۰ بار) در سمت پوسته، جریان مییابند. در جداول (۴–۱) و (۴–۲) ، به ترتیب مشخصات ترمودینامیکی سیالات در سمت لوله و پوسته، آمده است [۴۸].

ويسكوزيته ديناميكي	چگالی	ظرفیت گرمایی	عدد پرانتل	دما
$({}^{kg}/_{ms} \times 10^{-6})$	$\begin{pmatrix} kg \\ m^3 \end{pmatrix}$	ویژه در فشار ثابت ( <sup>KJ</sup> /kg K)		(°C)
١٧۶٩	١٠٠۴,٨١	4,177	13,08	•
۸۸۸,۹	11,41	4,184	۶,۰۳۹	۲۵
۵۴۸,۷	997,771	4,18	3,021	۵۰
۳۸۰,۹	979,77	4,17	7,794	۷۵
276,9	٩٦٢,٩٨	4,190	1,748	۱۰۰
۱۸۴,۴	۹۲۲,۳۸	4,784	1,147	۱۵۰
۱۳۵,۷	۸۷۱,۰۳	4,447	۰,۸۹۹	۲۰۰

جدول ۴- ۱: مشخصات ترمودینامیکی سیال در سمت لوله با فشار ۱۰ مگا پاسکال

ويسكوزيته ديناميكي	چگالی	ظرفیت گرمایی ویژه در	عدد پرانتل	دما
$({}^{kg}/_{ms} \times 10^{-6})$	$\left(kg_{I}\right)$	فشار ثابت		(°C)
	$\left( \frac{m^{3}}{m^{3}} \right)$	$(^{kJ}/_{kg\ K})$		
۱۷۸۰	۱۰۰۸,۳۶	4,7 • 7	١٣,٢٧	•
٨,٩٨٨	999,78	4,191	۶,۰۸۸	۲۵
۵۴۷,۹	990,18	4,174	۳,۵۳۸	۵۰
۳۷۹,۶	٩٧٧,٠٣	4,11	۲,۳۷۱	۷۵
۲۸۳,۶	۹۶۰,۶۸	4,7.8	١,٧۵	١٠٠
۱۸۳,۲	919,81	4,799	1,149	10.
۱۳۴,۵	٨٦٧,٣۵	4,489	۰,۹۰۲	۲۰۰

جدول ۴- ۲: مشخصات ترمودینامیکی سیال در سمت پوسته با فشار ۵ مگا پاسکال

متغیرهای طراحی و محدودهی آنها در ادامه نشان داده می شوند [۳۳] :

۱. قطر خارجی لوله 
$$d_o$$
، و گامهای لوله مرتبط با هر قطر در جدول (۴–۳)، مشخص شده است.  
۲. نسبت فاصلهی دیوارکهای میانی به قطر داخلی پوسته بین ۰٫۲ و ۱ می باشد.  
 $0.2 \leq \frac{L_{b,c}}{D_s} \leq 1$ 

. دمای خروجی سیال سرد  $T_{c,o}$ ، بر حسب کلوین در بازہی زیر قرار می گیرد. 313.15  $\leq T_{c,o} \leq 343.15$ 

۴. کران بالا و پایین پارامترهای اصلی نیز، در جدول (۴-۴) لحاظ شدهاند.

 $6 \le \frac{L_{hx}}{D_s} \le 10$  ) نسبت طول لوله به قطر پوسته، بین ۶ تا ۱۰ میباشد. (۱

$$L_{b,c} \geq 50$$
 ) فاصله ی دیوار ک های میانی، بایستی بزرگتر از ۵۰ میلی متر باشند. (۲ $C \geq 50$ 

۳) افت فشار سمت لوله بر حسب پاسکال، در محدوده زیر می باشد.

 $\Delta P_{t,total} \leq 5 \times 10^4$ 

۴) افت فشار سمت پوسته بر حسب پاسکال، در محدودهی زیر میباشد.
جدول ۴- ۳: قطرهای خارجی لوله و گامهای مربوطه

d <sub>o</sub> (mm)	١٠	17	14	18	۱٩	۲۰	۲۲	۲۵	٣٠	٣٢	۳۵	۳۸	40	۵۰	۵۵	۵۷
<i>P<sub>T</sub></i> (mm)	18,4	18	۱۹	77	۲۵	79	۲۸	۳۲	۳۸	۴.	44	47	۵۷	54	٧٠	۷۲

جدول ۴-۴: محدودهی پارامترهای اصلی تابع هدف در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

كران بالا	كران پايين	پارامتر ها
۴.	۲.	$\dot{m_s}$
		$(^{kg}/_{s})$
۵۵۰	۵۰	n
۱.	۱,۵	L <sub>hx</sub>
		(m)
۲۲	٣	N <sub>b</sub>
7,9418	1,8848	$\theta_b$
		(rad)
		$\dot{m_t}$
۵	•	$(^{kg}/_{s})$
891	1,10	$T_{t,i}$
		(K)
841	۳,۱۵	$T_{t,o}$
		( <i>K</i> )
7.67	۳,۱۵	T <sub>s,i</sub>
		(K)

سپس با توجه به محدوهی پارامترها و قیود مربوطه، تابع هدف مورد نظر در معادلهی (۴-۷) حداقل می شود تا مبدل حرارتی پوسته ای و لوله ای به حالت بهینه ی خود برسد. هم چنین، با توجه به این که در

این حالت، دماهای ورودی و خروجی سیالات در سمت پوسته و لوله مشخص میباشد، از روش LMTD برای تحلیل مبدل حرارتی مورد نظر استفاده می شود.

نتایج حاصل از بهینهسازی تکهدفه برای حالت نرخ انتقال حرارت ثابت در فصل پنجم به صورت کامل شرح و تفسیر داده شده است.

## ۲-۲-۴ طراحی بهینه برای سطح انتقال حرارت ثابت

تابع هدف در این بخش، همانند بخش قبلی میباشد. با توجه به این که در این حالت فقط دماهای ورودی سیالات در سمت پوسته و لوله مشخص است از روش NTU- ع، برای تحلیل مبدل حرارتی مورد نظر استفاده شده است. پارامترهای اصلی مساله عبارتند از:

- $\dot{m}_t$  دبی جرمی سیال سمت لوله  $\bullet$
- $T_{t,i}$  دمای ورودی سیال سمت لوله •
- دبی جرمی سیال سمت پوسته ו
- دمای ورودی سیال سمت پوسته T<sub>s,i</sub>
  - تعداد لولهها n
  - طول لولهها L<sub>hx</sub>
  - $N_b$  تعداد ديوار کھا
  - $heta_b$  زاویه مرکزی برش دیوارک  $heta_b$

هم چنین تولید آنتروپی نیز به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده و با تلفات انترنزی، مقایسه می-شود. کران بالا و پایین پارامترهای اصلی در این حالت در جدول (۴–۵) آمده است. قیود مربوطه تماما مانند حالت نرخ انتقال حرارت ثابت میباشند؛ تنها تفاوت آن در این است که برای دمای خروجی جریان سرد مرد این است که برای دمای خروجی جریان سرد *T<sub>c,o</sub>، هیچ قید و محدودیتی وجود ندارد* [۳۳].

كران بالا	كران پايين	پارامتر ها
۶.	۲۰	$\overset{\dot{m_t}}{(^{kg}/_S)}$
۳۹۰	360	$T_{t,i}$ (K)
۴.	١.	$\frac{\dot{m_s}}{(kg/s)}$
۳۱۰	270	$T_{s,i}$ (K)
۵۵۰	۵۰	n
١٠	۱,۵	$L_{hx}$ (m)
٢٢	٣	N <sub>b</sub>
7,9418	1,8848	$ heta_b$ (Rad)

جدول ۴- ۵: محدودهی پارامترهای اصلی تابع هدف در حالت سطح انتقال حرارت ثابت

سطح انتقال حرارت، برابر ۷۰ مترمربع، در نظر گرفته شده است.

اما قبل از بهینهسازی باید در نظر گرفت، از آنجایی که محدودهی دمایی در سمت پوسته و لوله متغیر است، سایر پارامترهای وابسته به دما نظیر چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، ویسکوزیته دینامیکی، ضریب هدایت گرمایی و ... دستخوش تغییر میشوند. برای حل این مشکل، جداول (۴–۱) و (۴-۲)، به کمک شبکه عصبی<sup>۱</sup> در کد مربوطه به کار میروند تا بتوان پارامترهای وابسته به دما برای هر دمای خاص را میانیابی کرد.

نتایج حاصل از بهینهسازی تکهدفه برای حالت مساحت ثابت در فصل پنجم به صورت کامل شرح و تفسیر داده شده است.

# ۲-۲-۴ روشهای موجود برای بهینهسازی

#### ۴-۲-۲-۱ شبکه عصبی

شبکه عصبی مصنوعی یک سامانه یپردازشی دادهها است که از مغز انسان ایده گرفته و پردازش دادهها را به عهده یپردازندههای کوچک و بسیار زیادی سپرده که به صورت شبکه ای به هم پیوسته و موازی با یکدیگر رفتار می کنند تا یک مساله را حل نمایند. ساختار یک شبکه عصبی مصنوعی در شکل (۴-۱) نمایش داده شده است. در این شبکهها به کمک دانش برنامهنویسی، ساختار داده ای طراحی می شود که می تواند همانند نورون عمل کند. که به این ساختار داده نورون گفته می شود. بعد با ایجاد شبکه ای بین این نورونها و اعمال یک الگوریتم آموزشی<sup>۲</sup> به آن، شبکه را آموزش می دهند. در این حافظه شبکه ای بین این نورونها و اعمال یک الگوریتم آموزشی<sup>۲</sup> به آن، شبکه را آموزش می دهند. در این حافظه یا شبکه عصبی، نورونها دارای دو حالت فعال (روشن یا ۱) و غیرفعال (خاموش یا ۰) اند و هر یال (سیناپس یا ارتباط بین گرهها) دارای یک وزن می باشد. یالهای با وزن مثبت، موجب تحریک یا فعال کردن گره غیر فعال بعدی می شوند و یالهای با وزن منفی، گره متصل بعدی را غیر فعال یا مهار (در

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Neural Network

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Training

یک شبکه عصبی شامل اجزای سازنده لایهها و وزنها می باشد. رفتار شبکه نیز وابسته به ارتباط بین اعضاست. در حالت کلی در شبکههای عصبی سه نوع لایه نورونی وجود دارد:

- لايه ورودى: دريافت اطلاعات خامى كه به شبكه تغذيه شده است.
- لایههای پنهان: عملکرد این لایهها به وسیله ورودیها و وزن ارتباط بین آنها و لایههای پنهان تعیین می شود. وزنهای بین واحدهای ورودی و پنهان تعیین می کند که چه وقت یک واحد پنهان باید فعال شود.
- لایه خروجی: عملکرد واحد خروجی بسته به فعالیت واحد پنهان و وزن ارتباط بین واحد پنهان و خروجی میباشد.



شکل ۴- ۱: ساختار یک شبکه عصبی مصنوعی [۵۰]

شبکه عصبی مورد نیاز با تابع TRAINLM، آموزش دیده است. تعداد لایه های پنهان برابر ۵ در نظر گرفته شده است و حداقل گرادیان خطا برابر <sup>10-10</sup>، میباشد.

#### ۴-۲-۲-۲ الگوريتم ژنتيک

به طور کلی مسائل از دیدگاه بهینهسازی به دو دستهی محدب و غیر محدب، تقسیم میشوند. مسائل محدب، آن دسته از مسائلی هستند که در آنها هر دو شرط زیر دارا باشد:

- تابع هدف مربوطه، محدب باشد.
  - قيود مربوطه خطى باشد.

در صورتی که یکی از شرایط فوق، برقرار نباشد، مساله یمورد نظر از نوع غیرمحدب میباشد.

بسته به این که مساله از چه نوعی باشد روش حل متفاوت خواهد بود. برای حل مسائل محدب از روشهای کلاسیک (ریاضی) استفاده میشود. زیرا این روشها جواب قطعی و دقیق میدهند. ولی برای حل مسائل غیرمحدب استفاده از روشهای کلاسیک جایز نمیباشد، زیرا در دام نقاط بهینهی محلی میفتند. بنابراین استفاده از روشهای کلاسیک به ما اطمینان لازم برای رسیدن به یک حل بهینهی کلی را نمی دهند [۵۱].

با توجه به غیر محدب بودن مسالهی مورد نظر، از الگوریتمهای هوشمند که بر پایهی جمعیت هستند، استفاده میشود. یکی از این روشها الگوریتم جستجوی مستقیم میباشد. اگرچه این روش نیازی به اطلاعات در رابطه با گرادیان تابع هدف ندارد ولی به شدت به انتخاب جمعیت اولیه وابسته میباشد [۵۲ و۵۳]. از اینرو برای حل مسالهی مربوطه از الگوریتم ژنتیک در محیط برنامه نویسی متلب [۹۴] کمک گرفته شده است. الگوریتم ژنتیک، جستجو را از یک جمعی از نقاط شروع میکند. وابستگی این روش به نقاط اولیه، به شدت الگوریتم جستجوی مستقیم نیست. همچنین این روش یک سطح بالایی از توانمندی را به وسیلهی شبیه سازی سازگار با طبیعت در یک فرآیند تکاملی فراهم می سازد [۵۲]. مهم تر

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Initial population

از آن، الگوریتم ژنتیک، دارای قابلیت بسیار خوبی برای رسیدن به نقاط بهینه میباشد [۵۵]. بنابر دلایل ذکر شده، از الگوریتم ژنتیک [۵۶]، برای جستجو در حل مسائل بهینه برای مبدلهای حرارتی، استفاده شده است. جمعیت اولیه که قیود را ارضا میکند به صورت تصادفی تولید میشود. در روش الگوریتم ژنتیک، با توجه به تابع هدف، هر راهحل بالقوهای به لحاظ کمی ارزیابی میشود. پس از یک جمعیت اولیهی تصادفی در محدودهی متغیرهای طراحی، الگوریتم، دنبالهای از نسل های جدید ایجاد میکند و تا زمانیکه معیار توقف برآورده نشود، تکرار میشود. در این فرآیند، با ادغام دو والد<sup>۲</sup> از نسل فعلی، بهوسیله-ی عمل تقاطع<sup>۲</sup>، یا با تغییر یک کروموزوم بهوسیلهی عمل جهش<sup>۲</sup>، فرزندان جدید تولید میشود. نسل اندازهی جمعیت، با حذف فرزندان بر اساس تابع شایستگی<sup>۵</sup> (برازندگی)، تشکیل میشود. همچنین، شود. آن دسته از کروموزوم <sup>\*</sup>هایی که بر اساس تابع شایستگی» ارزش کمتری دارند، ثابت نگه داشته می-شود. آن دسته از کروموزوم <sup>\*</sup>هایی که بر اساس تابع شایستگی، ارزش بالاتری دارند، دارای شانس بیشتری شود. آن دسته از کروموزوم <sup>\*</sup>هایی که بر اساس تابع شایستگی، ارزش بالاتری دارند، نوان بی بانس بیشتری شود. آن دسته از کروموزوم <sup>\*</sup>هایی که بر اساس تابع شایستگی، ارزش بالاتری دارند، ثابت نگه داشته می-

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Generation

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Parents

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Crossover

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Mutation

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Fitness Function

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Cromosome



شكل ۴-۲: فلوچارت الگوريتم ژنتيک

فلوچارت الگوریتم ژنتیک در شکل (۴–۲) نشان داده شده است. اندازهی جمعیت اولیه و حداکثر تکرار الگوریتم (حداکثر تعداد نسلها)، به ترتیب ۴۰ و ۲۰۰، انتخاب شده است. در الگوریتم ژنتیک، روشهای مختلفی برای انتخاب کروموزومها، جهت اعمال عملگرهای مختلف وجود دارند. از جملهی آنها میتوان به انتخاب تصادفی<sup>۱</sup>، انتخاب بر اساس چرخ رولت<sup>۲</sup>، انتخاب بر اساس رتبه<sup>۳</sup> (نخبه گرایی)، انتخاب بر اساس حذف درصدی از بدترین اعضا و… اشاره کرد. روش انتخابی، برای مسالهی مورد نظر، انتخاب بر

<sup>3</sup> Ranking Selection

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Randomly Selection

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Roulette Wheel Selection

اساس تورنمنت (انتخاب رقابتی<sup>'</sup>) میباشد. و در آخر این که، شرط توقف الگوریتم که همان میزان تغییرات تابع هدف در دو نسل پشت سر هم میباشد، برابر <sup>8–1</sup>0، در نظر گرفته شده است.

### ۲-۲-۴ بهینه سازی چند هدفه

از آنجا که تابع هدف معرفی شده، خود متشکل از دو تابع میباشد، میتوان بهینهسازی چندهدفه را روی آن پیاده کرد. روشهای مختلفی برای حل مسائل چندهدفه وجود دارد. یک روش مرسوم، آن است که هر تابع هدف را در یک مقدار وزنی ضرب نموده و حاصل مجموع تمامی توابع حاصل با وزنهای مختلف را به عنوان تابع هدف مسألهی بهینهسازی اختیار نمود. اگرچه این روش سادهتر است، این عیب اصلی را دارد که توابع هدف اختیار شده در یک مسألهی بهینهسازی چندهدفه لزوماً از یک جنس نیستند و در حالت کلی، حوزه تغییرات متفاوتی را خواهند داشت. بنابراین، ذاتاً جمع نمودن این توابع با یکدیگر اشتباه است. هرچند که اتخاذ صحیح ضرایب وزنی تا حدودی این مشکل را رفع می کند، ولی قادر به حل کامل آن نیست.

یک روش کارا جهت حل مشکلات فوق، الگوریتم متفاوتی با نام بهینهسازی پرتو<sup>۲</sup> میباشد [۵۸]. در این روش بهجای یک پاسخ بهینه، مجموعهای از چندین جواب بهینه برای مسأله بهینهسازی چندهدفه حاصل می گردد که هر کدام معادل با اتخاذ ترکیب خاصی از مقادیر وزنها برای توابع هدف مختلف می-باشند. به بیان دیگر، هر جواب پرتو درجه اهمیت خاصی را به توابع مختلف اختصاص داده و بهازای آن پاسخ بهینه را ارائه می دهد. از این جهت، مجموعه جواب حاصل از روش پرتو این امکان را در اختیار می-گذارد که با توجه به درجه اهمیت قائل شده برای توابع هدف مختلف مورد نظر، انتخاب بهینه انجام شود.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Tournament Selection

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Pareto optimization

ژنتیک با روش بهینهسازی پرتو به اسم الگوریتم ژنتیک چندهدفه با مرتب سازی نامغلوب (NSGAII)<sup>۱</sup> [۵۸]، مدلسازی و حل گردیده است. این الگوریتم، یکی از الگوریتمهای شاخص و پرکاربرد در زمینهی بهینهسازی چندهدفه میباشد. در این روش، هر یک از کروموزومهای الگوریتم ژنتیک حاوی یک سری از مقادیر پیشنهادی برای متغیرهای مسألهی بهینهسازی میباشند. در هر تکرار از الگوریتم ژنتیک، پس از محاسبهی مقادیر دو تابع هدف مزبور برای هر کروموزوم پیشنهادی، مرحله انتخاب در الگوریتم ژنتیک با استفاده از الگوریتم پرتو و مفهوم غلبه ۲ ،انجام می گیرد. بر اساس این مفهوم در مسألهی مورد بررسی، کروموزوم a بر b غلبه دارد، چنانچه بهازای هیچکدام از توابع هدف موجود، مقادیر حاصل برای کروموزوم a از b (بدتر) بیشتر نباشد و بهازای حداقل یکی از توابع مزبور مقدار حاصل برای کروموزوم a از b (بهتر) کمتر باشد. بنابر الگوریتم بهینهسازی پرتو، در هر تکرار در مرحلهی انتخاب الگوریتم ژنتیک، تمامی کروموزومها دو به دو مورد بررسی قرار گرفته و کروموزومهایی که هیچ کروموزوم دیگری بر آنها غلبه ندارند انتخاب گردیده و جبهه اول پرتو را تشکیل می دهند. سیس، کروموزومهای مربوط به جبهه اول پرتو از جمعیت کنار گذاشته شده و روند فوق تکرار می گردد. با تکرار روند فوق جبهههای دوم و سوم پرتو و الیآخر مشخص گردیده و به بیان دیگر جمعیت به جبهههای مختلف پرتو افراز میگردد. سپس، از میان جبهههای حاصل تعداد مشخصی از کروموزومها به عنوان والدین انتخاب می شوند، بدین گونه که ابتدا کروموزومهای جبهه اول پرتو، سپس جبهه دوم و ... انتخاب شده تا هنگامی که تعداد مورد نظر برای کروموزومهای والدین به پایان برسد. شکل (۴–۳) گویای این قضیه می باشد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Non-dominated Sorting Genetic Algorithm

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Dominance

	_					_	_
جبهه اول پرتو							
جبهه دوم پرتو							
جبهه سوم پرتو							
جبهه چهارم پرتو							
جبهه پنجم پرتو					_		

شکل ۴- ۳: نمونه ای از افراز یک جمعیت با ۴۰ عضو به پنج جبهه پرتو و انتخاب ۲۰ والد از آن

چنانچه تعداد کروموزومهای مورد نظر برای والدین به گونهای باشد که امکان انتخاب تمامی کروموزومهای موجود در یک جبهه وجود نداشته باشد، با استفاده از مفهوم همسایگی، کروموزومهایی از جبهه مزبور انتخاب میشوند که فاصله بیشتری با یکدیگر دارند (دو والد انتخاب شده از جبهه سوم در شکل (۴–۳)). بدین منظور، همانند شکل (۴–۴) در جبههی مزبور فاصله توابع هدف هر کروموزوم با سایر کروموزومها به صورت نرم اقلیدسی، بردار اختلاف بردارهای توابع هدف آنها محاسبه گردیده و بهازای هر کروموزوم دو کروموزوم با نزدیکترین فاصله به آن به دست میآیند.



شکل ۴- ۴: نمایش مختصات کروموزومها بر اساس توابع هدف حاصل برای آنها در یک مسأله با دو تابع هدف

در شکل (۴–۴)، نقاط مشکیرنگ جبههی اول پرتو را تشکیل میدهند. بهازای هر کروموزوم i، فاصله میان نزدیکترین دو کروموزوم به آن مورد بررسی قرار می گیرد. سپس، با مرتب نمودن کروموزومها بر اساس فاصلهی کروموزومهای نزدیکتر به آنها به ترتیب نزولی، تعداد باقیمانده از والدین از کروموزوم-های با فاصلهی بیشتر انتخاب می گردند. ۴–۲–۳ بهینهسازی چند هدفه از نقطه نظر ریاضی

از نقطه نظر ریاضی بهینهسازی چندهدفه با در نظر گرفتن قیود تساوی و نامساوی، چندین هدف را به طور همزمان به حداقل میرساند و به صورت زیر نشان داده می شود.

 $\min f(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)]$   $x \in X$   $(\Lambda - \Psi)$ 

قيود:

 $g_j(x) = 0$ , j = 1, 2, ..., M $h_k(x) \le 0$ , k = 1, 2, ..., K

> x ، همان پارامترهای مستقل تابع هدف میباشد و بردار تصمیم نامیده میشود. X، فضای پارامتری مجموعه میباشد.

اگر و فقط اگر، (y)  $f_i(x) \leq f_i(y)$  و (y)  $f_i(x)$   $f_i(x)$   $f_i(x) > f_i(x)$   $f_i(x)$  و در مورتی که یک جواب بر دیگر هدف i, برقرار باشد؛ جواب x ، بر همهی جوابهای y ، غلبه دارد. در صورتی که یک جواب بر دیگر جوابها در محدودهی ممکن، غلبه نکند، آن مجموعه جواب، حل بهینهی پرتو، نامیده میشود. مجموعه-ای از تمام جوابهای غیر غالب در X، به عنوان مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. مقادیر تابع هدف مربوط به مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. مقادیر تابع هدف مربوط به مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. مقادیر تابع مدف مربوط به مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. مقادیر تابع مدف مربوط به مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. مقادیر تابع مدف مربوط به مجموعهی بهینهی پرتو (\*P)، نامیده میشوند. معادلهی (\*P)، قابل نمایش است [۸۵ و

 $\mathsf{PF}^* \coloneqq \{f(x) | x \in \mathsf{P}^*\}$ (9 - 4)

به طو خاص، طبق معادلهی (۴–۷)، عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال به ترتیب، به عنوان دو تابع هدف جداگانه در نظر گرفته می شود. طراحی پارامترها و محدودهی آنها، به همان صورت مشخص شده در بهینه سازی تک هدفه می باشد. ۲-۳-۲-۴ نحوهی مدلسازی قیود در الگوریتم NSGAII مورد استفاده

تضمین برآوردهسازی قیود در الگوریتمهای جستجوی تصادفی مورد استفاده جهت حل توابع با یک تابع هدف (تکهدفه)، از طریق ملاحظهی آنها در تابع هدف صورت می گیرد. در این روش، در یک مسأله کمینهسازی، در صورتی که هر یک از قیود مورد ملاحظه نقض گردند، مقداری به نام خروج از قید برای آنها محاسبه گردیده و با ضرب در ضریبی بهنام ضریب پنالتی، با تابع هدف اصلی جمع شده و یا در آن ضرب می گردد. در مسألهی مورد بررسی در این پروژه، قیود تساوی خاصی در دست نیست. اما برای سایر قیود (یعنی قیود نامساوی)، در صورتی که هر یک از قیود مزبور برآورده نشود، درصد خروج از قید مربوط به آن در یک ضریب پنالتی بزرگ ضرب شده و با هر یک از دو تابع هدف مسأله به صورت جداگانه جمع می گردند.

به پیرو مطالب گفته شده مبنی بر تعریف تابع هدف، بررسی شرایط، قیود، محدودیتها و توضیح در رابطه با بهینهسازی تکهدفه و چندهدفه، نتایج مربوطه در فصل بعدی به صورت کامل تشریح می شوند. فصل پنجم: نتايج

۵–۱ مقدمه

در این فصل ابتدا اعتبارسنجی نتایج بررسی شده است. سپس نتایج و نمودارها نشان داده شده و بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با اعمال اصول انترنزی مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. مبدل حرارتی پوستهای و لولهای مورد نظر تحت دو حالت نرخ انتقال حرارت ثابت و مساحت ثابت، به دو صورت تکهدفه و چندهدفه بهینه میشود و نمودارها و نتایج مربوطه یک به یک بررسی میشوند. در ادامه، بحث حداقل کردن تولید آنتروپی نیز مطرح میشود و با نتایج حاصل از اصول انترنزی مقایسه میشود. میتوان عدد تلفات انترنزی را برای قطرها و گامهای مختلف محاسبه کرد و با استفاده از مقادیر بهینهی پارامترهای مستقل، تغییرات کارایی و توان پمپ را بر حسب تغییرات انترنزی مشاهده نمود. هم-چنین میتوان تاثیر تغییر برخی پارامترهای مستقل روی انترنزی را در هر دو حالت ذکر شده، دید.

# ۵-۲ اعتبارسنجی نتایج

به منظور راستی سنجی محاسبات، برای یک مبدل حرارتی پوسته ای و لوله ای با یک گذر پوسته و یک گذر لوله، در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت شروط جدول (۵–۱) از قسمتی از کار Guo و همکاران [۳۳] انتخاب گردید و به پیرو آن نتایج به دست آمده از جدول (۵–۲) با نتایج کار Guo و همکاران [۳۳] مقایسه گردید. همان طور که مشخص است، مقایسه نشان می دهد نتایج بسیار به یکدیگر نزدیک هستند.

شرايط سمت پوسته	شرايط سمت لوله	پارامترهای عملکرد
آب	أب	مادہ جریان
۵۰	۶۵	فشار ورودی جریان (bar)
222,10	388,10	دمای ورودی جریان
		(K)
_	347,10	دماي خروجي جريان
		(K)

جدول ۵- ۱: مقادیر طراحی مبدل جهت راستی سنجی

_	۵۰	دبی جرمی جریان <sup>(kg</sup> / <sub>S</sub> )
991,10	۹۷۰	چگالی جریان (kg/m3)
4114	47	ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت (J/kg K)
<i>۶</i> ,۹۶	٣,٣۶	ویسکوزیته سینماتیکی جریان 10 <sup>-7</sup> *(m2/s)
۴,۵۸۷۸	۲,۰۱۵	عدد پرانتل

جدول ۵- ۲: مقایسهی نتایج حاصل از راستی سنجی

کار حاضر	کار Guo و همکاران	پارامترهای عملکرد
	[٣+]	
٣٢١,٢٧	871,78	دمای خروجی جریان
		پوسته
		(K)
•,449	•,441	کارایی مبدل
•,٧١۶	•,٧١٧	تعداد واحدهاى انتقال
۰ ,۶۵۵۹	۶۵۶, ۰	نسبت نرخ ظرفیت گرمایی
14.4,4	14.3	توان پمپ
		(W)
۰,۶۲۸۷	• ,97	عدد تلفات انترنزی ناشی از
		هدایت گرمایی
• ,• • • ٩٣٧٣	۰,۰۰۰۸۱۴	عدد تلفات انترنزی ناشی از
		اصطکاک سیال

نتایج جدول (۵–۲) برای قطر داخلی لوله ۰٫۰۱۹ متر، تعداد لولهها ۲۴۳، نسبت فاصلهی دو دیوارک میانی به قطر داخلی پوسته برابر ۰٫۹۷۷ و زاویهی مرکزی برش دیوارک ۲٫۰۳۸ رادیان میباشد.

- ۵–۳ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت با اعمـال اصول انترنزی
  - ۵-۳-۱ بهینهسازی تکهدفه

بهینه سازی تک هدفه برای قطر ۰٫۰۱۹ متر با گام ۰٫۰۲۵ متر مطابق شکل (۵–۱) انجام شده است.



شکل ۵– ۱: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $m{g}_{\Delta T})$  و عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $m{g}_{\Delta P})$  در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

این شکل نشان میدهد که در ابتدا عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال، کاهش می یابد و بعد از حدود چهل بار تکرار تقریبا ثابت می شود. هم چنین از این شکل می توان دریافت که الگوریتم ژنتیک بهرهوری بسیار بالایی در جستجوی راهحل بهینهی کلی دارد. بنابراین در نظر گرفتن حداکثر ۲۰۰ تکرار، در حال حاضر برای به دست آوردن راهحل بهینهی مطلوب کافی میباشد.

مقایسهی بین یک طراحی اولیه به صورت تصادفی و حالت بهینه شدهی آن برای قطر ۱۹ ۰,۰ متر در جداول (۵–۳) و (۵–۴)، نشان داده شده است. در این حالت نرخ انتقال حرارت معادل ۵٫۲۲۱ مگاژول می-باشد.

$\dot{m_t}$ $({}^{kg}/_{S})$	T <sub>t,i</sub> (K)	T <sub>t,o</sub> (K)	m̀₅ ( <sup>kg</sup> /s)	Т <sub>s,i</sub> (К)	n	L <sub>hx</sub> (m)	N <sub>b</sub>	θ <sub>b</sub> (rad)	پارامتر- های طراحی
۵۰	388,10	347,10	۳۰	222,10	۴۰۰	٣,۴	٨	7,4074	اوليه
۵۰	3791,10	848,10	۲۱	222,10	۵۵۰	٣,٩	۶	۲,۸۸۷۰	نھایی

جدول ۵- ۳: مقایسه ی پارامترهای طراحی بین طراحی اولیه و بهینه در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

جدول ۵- ۴: مقایسه ی خصوصیات بین طراحی اولیه و بهینه در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

$g^*$	$g_{{\scriptscriptstyle \Delta} T}$	$g_{\Delta P}$	<i>A</i> (m <sup>2</sup> )	Т <sub>s,o</sub> (K)	NTU	С*	W (W)	ε	خصوصيات
• ,8• 88	• ,9• 79	• ,• • 1 • • • • ٨	۷۲,۲۵	۳۲۴,۸۷	۰,۸۱۵	۰,۵۹۹۲	۱۸۸۲,۷	۰,۴۹۰۹	اوليه
• ,۵ • ۳ •	• ,۵ • ۲۵	• ,• • • ۴۶۵	170,98	847,78	1,479	•,۴۱۹۶	۸۳۷,۸	۰,۷۰۰۹	نهایی

از جدول (۵–۴)، مشخص است که کارایی مبدل حرارتی از ۹۹٬۹۰۹ به ۹۰٬۷۰۹ تغییر پیدا میکند. یعنی کارایی مبدل حرارتی چیزی در حدود ۴۲٪، افزایش مییابد. این در حالیست که توان پمپ از ۱۸۸۲٫۷ وات به ۸۳۷٫۸ وات، میرسد. یعنی توان پمپ تا ۵۵٪ ، کاهش مییابد. بنابراین با کم شدن تلفات انترنزی، عملکرد مبدل حرارتی مورد نظر بهتر میشود. همچنین تعداد واحدهای انتقال، حدود ۱٫۹ برابر حالت اولیه افزایش مییابد. با توجه به رابطهی (۳–۱۷) با زیاد شدن تعداد واحدهای انتقال، عملکرد مبدل حرارتی در ازای بزرگ کردن سطح انتقال حرارت بهبود مییابد. با ملاحظه به جدول (۵–۴) میتوان دریافت که عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال، در حدود ۳ مرتبه <sup>۲</sup> کمتر از عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی میباشد. در حقیقت، اغلب اوقات، برگشتناپذیری ناشی از اصطکاک سیال، به مراتب کمتر از برگشت ناپذیری ناشی از هدایت گرمایی برای مایعات میباشد[۶۰].

از اینرو، طراحی بهینهی تک هدفهی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای مورد نظر، زمانبر است. و از آنجایی که عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال، هممرتبه نیستند، در نظر گرفتن این دو به عنوان یک تابع هدف، ممکن است به برخی از پیامدهای ناخواسته منجر شود. این را می توان در طراحی مبدل حرارتی در حالت سطح انتقال حرارت ثابت به وضوح مشاهده کرد.

شکل (۵–۲) تغییرات کارایی مبدل حرارتی مورد نظر و شکل (۵–۳) تغییرات توان پمپ را بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی نشان میدهد. همان گونه که از این دو شکل پیداست، با کاهش عدد تلفات انترنزی کلی، کارایی مبدل حرارتی افزایش و توان پمپ به شدت کاهش مییابد. بنابراین از طریق فرآیند بهینهسازی، عملکرد مبدل حرارتی، به صورت قابل ملاحظهای بهبود مییابد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> order



شکل ۵- ۲: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت



شکل ۵- ۳: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

# ۵–۳–۱ بررسی تاثیر دبی جرمی سیال سمت پوسـته روی عـدد تلفـات انترنـزی و دیگـر خصوصیات مبدل در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

در این حالت، میتوان با تغییر دبی جرمی سیال در سمت پوسته *m*<sub>s</sub>، در محدودهی مجاز، روند تغییر ویژگیهای رفتاری مبدل را با عدد تلفات انترنزی، برای قطر ۰٫۰۱۹ متر، مشاهده کرد. در جدول (۵-۵) نتایج حاصل از تغییرات آمده است.

	$\dot{m}_s$	NTU	$\Delta P_{s,total}$		W	A	З	$g^*$
	(73)		(kpa)	$\binom{(KW)}{K.m^2}$	(W)	(m <sup>2</sup> )		
حالت بهينه	۲۱	1,479	۲,۲۳۲	١,٠٧٢	۸۳۷,۷۹	170,988	• ,٧ • • ٩	• ,۵ • ۳ •
	74	1,107	٢,٨٩٣	١,١٠٣	۸۲۰,۰۵	1.0,.17	•,8184	• ,۵۴۶۸
	۲۸	۰,۹۰۳	٣,٩٠۴	١,١٣٩۵	977,08	۹۲,۵۸	•,۵۲۵۹	۰,۵۹۰۶
	٣٢	• ,٧۴٣	۵,۰۶۲	١,١٧١۶	۱۰۰۲,۳	٨۴,٧	•,48•٣	• ,8774
	٣۴	•,584	۵,۶۹۶	1,1898	1.47,8	۸۱,۷۱	•,۴۳۳۳	• ,8789
	۳۸	• ۵۸۹	٧,٠٧٣	1,7184	1124,7	76,90	• ,٣٨٧٨	• ,۶۵۹۷
	۴۰	۰ ۵۵۱	۷,۸۱۶	1,778	۱۲۱۷,۵	۲۵,۰۱۱	• ,٣۶٨۴	•,5594

جدول ۵– ۵: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر دبی جرمی سیال در سمت پوسته با قطر ۰٫۰۱۹ متر

شکل (۵-۴)، تغییرات ضریب کلی انتقال حرارتی را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد. با توجه به روابط (۳–۷)، (۳–۸) و (۳–۱۰) با زیاد شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته، ضریب انتقال حرارت سمت پوسته افزایش مییابد. از طرفی بر طبق معادلهی (۳–۱۵)، زیاد شدن ضریب انتقال حرارت سمت پوسته، منجر به زیاد شدن ضریب کلی انتقال حرارت می شود. با توجه به رابطهی مستقیم بین دبی جرمی سیال سمت پوسته و تلفات انترنزی کلی، با کم شدن آن ضریب کلی انتقال حرارت، کاهش می یابد.



شکل ۵- ۴: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت



شکل ۵- ۵: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

شکل (۵-۵)، تغییرات افت فشار سمت پوسته را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد.

زیاد شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته موجب افزایش افت فشار در سمت پوسته می گردد. این امر از لحاظ ریاضی نیز با توجه به روابط افت فشار، قابل توجیه است. بنابراین با کم شدن عدد تلفات انترنزی کلی، افت فشار سمت پوسته کاهش مییابد.

شکل (۵–۶) تغییرات تعداد واحدهای انتقال را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد. با توجه به رابطهی (۳–۱۷) تعداد واحدهای انتقال با ضریب کلی انتقال حرارت و سطح کلی انتقال گرما، نسبت مستقیم دارد. با زیاد شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته، ضریب کلی انتقال حرارت افزایش و با توجه به ثابت بودن نرخ انتقال حرارت، سطح کلی انتقال گرما کاهش مییابد. همچنین حداکثر نرخ انتقال حرارت با زیاد شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته زیاد میشود. بنابراین تعداد واحدهای انتقال کاهش مییابد. از اینرو با کم شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته و کاهش عدد تلفات انترنزی کلی، تعداد واحدهای انتقال افزایش مییابد.



شکل ۵-۶: تغییرات تعداد واحدهای انتقال بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت



شکل ۵– ۷: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

شکل (۵-۷) تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی را نشان میدهد. با زیاد شدن دبی

جرمی سیال سمت پوسته، حداکثر نرخ انتقال حرارت افزایش و با توجه به ثابت بودن نرخ انتقال حرارت واقعی، کارایی مبدل کاهش مییابد. لذا با کم کردن تلفات انترنزی ناشی از کم شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته، کارایی زیاد می شود.

شکل (۵–۸) تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی را نشان میدهد. با زیاد شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته و به تبع آن افزایش افت فشار سمت پوسته، توان پمپ افزایش مییابد. بنابراین با کم شدن دبی جرمی سیال سمت پوسته و کاهش تلفات انترنزی، توان پمپ کم می شود.



شکل ۵- ۸: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت پوسته برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

مشابه شکل (۵–۱) روند تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال بر حسب تعداد نسلها برای قطر لولهی ۰٫۰۲۲ متر، در شکل (۵–۹) قابل مشاهده است.

همان طور که در شکل(۵–۹) پیداست، توابع انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال، رفتار مشابه دارند. هردو از یک مقدار حداکثر شروع میشوند و در نهایت با گذراندن تعداد تکرارها به یک مقدار ثابت همگرا میشوند. با کاهش تلفات انترنزی، کارایی مبدل افزایش و توان پمپ کاهش مییابد. شکل (۵-۱۰) گویای این قضیه میباشد. بدین ترتیب با کاهش تلفات انترنزی، عملکرد مبدل حرارتی بهبود مییابد و بهینهسازی تکهدفه در این حالت مطلوب میباشد. برای سایر قطرها نیز، شرایط مشابه میباشد.



شکل ۵- ۹: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $m{g}_{\Delta T})$  و عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $m{g}_{\Delta P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٫۰۲۲ متر در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت



شکل ۵- ۱۰: تغییرات کارایی و توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت نرخ انتقال حرارت ثابت

- 4-۴ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در حالت مساحت ثابت با اعمال اصول انترنزی
  - ۵-۴-۱ بهینهسازی تکهدفه

تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال بر حسب تعداد نسلها در شکل (۵–۱۱)، برای قطر ۰٫۰۱۹ متر نشان داده شده است. همان طور که در این شکل می بینید با افزایش تعداد نسلها، عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی به صورت قابل ملاحظهای کاهش می یابد، در حالی که عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال، زیاد می شود؛ که این نامطلوب است.



شکل ۵– ۱۱: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $m{g}_{\Delta T})$  و عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $m{g}_{\Delta P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

مقایسهی بین یک طراحی اولیه به صورت تصادفی و حالت بهینه شدهی آن برای قطر ۰،۰۱۹ متر در جداول (۵-۶) و (۵-۷) نشان داده شده است.

$\dot{m_t}$ $({^{kg}/_s})$	T <sub>t,i</sub> (K)	m̀s ( <sup>kg</sup> ∕s)	Т <sub>s,i</sub> (К)	n	L <sub>hx</sub> (m)	N <sub>b</sub>	θ <sub>b</sub> (rad)	پارامتر - های مستقل
74	۳۷۵	۱۵	۲۸۲	١٧٠	٣	11	7,0.71	اوليه
۲.	۳۷۵	١.	۲۸۲	۷۸	۱,۵۰	١٧	٢,٩٣٧٧	نهایی

جدول ۵- ۶: مقایسهی پارامترهای مستقل بین طراحی اولیه و بهینه

جدول ۵- ۷: مقایسه یخصوصیات بین طراحی اولیه و بهینه

$g^*$	$oldsymbol{g}_{\Delta T}$	$oldsymbol{g}_{\Delta P}$	NTU	W (w)	ε	خصوصيات
۰ ,۵۵۸۹	۰ ۸۵۵۸ ۰	• ,• • • ٨۶٢	1,7.10	1.8.	۰,۵۴۴۳	اوليه
۴۵۵۹, ۰	۴۵۳۹, ۰	• ,• • ٢	٣,٣٣٧۴	2100	۰,۷۲۸۴	نھایی

از جدول (۵–۷)، مشخص است که کارایی مبدل حرارتی از ۹۴۳٬۰۰ به ۹۲۲٬۴۰ تغییر پیدا میکند. یعنی کارایی مبدل حرارتی چیزی در حدود ۳۴٪، افزایش مییابد. در حالیکه توان پمپ از ۱۰۶۰ وات به ۲۱۷۲٬۴ وات میرسد. یعنی توان پمپ نیز تقریبا ۱۰۳٪، زیاد میشود. همچنین، تعداد واحدهای انتقال، حدود ۲ برابر حالت اولیه افزایش مییابد. زیرا با کم شدن تلفات انترنزی و نزدیک شدن به حالت بهینه، ضریب کلی انتقال حرارت افزایش و نسبت نرخ ظرفیت گرمایی کاهش مییابد. از اینرو با توجه به شرایط ذکر شده و ثابت بودن سطح انتقال حرارت، بهبود عملکرد مبدل حرارتی در گرو هزینهی بیشتر برای توان پمپ مصرفی میباشد.

شکل (۵–۱۲) ارتباط بین کارایی و عدد تلفات انترنزی کلی رانشان میدهد. با کاهش عدد تلفات انترنزی، کارایی مبدل حرارتی به دلیل زیاد شدن تعداد واحدهای انتقال، به طور قابل توجهی بهبود می-یابد. این در حالیست که با کاهش عدد تلفات انترنزی کلی، مطابق شکل (۵–۱۳) توان پمپ نیز به صورت چشم گیری زیاد میشود، زیرا کم شدن تلفات انترنزی منجر به زیاد شدن افت فشار در سمت پوسته و لوله می گردد.



شکل ۵- ۱۲: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی



شکل ۵- ۱۳: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

از شکلهای (۵–۱۲) و (۵–۱۳)، میتوان دریافت که در نظر گرفتن عدد تلفات انترنزی کلی به عنوان یک تابع هدف، تقریبا معادل با حداقل کردن عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی میباشد. و عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال تقریبا نادیده گرفته شده است زیرا بسیار کوچکتر از عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی میباشد. از اینرو برای حل این مشکل، طراحی بهینهی چندهدفه برای مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در بخش (۵–۲–۲)، معرفی شده است.

مشابه شکل (۵–۱۱) روند تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال بر حسب تعداد نسلها برای قطر لولهی ۰٫۰۳۵ متر، در شکل (۵–۱۴) قابل مشاهده است. برای بقیهی قطرها نیز شرایط مشابه میباشد.



شکل ۵- ۱۴: نمودار تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی ( $g_{\Delta T}$ ) و عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال ( $g_{\Delta P}$ ) در مقابل تعداد نسلها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

نتایج حاصل از بهینهسازی تکهدفه در این حالت برای قطر ۰٫۰۳۵ متر، در جدول (۵-۸) قابل مشاهده است.

پارامترهای  $\dot{m}_{s}$   $(^{kg}/_{s})$  $g^{*}$ NTU W ε  $\begin{array}{c} T_{t,i} \\ (K) \end{array}$  $T_{s,i}$ (K)  $N_{b}$  $\dot{m_t}$  $\theta_b$ п  $L_{hx}$ بهينه  $\left(\frac{kg}{s}\right)$ (w)(rad) (m)۰,۴۷۸۹ ۲,۷۶۷ ۸۲·,۰۹ • , ٧ • • ٨ ۳۸۹,۹۸ ۳۰۹,۰۸ ٢٢ 7,1.94 ۲٠,۵ ۱۰,۱ ۵۰ ۲,۰۷ مقادير بهينه

جدول ۵- ۸: نتایج حاصل از بهینهسازی تکهدفه برای قطر ۰٬۰۳۵ متر در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

۵-۴-۱ بررسی تاثیر برخی پارامترهای مستقل روی عدد تلفات انترنزی در حالـت مسـاحت ثابت

در این حالت تاثیر تغییر برخی پارامترهای مستقل روی عدد تلفات انترنزی به صورت نمودار نشان داده می شود. به عنوان نمونه، می توان با تغییر تعداد دیوار کها  $N_b$ ، در محدودهی مجاز، روند تغییر ویژگی های رفتاری مبدل را با عدد تلفات انترنزی، برای قطر ۰٫۰۳۵ متر، مشاهده کرد. در جدول (۵-۹) نتایج حاصل از تغییرات آمده است.

	$g^{*}$	$g_{\scriptscriptstyle \Delta T}$	$g_{\scriptscriptstyle \Delta P}$	Q	Uo	Е	NTU	$\Delta P_{t,total}$	$\Delta P_{s,total}$	W	N <sub>b</sub>	
				(MW)	$(^{kW}/_{K.m^2})$			(kpa)	(kpa)	(W)		
	• ,۵۲۷۸	• ,۵۲۷۵	•,•••٣٧٧٧	7,1947	١,٢٧١	•,9846	۲,۱۰۹	६,९७६	۴,۳۹۸۳	۲۵۷,۸۳	۶	-
	• ,۵ • ۶ ۱	۰,۵۰۵۶	• ,• • • ۴۳۶۸	7,794	1,4104	•,8888	7,849	۶,۳۳۵۱	۸,۴۴۵۸	۳۱۷,۱	٩	-
	•,۴۹۴۹	•,۴٩۴٣	•,•••۵۲۹۳	۲,۳۱۵۸	1,0087	۰,۶۷۸۸	۲,۵	8,878	14,۲	۳۹۸,۵۸	١٢	-
	۰,۴۸۸	• ,۴۸۷۳	• ,• • • 9499	۲,۳۴۸	۱,۵۷	۰,۶۸۸۲	7,808	७,९९१	۲۱,۰۱۱	۵۰۱,۴۳	۱۵	-
	•,۴۸۳۳	• ,۴۸۲۵	•,•••٧٩۵٣	۲,۳۷۰۱	1,8181	•,5947	7,888	९,७७७१	79,4119	974,14	١٨	-
	•,۴४११	۰,۴۷۸۹	• ,• • • 9549	7,7789	1,8088	۰,۶۹۹۴	7,749	२,٣٣٣٧	89,178	<b>۲۶۸,۰</b> ۷	71	-
	• ,۴۷۸۹	•,۴٧٠٣	•,•••٩٩٩٢	۲,۳۹۰۹	1,8877	۰,۷۰۰۸	7,797	१,७७७१	47,719	۸۲۰,۰۸	77	حالت
												بهينه
1			1	1		1		1	1	1	1	1

جدول ۵- ۹: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر تعداد دیوارکها با قطر ۰٫۰۳۵ متر



شکل ۵– ۱۵: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوارکها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

شکل (۵–۱۵) تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد. با زیاد شدن تعداد دیوارکها، ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و در نتیجه ضریب کلی انتقال حرارت افزایش مییابد. از طرفی زیاد شدن تعداد دیوارکها یا فاصلهی نزدیک آنها به یکدیگر منجر به یک توزیع جریان ضعیف و افزایش نرخ انتقال حرارت میگردد، که نتیجهی آن کاهش انترنزی میباشد. بنابراین با کاهش انترنزی، ضریب کلی انتقال حرارت افزایش مییابد.

شکل (۵–۱۶) تغییرات کارایی مبدل را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد. با افزایش ضریب کلی انتقال حرارت، تعداد واحدهای انتقال افزایش مییابد. از طرفی با توجه به رابطهی (۳–۱۹)، زیاد شدن تعداد واحدهای انتقال، بالا رفتن کارایی مبدل را نتیجه میدهد. بنابراین با کم شدن عدد تلفات انترنزی، کارایی مبدل افزایش مییابد.



شکل ۵- ۱۶: تغییرات کارایی بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوارکها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر



شکل ۵- ۱۷: تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوار کها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر شکل (۵–۱۷) تغییرات نرخ انتقال حرارت را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان می دهد. از آن جایی که با کم شدن عدد تلفات انترنزی، کارایی افزایش می یابد، لذا بر اساس معادلهی (۳–۳) نرخ انتقال حرارت نیز زیاد می شود. همان طور که بالاتر اشاره شد، از لحاظ فیزیکی نیز نزدیک تر شدن فاصله یدیوار کها به هم منجر به افزایش نرخ انتقال حرارت می گردد.

شکل (۵–۱۸) تغییرات افت فشار سمت پوسته را بر حسب عدد تلفات انترنزی نشان میدهد. با توجه به روابط افت فشار سمت پوسته، رابطهی مستقیمی بین تعداد دیوارکها و افت فشار سمت پوسته وجود دارد. از اینرو با زیاد شدن تعداد دیوارکها، افت فشار سمت پوسته افزایش مییابد.



شکل ۵– ۱۸: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوارکها برای قطر ۰٫۰۳۵ متر



شکل ۵- ۱۹: تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر تعداد دیوارکها برای قطر ۰٬۰۳۵ متر
شکل (۵–۱۹) نیز تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی را نشان میدهد. با زیاد شدن تعداد دیوارکها، افت فشار سمت پوسته افزایش مییابد، که این افزایش با توجه به رابطهی (۳–۳۹)، زیاد شدن توان پمپ را به دنبال دارد.

حال می توان با تغییر دبی جرمی سیال در سمت لوله *m<sub>t</sub>* در محدودهی مجاز، روند تغییر ویژگی-های رفتاری مبدل را با عدد تلفات انترنزی، برای قطر ۰٫۰۳۵ متر، مشاهده کرد. در جدول (۵–۱۰)، نتایج حاصل از تغییرات، آمده است.

$g^*$	$g_{{\scriptscriptstyle \Delta} T}$	$g_{{\scriptscriptstyle \Delta} {\scriptscriptstyle P}}$	Q	V <sub>t</sub>	Uo	Е	NTU	$\Delta P_{t,total}$	W	$\dot{m_t}$	
			(MW)	( <i>m</i> / <i>s</i> )	$({}^{kW}/_{K.m^2})$			(kpa)	(W)	$(^{kg}/_{s})$	
•,۴۷۸۹	۴۷۸, ۰	•,•••٩٩٩٢	४,७१०१	١,١٣	1,8877	۰,۷۰۰۸	2,767	९,९९९९	۸۲۰,۰۸۹	۵, ۲۰	حالت
											بهينه
۰,۴۸۴۳	• ,۴۸۳۱	•,••1٢	7,0187	۱,۳۸	1,7788	۰,۷۳۷۶	۲,۸۸۲	१,७۴١	۹۷۵,۱۸	۲۵	
•,۴۸۹١	۴۸۷۷, ۰	۰,۰۰۱۵	7,8708	1,88	١,٧٩۵۵	۸۷۶۷, ۰	7,979	13,808	1770,1	٣٠	
•,۴٩٣١	•,۴۹۱۳	• ,• • ١٨	۲,۶۹۸۷	1,94	١,٨۴١٣	۰,۷۹۰۸	۳,۰۵۵	١٨,٠٧	۱۵۷۱٫۸	۳۵	-
•,۴٩۶۶	•,۴۹۴۲	•,••٢۴	7,7801	7,77	۱,۸۷۸۲	۰,۸۰۸۷	۳,۱۱۶	۲۳,۴۸۶	۲۰۳۱,۲	۴۰	
•,۴۹۹٧	•,۴٩۶٧	• ,• • ٣	۲,۸۰۹۴	۲,۴۹	۱,٩٠٨۵	۰,۸۲۳۱	8,188	79,801	2617'8	۴۵	
• ,۵ • ۲۶	•,۴٩٨٨	• ,• • ٣٨	۲,۸۴۹۸	۲,۷۷	१,९٣٣٩	•,٨٣۴٩	۳,۲۰۸	86,618	۳۳۵۰,۵	۵۰	
۰,۵۰۵۴	۰,۵۰۰۶	• ,• • ۴٨	۲,۸۸۳۵	۳,۰۵	1,9008	•,1441	4,744	47,919	4241,0	۵۵	

جدول ۵- ۱۰: ویژگیهای رفتاری مبدل با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله با قطر ۰٫۰۳۵ متر

با کاهش دبی جرمی سیال سمت لوله، ضریب انتقال حرارت سمت لوله، کاهش و در نتیجهی آن ضریب کلی انتقال حرارت نیز کم میشود. از طرفی کاهش دبی جرمی سیال سمت لوله، کاهش تلفات انترنزی را به دنبال دارد. بنابراین مطابق با شکل (۵–۲۰) با کاهش عدد تلفات انترنزی ناشی از کم شدن دبی جرمی سیال سمت لوله، ضریب کلی انتقال حرارت، کاهش مییابد.



شکل ۵- ۲۰: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر



شکل ۵- ۲۱: تغییرات کارایی بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

همچنین با کم شدن ضریب کلی انتقال حرارت، تعداد واحدهای انتقال کاهش مییابد و با کم شدن تعداد واحدهای انتقال، کارایی مبدل کم میشود. بنابراین مطابق با شکل (۵–۲۱)، با کم شدن عدد تلفات انترنزی ناشی از کم شدن دبی جرمی سیال سمت لوله، کارایی مبدل کاهش مییابد. که این خود، نقص طراحی بهینهی تکهدفه را برای این حالت نشان میدهد.

شکل (۵-۲۲) گویای این قضیه میباشد که کاهش عدد تلفات انترنزی ناشی از کاهش دبی جرمی سیال سمت لوله، کاهش نرخ انتقال حرارت را در یی دارد.



شکل ۵- ۲۲: تغییرات نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

مطابق با رابطهی (۳–۲۱)، دبی جرمی سیال سمت لوله، رابطهی مستقیم با سرعت سیال در لوله دارد. بر اساس شکل (۵–۲۳) کم شدن دبی جرمی سیال در لوله، کم شدن عدد تلفات انترنزی و در نتیجه کاهش سرعت سیال در لوله را با خود به همراه دارد.



شکل ۵- ۲۳: تغییرات سرعت سیال در لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر



شکل ۵- ۲۴: تغییرات افت فشار سمت لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

کاهش دبی جرمی سیال سمت لوله موجب کاهش سرعت سیال در لوله و کاهش انترنزی می شود. کاهش سرعت سیال در لوله نیز موجب کاهش افت فشار سمت لوله می گردد. بنابراین با کم شدن عدد تلفات انترنزی کلی، افت فشار سمت لوله همانند شکل (۵-۲۴) تنزل می یابد.



شکل (۵–۲۵): تغییرات توان پمپ بر حسب عدد تلفات انترنزی با تغییر دبی جرمی سیال سمت لوله برای قطر ۰٫۰۳۵ متر

با توجه به رابطهی (۳–۳۹)، رابطهی مستقیمی بین دبی جرمی سیال سمت لوله و توان پمپ وجود دارد. بنابراین، کم شدن دبی جرمی سیال سمت لوله، موجب کاهش افت فشار سمت لوله، کاهش تلفات انترنزی و در نهایت کاهش توان پمپ را مطابق شکل (۵–۲۵) به دنبال دارد. در این حالت اگرچه با کم شدن عدد تلفات انترنزی، توان پمپ کاهش مییابد ولی بهدلیل کاهش کارایی مبدل، بهینهسازی تک-هدفه برای حالت مساحت ثابت، نامطلوب میباشد.

#### ۵-۴-۲ بهینهسازی چندهدفه

عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال، به عنوان دو هدف جداگانه در مساله-ی طراحی بهینه، در نظر گرفته شده است. برخی از راهحلهای بهینهی به دست آمده از بهینهسازی چند-هدفه در جداول (۵–۱۱) و (۵–۱۲) آمده است. جبههی پرتو بهدست آمده توسط بهینهسازی چندهدفه برای قطر ۰٫۰۳۰ متر، در شکل (۵–۲۶) نشان داده شده است. این شکل تغییرات عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال را برای راه حل های بهینه ی مختلف در مجموعه ی بهینه سازی پرتو، نشان می دهد.

همچنین شکلهای (۵–۲۷) و (۵–۲۸) مقادیر متوسط و بهترین را به ترتیب برای عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال نسبت به کل جمعیت موجود در جبههی پرتو نشان میدهند. با توجه به این دو شکل میتوان دریافت که بهترین مقادیر برای عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و همچنین اصطکاک سیال از یک مقدار حداکثر شروع شده و با گذاراندن تعداد نسلها، کاهش مییابد، که این خود نشان میدهد، نقش اصطکاک سیال در اینجا به طور کامل در نظر گرفته شده است.



۰٬۰۳۰ شکل ۵- ۲۶: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقال حرارت ثابت ( $m{g}_{\Delta m{P}}$  بر حسب  $m{g}_{\Delta m{T}}$ ) برای قطر

متر



شکل ۵-۲۷: مقادیر متوسط و بهترین برای عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی در طول کل نسلها



شکل ۵- ۲۸: مقادیر متوسط و بهترین برای عدد تلفات انترنزی ناشی از اصطکاک سیال در طول کل نسلها

$g_{\Delta T}$	$g_{\Delta P}$	$\dot{m_t}$	$T_{t,i}$	$\dot{m_s}$	$T_{s,i}$	n	$L_{hx}$	N <sub>b</sub>	$\theta_b$	$d_o$	حل
		( <i>kg</i> / <i>s</i> )	( <i>K</i> )	( <i>kg</i> / <i>s</i> )	( <i>K</i> )		<i>(m)</i>		(Rad)	<i>(m)</i>	بهينه
•,۴٩٩٧	۰,۰۰۰۳	71,11	۳۸۸,۹۷	۵۰,۰۵	2777,64	۷۸	7,47	۱۵	2,1829	۰,۰۳۰	١
•,۴۸۹۶	۰,۰۰۰۳	71,11	۳۸۸,۹۷	۱۰,۰۵	۲۷۷٫۸۱	۷۸	7,47	77	४,९٣۴٣	۰,۰۳۰	٢
۰ ,۴۸۸۱	۰,۰۰۰۴	71,11	۳۸۸,۹۷	۱۰,۰۵	788,48	۷۸	7,47	77	४,९٣۴٣	۰,۰۳۰	٣
•,۴۷۵۳	۰,۰۰۰۵	71,11	۳۸۸,۹۷	۱۰,۰۵	۲۷۹٫۵	۵۵	7,47	77	7,9747	۰,۰۳۰	۴
•,۴٧۴٣	• ,• • • ۶	71,11	۳۸۸,۹۷	۱۰,۰۵	۲۸۸,۴۸	۵۵	7,47	77	८,१८६७	۰,۰۳۰	۵
•,۴۷۳۸	۰,۰۰۰۷	71,11	۳۸۸,۹۷	۱۰,۰۵	८७८,•०	۵۵	7,47	77	7,984	۰,۰۳۰	۶

جدول ۵- ۱۱: جبههی پرتو بهدست آمده از طراحی بهینهی چندهدفه تحت سطح ثابت انتقال حرارتی

جدول ۵- ۱۲: جبههی پرتو بهدست آمده از طراحی بهینهی چندهدفه تحت سطح ثابت انتقال حرارتی

$g^{*}$	Е	W	U <sub>o</sub>	$d_o$	حل بهينه
		(W)	$(^{kW}/_{K.m^2})$	( <i>m</i> )	
۵, ۰	•,۶४٩•	۳۳۷,۷۴	١,۴٧٠٩	۰,۰۳۰	١
•,۴۸۹۹	•,8970	۴۵۹٫۸۹	١,۵۵٨٩	۰,۰۳۰	٢
۰,۴۸۸۵	•,5947	481,48	1,8778	۰,۰۳۰	٣

• ,4701	۰,۷۱۱۹	۲۲۰,۰۸۴	١,٧١١۵	• ,• ٣•	۴
• ,4749	•,٧١٣۴	۷۷۳,۰۴	1,7742	۰,۰۳۰	۵
•,4740	•,٧١۴١	YYF,7F	۱,۷۳۰۵	• ,• ٣•	۶

با مقایسهی حل بهینهی سوم از جدول (۵–۱۲) با حل بهینهی جدول (۵–۸)، میتوان دریافت که تقریبا همان میزان کارایی را میتوانیم با کاهش ۴۶ درصدی توان پمپ داشته باشیم. که این خود مزیت آشکار بهینهسازی چندهدفه را نسبت به تکهدفه در حالت سطح انتقال حرارت ثابت نشان میدهد.



۰،۰۱۹ شکل ۵– ۲۹: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقال حرارت ثابت ( $m{g}_{\Delta m{P}}$  بر حسب  $m{g}_{\Delta m{T}}$ ) برای قطر ۱۹،۰۱۹ شکل ۵– ۲۹: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقال حرارت ثابت ( $m{g}_{\Delta m{P}}$ 

همانند شکل (۵-۲۶)، جبههی پرتو بهدست آمده توسط بهینهسازی چندهدفه برای قطر ۰٫۰۱۹ متر در شکل (۵-۲۹) نشان داده شده است.

جدول (۵–۱۳) نیز حل بهینهی چندهدفه ناشی از جبههی پرتو را با حل بهینهی تکهدفه در حالت سطح انتقال حرارت ثابت مقایسه میکند.

$d_o$	Е	W	$g_{\Delta P}$	$g_{\Delta T}$	$g^*$			
(m)		(W)						
	تک هدفه							
• ,• ٢٢	• ,7779	7178,4	• ,• • ٢ ١	•,۴۵۱۲	۴۵۳۴, ۰			
	چند هدفه							
٠,٠١٩	• ,٧٢۵٢	١٨٠٢	۰,۰۰۱۹	• ,۴۵۶۶	۰ ٫۴۵۸۵			
۰,۰۱۹	• ,٧٢۵۴	۱۸۰۸,۱	• ,• • 7 •	• ,8088	۴۵۸۴, ۰			
۰,۰۱۹	۰,۷۲۵۵	۱۸۰۹	• ,• • ٢ •	• ,4087	۴۵۸۳, ۰			
۰,۰۱۹	۰,۷۲۵۶	1717	• ,• • ٢ ١	• ,4097	۴۵۸۳, ۰			
۰,۰۱۹	۰,۷۲۵۹	۱۸۷۲,۶	• ,• • 10	• ,4084	۰,۴۵۸۲			
۰,۰۱۹	• ,٧٢۶٢	١٨٨١	• ,• • ٢٢	۰,۴۵۵۷	۴۵۷۹, ۰			

جدول ۵– ۱۳: مقایسهی حل بهینهی تکهدفه و چندهدفه در حالت مساحت ثابت

همان طور که از جدول (۵–۱۳) مشاهده می شود، می توان تقریبا همان میزان کارایی از بهینه سازی تک-هدفه را با توان پمپ کمتر از بهینه سازی چندهدفه انتظار داشت. شکل (۵–۳۰)، تغییرات توان پمپ و کارایی مبدل برای قطر ۰٫۰۱۹ متر، مربوط به راهحل های بهینه با استفاده از جبههی پرتو را نشان میدهد.



شکل ۵- ۳۰: جبههی پرتو برای مبدل حرارتی با سطح انتقال حرارت ثابت (توان پمپ بر حسب کارایی مبدل حرارتی) همچنین نمودارهای زیر، برخی از ویژگیهای مبدل را بر حسب عدد تلفات انترنزی، با قطر لولهی ۱۹. متر، برای مجموعهای از راهحلهای بهینه نشان میدهند.



شکل ۵- ۳۱: تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰٬۰۱۹ متر

شکل (۵–۳۱) تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت را بر حسب عدد تلفات انترنزی کلی نشان میدهد. با کم شدن عدد تلفات انترنزی کلی ناشی از کم شدن تعداد لولهها، سرعت سیال در لوله افزایش مییابد. که به موجب آن عدد رینولدز و عدد ناسلت افزایش و در نتیجه ضریب انتقال حرارت سمت لوله زیاد میشود. از طرفی با کم شدن تعداد لولهها، قطر داخلی پوسته کاهش مییابد که این خود موجب افزایش ضریب انتقال حرارت سمت پوسته می گردد. بنابراین، با کاهش عدد تلفات انترنزی کلی، ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و لوله افزایش مییابد. به پیرو مطالب گفته شده، ضریب کلی انتقال حرارت نیز زیاد میشود.

با کاهش عدد تلفات انترنزی کلی و افزایش ضریب کلی انتقال حرارت، وهمچنین ثابت بودن سطح انتقال حرارت، مطابق با رابطهی (۳–۱۷)، تعداد واحدهای انتقال افزایش مییابد. شکل (۵–۳۲)، گویای این قضیه میباشد.



شکل ۵- ۳۲: تغییرات تعداد واحدهای انتقال بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰٬۰۱۹ متر



شکل ۵- ۳۳: تغییرات افت فشار سمت لوله بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰،۰۱۹ متر

با کم شدن عدد تلفات انترنزی ناشی از کم شدن تعداد لولهها، شاهد افزایش سرعت سیال و در نتیجه، افزایش افت فشار سمت لوله هستیم. همچنین زیاد شدن تعداد دیوارکها نیز موجب کاهش عدد تلفات انترنزی همراه با افزایش افت فشار سمت پوسته میشود. شکل های (۵–۳۳) و (۵–۳۴) گویای این قضیه میباشند.



شکل ۵- ۳۴: تغییرات افت فشار سمت پوسته بر حسب عدد تلفات انترنزی برای قطر ۰٫۰۱۹ متر

### ۵−۵ بهینهسازی مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با استفاده از اصل حـداقل کـردن تولیـد آنتروپی

در این بخش با در نظر گرفتن عدد تولید آنتروپی از معادلهی (۴–۶) به عنوان تابع هدف، سعی در حداقل کردن آن شده است. الگوی بهینهسازی برای حل این مساله همان الگوریتم ژنتیک میباشد. پارامترهای طراحی و محدودهی آنها همانند اعمال اصول انترنزی در حالت سطح انتقال حرارت ثابت در نظر گرفته میشود. تابع هدف مربوطه را درحالت مساحت ثابت، حداقل میکنیم و کارایی مبدل حرارتی را بر حسب عدد تولید آنتروپی ارزیابی میکنیم.

d <sub>o</sub>	N <sub>s</sub>	ε
( <i>m</i> )		
• ,• 14	۰,۰۰۱۹	• ,8740
۰,۰۱۶	• ,• • 18	•,8817
• ,• 7 •	•,••14	• ,۵۶۴۶
۰,۰۲۵	• ,• • 1٣	•,47•4
۰,۰۳۲	•,••))	•,٣٧١٧
۰,۰۳۵	۰,۰۰۰۹۵	• ,٣٢٢٧
• ,• ٣٨	• ,• • • ٨٧	• ,7878
• ,• 40	• ,• • • ٧٣	•,٢٣١١

جدول ۵- ۱۴: تغییرات کارایی مبدل بر حسب عدد تولید آنتروپی در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

جدول (۵–۱۴) تغییرات کارایی مبدل را بر حسب عدد تولید آنتروپی، برای قطرهای مختلف نشان می-دهد. کم شدن عدد تولید آنتروپی، مربوط به زیاد شدن طول و قطر لوله میباشد. زیرا با زیاد شدن قطر لوله، A<sub>tp</sub> از معادلهی (۳–۲۲) زیاد میشود و با زیاد شدن آن بر اساس معادلهی (۳–۲۱) سرعت سیال در لوله کاهش مییابد. با کم شدن سرعت سیال در لوله میزان بینظمی کاهش و تولید آنتروپی کمتر می-شود.

$d_o$	Ns	$g^{*}$
( <i>m</i> )	ε	ε
۰,۰۴۵	• ,• • ٧٣	• ,8771
	•,٢٣١١	• ,877
	۰,۰۰۸۷	•,۴۸۹۴
, "A	•,7878	۶۸۳, ۰
٣٢	•,••11	•,4879
, , ,	•,٣٧١٧	۰,۷۰۸۷
۲ .	• ,• • 14	• ,4919
, '	• ,۵۶۴۶	•,7787
18	• ,• • 18	• ,4089
, 17	•,8817	•,٧٢٨٧

جدول ۵- ۱۵: مقایسه کارایی نسبت به تلفات انترنزی و آنتروپی تولیدی

شکل (۵–۳۵) کارایی مبدل را برای قطرهای مختلف با عدد آنتروپی تولیدی مربوط به هر قطر نشان می-دهد. با توجه به جدول (۵–۱۵) میتوان دریافت که برای قطرهای مختلف، میزان کارایی با توجه به عدد تلفات انترنزی نسبت به عدد آنتروپی تولیدی بالاتر میباشد.



شکل ۵- ۳۵؛ کارایی مبدل برای قطرهای مختلف بر حسب عدد تولید آنتروپی در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی

## جمع بندی نتایج در این تحقیق عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای در شرایط ثابت نرخ انتقال حرارت و شرایط ثابت سطح انتقال حرارتی بررسی گردید. بر اساس نظریهی تلفات انترنزی، برگشت ناپذیریهای ناشی از انتقال حرارت و اصطکاک سیال که به عنوان دو فاکتور مهم در بدتر شدن عملکرد مبدل حرارتی هستند، توسط پارامتر بدون بعد عدد تلفات انترنزی معرفی شده است. از اینرو تحقیق حاضر بر پایهی نظریهی تلفات انترنزی استوار میباشد.

دو روش بهینهسازی برای طراحی بهینهی مبدل حرارتی بررسی شده است. در مرحلهی اول یک رویکرد بهینهسازی تکهدفه تهیه شده است که در آن عدد تلفات انترنزی کلی به عنوان یک تابع هدف در نظر گرفته میشود. هنگامی که نرخ انتقال حرارت ثابت باشد، طراحی بهینهی تکهدفه میتواند به صورت قابل ملاحظهای عملکرد مبدل حرارتی را بهبود بخشد. اما برای حالتی که سطح انتقال حرارت ثابت است، بهبود کارایی مبدل حرارتی با فرآیند بهینهسازی در گرو افزایش هزینه برای توان پمپ میباشد. به منظور حل این مشکل، طراحی بهینهی چندهدفه برای مبدلهای حرارتی ایجاد شد. که در آن عدد تلفات انترنزی ناشی از هدایت گرمایی و اصطکاک سیال به ترتیب به عنوان دو هدف جداگانه مد نظر قرار گرفت. در مقایسه با رویکرد بهینهسازی تکهدفه، با طراحی بهینهی چندهدفه برای مبدلهای حرارتی میتوان تقریبا به همان میزان کارایی ولی با توان پمپ کمتر دست یافت. علاوه بر این بهینهسازی چندهدفه منجر به راهحلهای بهینهی غیر منحصر به فرد میشود که این خود نشان دهندهی انعطاف پذیری بیشتری برای طراحی بهینهی مبدلهای حرارتی میباشد.

همچنین تغییرات پارامتر بدون بعد تولید آنتروپی با کارایی مبدل حرارتی برای قطرهای مختلف مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که برای قطرهای مختلف در حالت سطح ثابت انتقال حرارتی، عملکرد مبدل حرارتی با کم شدن تلفات انترنزی نسبت به کاهش آنتروپی تولیدی، بهتر میباشد.

در اغلب مسائل مهندسی، اهداف مورد نظر برای بهینهسازی در تعارض با یکدیگر هستند. به طوریکه با بهبود یک هدف، هدف دیگر به سمت نامطلوب پیش می رود. بنابراین بسته به این که کدام هدف ارجح تر است، جواب بهینه می تواند متفاوت باشد. به این خاطر به جای یک جواب، دستهای از جوابها وجود دارد. که این خود دلیل دیگری برای نشان دادن انعطاف پذیری بیشتر بهینه سازی چندهدفه می باشد. مفهوم منحنی بهینه ی پرتو، مفهومی اقتصادیست که حد مطلوب پرتو عبار تست از وضعیتی که در آن نتوان رفاه یک شخص را فراهم ساخت مگر به قیمت کاهش در رفاه دیگری. دسته جوابهای به دست آمده که تشکیل یک منحنی را می دهند شامل بهترین جوابها هستند، به طوریکه حداقل یک جواب در منحنی وجود دارد که از راه حل ممکن دیگری بهتر باشد. ضمن این که مجموعه ی جوابهای موجود در منحنی، برتری نسبت به یکدیگر ندارند و به اصطلاح غیر غالبند. بنابراین با توجه به نمودارهای چندهدفه بیشترین کارایی و بهترین توان پمپاژ نسبت به بهینهسازی تکهدفه مربوط به حداقل تلفات انترنزی می-باشد.

#### پیشنهادات

در کار حاضر تحت شرایط نرخ انتقال حرارت ثابت و سطح ثابت انتقال حرارتی، عملکرد مبدل حرارتی پوستهای و لولهای با توجه به تلفات انترنزی تحلیل شد و تاثیرات پارامترهایی از قبیل دبی جرمی جریان، تعداد دیوارک و قطر لوله بر عملکرد مبدل حرارتی سنجیده شد. لذا به منظور تکمیل کار صورت گرفته پیشنهادات زیر ارائه می گردد:

- تحلیل بهینه یمبدلهای حرارتی پوسته ای و لوله ای با تغییر جانمایی لوله ها و تعداد گذرهای لوله.
  - بررسی و بسط اصل اکسترمم تلفات انترنزی روی انتقال حرارت تشعشعی.
- اعمال اصول انترنزی روی سایر مبدلهای حرارتی پرکاربرد در صنعت از قبیل مبدلهای فشردهی
  گرما، صفحهای واشردار و ... .
  - تحلیل اقتصادی با توجه به اجزای مورد نیاز در هر شرایط از بررسی.

پيوست

۶–۱ تخمین پارامترهای هندسی و فاکتورهای تصحیح برای افت فشار جریان در پوسته

در این بخش ابتدا مشخصههای هندسی مورد نیاز برای انتخاب و تعیین مقادیر نامی عملکرد مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای با دیوارکهای یک تکهای بحث می گردد. سپس روابط تخمین فاکتورهای تصحیح افت فشار جریان در پوسته، ارائه می شود.



شکل ۶- ۱: نحوهی نام گذاری مشخصههای هندسی دیوارک یک مبدل یک تکهای

تعداد لولهها در مبدلهای حرارتی پوستهای و لولهای تابع متغیرهای هندسی متعددی است، نظیر: قطر لوله، گام لولهها و آرایش آنها، نوع سرشناور، تعداد گذر لولهها، ضخامت و محل جداسازیهای گذرهای جریان، حذف لولهها در حالت استفاده از طراحی دیوارکهای بدون لوله در پنجره، و موقعیت سوراخکاری دیوارکها و حداقل فاصلهی آنها با قطر داخلی پوسته و جداسازیهای گذرهای جریان. بیرونی ترین لوله-ها از دستهلوله، می تواند در طراحی صفحه لوله ثابت، به قطر داخلی پوسته نزدیک باشد. شکل (۶–۱) نحوهی نام گذاری مشخصههای هندسی دیوارک یک مبدل یک تکهای را نشان می دهد.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \tag{1-9}$$

، زاویه بر حسب رادیان، بین دو شعاع رسم شده از مرکز دایره ی دیوارک، به دو سر تقاطع امتداد لبه  $\theta_{ctl}$  ی دیوارک و دایره ی خارجی محیط بر بیرونی ترین لوله ها در دسته لوله است که به شکل زیر محاسبه می گردد.

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1}\left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{ctl}}\right) \tag{7-9}$$

برای محاسبهی تعداد لولهها در ناحیهی پنجرهی دیوارک، توزیع لولهها در مقطع پوسته، یکنواخت فرض می گردد. این فرض در صورتی که چند گذر لوله موجود باشد، به واسطهی فاصلهی مابین گذرهای لوله، و هم چنین زمانی که به واسطهی وجود صفحات برخورد در ناحیهی نازل ورودی و خروجی، لولهها برداشته شدهاند، صادق نیست. با صرفنظر از تاثیرات موارد فوق، تعداد لولهها در یک پنجره که بین بریدگی دیوارک و کمان خط مرکزی بیرونی ترین ردیف لوله، در دستهلوله با قطر  $D_{ctl}$ ، وجود دارد عبارتست از:

$$F_{w} = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \tag{(-9)}$$

هم چنین مساحت سطح خالص پنجره و سطح اشغال شده توسط لوله ها در ناحیه ی پنجره، به ترتیب از روابط (۶-۴) و (۶-۵) قابل محاسبه است.

$$A_{fr,w} = \frac{D_s^2}{4} \left[ \frac{\theta_b}{2} - \left( 1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \sin \frac{\theta_b}{2} \right] \tag{(f-s)}$$

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4} d_o^2 F_w n \tag{\Delta-\varphi}$$

$$A_b = A_{fr,w} - A_{fr,t} \tag{9-9}$$

از تعریف معمول، قطر هیدرولیکی ناحیهی پنجره، از رابطهی (۶–۷) بهدست میآید.

$$D_{h,w} = \frac{4A_{o,w}}{P} = \frac{4A_{o,w}}{\pi d_o F_w n + \pi D_s(\theta_b/2)}$$
(Y-9)

در رابطهی بالا P، محیط تر شده (تمام لولهها و پوسته در داخل ناحیهی پنجره) میباشد. محیط تر شده-ی لبهی دیوارک، معمولا صرفنظر می گردد.

 $R_s$ ، فاکتور تصحیح برای نواحی ورودی و خروجی میباشد که بهدلیل وجود نازلهای ورودی و خروجی، این قسمتها دارای فاصلهی دیوارکهای متفاوت با فواصل دیوارکهای میانی هستند و از رابطهی (۶–۸) قابل محاسبه است.

$$R_{s} = \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,o}}\right)^{2-h} + \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,i}}\right)^{2-h} \tag{A-9}$$

، در رابطهی بالا برای جریان آرام، یک و برای جریان آشفته ۰٫۲ در نظر گرفته می شود. به بقیهی h فاکتورهای تصحیح برای افت فشار در سمت پوسته در فصل سوم اشاره شد.

- [1] Sonntag R. E., Borgnakke C., Vanwaylen G. J. (1998), "Fundamentals of Classical Thermodynamics", 5<sup>th</sup> ed, Jhon Wiley \$ Sons, Ins.
- [2] Moran M. J., Shapiro H. N. (1993), "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 3th ed.
- [3] "Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association" (1988), 7 th ed., TEMA, Tarrytown, NY.
- [4] Butterworth D. (1988), "Condensers and their design. In Tow-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", Kakac S, Bergles A. E., and Fernandes E. O., Kluwer, Dordrecht, the Netherlands.
- [5] Kern D. Q. (1950), "Process Heat Transfer", McGraw-Hill, New York.
- [6] Kakac S., Bergles A. E., and Mayinger F. (1981), "Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic, Fundamentals and Design", Taylor & Francis, Washington D.C.
- [7] Schneider P. J. (1955), "Conduction Heat Transfer", Addison-Wesley, USA, pp. 338– 339.
- [8] Guo Z.Y., Zhu H.Y., Liang X.G, (2007), "Entransy a physical quantity describing heat transfer ability", *Int. J. Heat Mass Transfer.*, 50, 2545–2556
- [9] Guo Z. Y., Liu X. B., Tao W. Q., et al., (2010), "Effectiveness thermal resistance method for heat exchanger design and analysis", *Int. J. Heat Mass Transfer.*, 53, 2811–884
- [10] Liu X. B., Guo Z. Y.,(2009) "A novel method for heat exchanger analysis", Acta Phys, Sin. 58, 4766–4771
- [11] Ghodoossi L., (2004), "Entropy generation rate in uniform heat generating area cooled by conducting paths: Criterion for rating the performance of constructal designs". *Energ Convers Manage*, 45, 2951–2969
- [12] Bejan A., (1982), "Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow", Wiley, New York.
- [13] Bejan A., (1996), "Entropy Generation Minimization", CRC Press, Florida.

- [14] Escher W., Michel B., Poulikakos D., (2009), "Efficiency of optimized bifurcating tree-like and parallel microchannel networks in the cooling of electronics". *Int J Heat Mass Transfer*, 52, 1421–1430
- [15] Shah R. K., Skiepko T., (2004), "Entropy generation extrema and their relationship with heat exchanger effectiveness-number of transfer unit behavior for complex flow arrangements", J. Heat Transfer, 126, 994-1002
- [16] Liu D., (2012), "Study on the Effect of Structures and Medium Parameters to Heat Exchanger with Helical Baffles", Northeast Petroleum University, Daqing.
- [17] Cao X., Du W. J., Ji S, Cheng L., (2012), "Influence of overlap size on shell side performance of heat exchangers with helical baffles", *Proc. CSEE* 32, 78-84
- [18] Yun J. Y., Lee K.S(2000), "Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat transfer with slit fins", *Int. J. Heat Mass Transf.* 43, 2529-2539
- [19] Du T. T., Du W. J., Che K., Cheng L., (2015), "Parametric optimization of overlapped helical baffled heat exchangers by Taguchi method", *Applied Thermal Engineering* 85, 334-339
- [20] Hesselgreaves J. E. (2000), "Rationalisation of second law analysis of heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 4159-4204
- [21] Guo Z. Y., Cheng X. G., Xia Z. Z., (2003), "Least dissipation in principle of heat transport potential capacity and its application in heat conduction optimization", *Chinese Science Bulletin*, 48, 406-410
- [22] Han G. Z., Guo Z. Y., (2007), "Physical mechanism of heat conduction ability dissipation and its analytical expression", *Proceeding of the CSEE*, 27, 98-102 (in Chinese).
- [23] Wang S. P., Chen Q. L., Zhang B. J., (2009), "An equation of entransy transfer and its Application", *Chinese Science Bulletin*, 54, 3572-3578
- [24] Chen Q., Ren J. X, (2008)," Generalized thermal resistance for convective heat transfer and its relation to entransy dissipation", *Chinese Science Bulletin*, 53, 3753-3761
- [25] Chen Q., Wang M., Pan N., Guo Z.Y., (2009), "Optimization principles for convective heat transfer", *Energy*, 34, 1199-1206

- [26] Xia S. J., Chen L. G., Sun F. R., (2009), "Optimization for entransy dissipation minimization in heat exchanger", *Chinese Science Bulletin*, 54, 3587-3595
- [27] Song W. M., Meng J. A., Liang X. G., et al., (2008), "Demonstration of uniformity principle of temperature difference field for one-dimensional heat exchangers (In Chinese)", *Industry and Eng*, 59, 2460-2464
- [28] Guo J. F., Xu M. T., Cheng L., (2010), "Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design", *Science China Technological Sciences* 53, 1309-1314
- [29] Liu X. B., Meng J. A., Guo Z. Y., (2009), "Entropy generation extremum and entransy Dissipation extremum for heat exchanger optimization", *Chinese Science Bulletin* 54, 943-947
- [30] Guo Z. Y., Liu X. B., Tao W. Q., et al., (2010), "Effectiveness thermal resistance method for heat exchanger design and analysis", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53, 2811– 2884
- [31] Qian X. D., Li Z. X., (2011), "Analysis of entransy dissipation in heat exchangers", *Int. J.Therm. Sci.* 50, 608–614
- [32] Cheng X. T., Liang X. G., (2012), "Computation of effectiveness of two-stream heat exchanger networks based on concepts of entropy generation, entransy dissipation and entransydissipation-based thermal resistance", *Energy Conv. Manage*. 58, 163–170
- [33] Guo J. F., Xu M. T., (2012), "The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger", *Appl. Therm. Eng.* 36, 227–235
- [34] Xu M .T., Cheng L., Guo J. F., (2009), "An application of entransy dissipation theory to heat exchanger design", *oJournal of Engineering Thermphysics* 30, 2090-2092
- [35] Xu M. T., Guo J. F., Cheng L., (2009), "Application of entransy dissipation theory in heat Convection", *Frontiers of Energy and Power Engineering in China* 3, 402-405
- [36] Guo J. F., Cheng L., Xu M. T, (2009), "Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation", *Chinese Science Bulletin* 54, 2708-2713
- [37] Shah R. K., Sekuli\_c D.P, (, 2003), "Fundamentals of Heat Exchanger Design", John Wiley, Hoboken.

- [38] Kuppan T., (2000), "Heat Exchanger Design Handbook", Marcel Dekker Inc., New York.
- [39] Taborek J., (1991), "Industrial heat exchanger design practices. In Boiler, Evaporators, and Condensers", Kakac S., Wiley, New York, pp. 143-177
- [40] Bell K. J., (1981), "Preliminary design of shell and tube heat exchangers. In Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", Kakac S., Bergles A. E., and Mayinger F, Taylor & Francis, Washington D. C., pp. 559-579
- [41] Bell K. J., (1981), "Delaware method for shell side design. In Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", Kakac S., Bergles A. E., and Mayinger E. Taylor & Francis, Washington D. C, ., pp. 581-618
- [42] Taborek J. (1983)," Shell-and-tube heat exchanger. In Heat Exchanger Design Handbook", Schlunder E. U., Section 3.3. Hemisphere, New York.
- [43] Kays W. M. and London A. L., (1984), "Compact Heat Exchangers", 3<sup>rd</sup> ed., McGraw-Hill, New York.
- [44] Shi M. Z., Wang Z. Z., (1996), "Principia and Design of Heat Transfer Device", Southeast University Press, Nanjing.
- [45] Palen J. W., (1986), "Heat Exchanger Sourcebook", Hemisphere Publishing Cor., New York.
- [46] Caputo A. C., Pelagagge P. M., Salini P.,(2008), "Heat exchanger design based on economic optimization", *Applied Thermal Engineering*, 28, 1151-1159
- [47] Guo J. F., Cheng L., Xu M. T., (2009), "Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minization and genetic algorithm", *Applied Thermal Engineering*, 29, 2954-2960
- [48] Haar L., Gallagher J. S., and Kell G. S. (1984), "Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid States of Water in S.I. Units". NBS/NRC, Hemisphere, Washington, D.C.
- [49] Guo J. F., Xu M. T., Cheng L., (2009), "The application of field synergy number in shell-and- tube heat exchanger optimization design", *Applied Energy*, 86, 2079-2087
- [50] Dreyfus G., (2000), "Neural networks, methodology and applications", springer.
- [51] Babu B.V., Munawar S. A., (2007), "Differential evolution strategies for optimal design of shell and-tube heat exchangers", *Chemical Engineer Science*, 62, 3720-3739

- [52] OH Y. H., Kim T., Jung H. K., (1999), "Optimal design of electric machine using genetic algorithms coupled with direct method", *IEEE Transaction on Magnetics* 35, 1742-1744
- [53] Mohammed O. A., Uler G. F., (1997), "A hybrid technique for the optimal design of electromagnetic devices using direct search and genetic algorithms", *IEEE Transaction on Magnetics*, 33, 1931-1934
- [54] *MATLAB, Version 8.1.0.604(R2013a)*, Copyright 1984-2013 by The MathWorks ; http://www.mathworks.com
- [55] Fanni A., Marchesi M., Serri A., Usai M., (1997)," A greedy genetic algorithm for continuous variables electromagnetic optimization problems", *IEEE Transaction on Magnetics*, 33, 1900-1903
- [56] Houck C. R., Joines J. A., Kay M. G., (1995), "A Genetic Algorithm for Function Optimization: A MatLab Implementation". Technical Report NCSU-IE-TR-95-09, North Carolina State University, Raleigh, NC.
- [57] Cammarata G., Fichera A., Guglielmino D., (2001), "Optimization of a liquefaction plant using genetic algorithms", *Applied Energy*, 68, 19-29
- [58] Deb K., (2001), "Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms", John Wiley & Sons, Chichester, England.
- [59] Copiello D., Fabbri G., (2009), "Multi-objective genetic optimization of the heat transfer from longitudinal wavy fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 167-1176
- [60] Guo J. F., Xu M. T., Cheng L., (2001), "Multi-objective optimization of heat exchanger design by entropy generation minimization", ASME Journal of Heat Transfer 132, 081801

#### Abstract

Due to limited energy resources, increasing energy demand and significant losses in heating systems, it is necessary that providing a solution to reduce energy consumption of these systems. One of the most thermal of systems that used widely in various industries, are shell and tube heat exchangers. In this study, the optimization of shell and tube heat exchangers design is investigated by applying the entransy dissipation theory and genetic algorithm. Entransy is a new physical quantity, has been identified as a basis for optimizing heat transfer processes in terms of the analogy between heat and electrical conduction.

Most convective heat transfer processes are characterized by two types of losses, namely: Losses due to fluid friction and those due to heat transfer across a finite temperature difference. Entransy dissipation caused by the irreversibility of the process of heat transfer. Hence, Entransy dissipation is introduced by this two terms as an objective function, and this study are optimized under fixed heat load rate and fixed heat transfer area.

The results showed that when heat load rate is fixed, single-objective optimization, can be improved performance of heat exchanger significantly. but single-objective optimization in fixed heat transfer area increase efficiency while pump power increase very much. It is found that the role played by the fluid friction is not fully taken into account when the working fluid of heat exchanger is liquid in single-objective optimization approach. In order to circumvent this problem, a multi-objective optimization approach to heat exchanger design is established.

Keywords: Entransy dissipation number, Genetic algorithm, Optimization design, Pareto front, Heat exchanger



Shahrood University of Technology Faculty of Mechanical Engineering

# Effectiveness improvement of shell-and-tube heat exchanger with entransy method

Pouya Eslami

Supervisor:

Dr. Mahmood Chahartaghi

February 2016