

## طراحی حرارتی مبدل بهبود دهنده پوسته لوله چرخه دی اکسید کربن فوق بحرانی

محمود احمدی  
دانشجوی دکتری

سعادت زیرک\*  
استادیار

آرمان گله داری

دانشجوی کارشناسی،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه سمنان، سمنان

**چکیده:** امروزه با توجه به محدودیت منابع طبیعی و بالارفتن تقاضای انرژی، استفاده از سیکل های نوین از جمله سیکل دی اکسیدکربن فوق بحرانی با بازده ترمودینامیکی و اقتصادی بالا، جهت تولید انرژی مد نظر قرار گرفته است. در این پژوهش، طراحی حرارتی مبدل بهبود دهنده در دو حالت سیکل ریکوپراتور و سیکل اسپلیت با استفاده از روابط و محاسبات دستی انجام و با نتایج حاصل از طراحی در نرم افزارهای HTRI و EDR مقایسه شده است. در این طراحی ها، هم لوله های سایز بزرگ و هم میکرولوله بکار رفته اند. نتایج نشان می دهد که تعداد لوله های مبدل سیکل ریکوپراتور با سایز بزرگ برابر ۱۸۴۰ لوله با قطر ۱۹/۰۵ میلیمتر می باشد، درحالیکه همین طراحی با میکرولوله برابر لوله با قطر ۶/۳۵ میلیمتر خواهد بود. در سیکل اسپلیت که دبی سیال سرد سمت لوله، ۳۵ درصد سیکل ریکوپراتور است، تعداد لوله های سایز بزرگ برابر ۳۲۶۷ لوله و طراحی با میکرولوله برابر ۱۱۶۷۹ لوله می باشد. بنابراین طراحی مبدل های حرارتی جدیدی با میکرولوله ارائه شده که بطور معمول در صنعت از آن استفاده نمی شود ولی برای سیال دی اکسیدکربن فوق بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران است.

**واژه های راهنما:** سیکل دی اکسیدکربن فوق بحرانی، مبدل حرارتی، ریکوپراتور، پوسته لوله، طراحی حرارتی

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۲

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۶/۳۰

Mahmood Ahmadi  
PhD Student

Saadat Zirak\*  
Assistant Professor

Arman Galledari  
BSc Student,  
Faculty of Mechanical  
Engineering  
Semnan University,  
Semnan

## Shell and tube recuperator thermal design of supercritical carbon dioxide cycle

**Abstract:** Nowadays, due to the limitation of natural resources and the increase in energy demand, the use of modern cycles including the supercritical carbon dioxide cycle with high thermodynamic and economic efficiency is considered for energy production. In this research, the thermal design of the recuperator in two modes of recuperator cycle and split cycle has been done using relationships and hand calculations and compared with the results of HTRI and EDR softwares. In these designs, both large size tubes and microtubes are used. The results show that the number of the tubes of the heat exchanger in recuperator cycle with large size tubes is equal to 1840 with a diameter of 19.05 mm, while the same design with a microtube will be equal to 21815 with a diameter of 6.35 mm. In the split cycle, where the flow of cold fluid in the tube side is 35% of the recuperator cycle, the number of large size tubes is equal to 3267 and the design with microtubes is equal to 11679. Therefore, the design of new heat exchangers with microtubes is presented which is not a usual design procedure in the industry, but for the supercritical carbon dioxide fluid, it is under study and investigation by researchers.

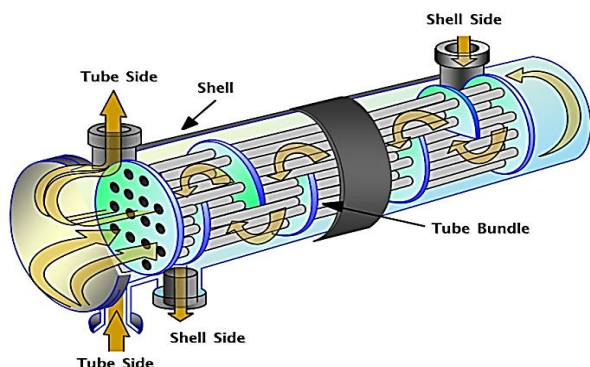
**Keywords:** Supercritical carbon dioxide cycle, Heat exchanger, Recuperator, Shell and tube, Thermal design

۱- مقدمه

مربوط است. تقریباً تمامی نیروگاه‌هایی که با استفاده از زغال سنگ، انرژی هسته‌ای، انرژی زمین‌گرمایی یا انرژی گرمایی خورشید کار می‌کنند نیروگاه حرارتی محسوب می‌شوند. گاز طبیعی نیز برخی اوقات در بویلرها یا توربین‌های گازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. از مشکلات نیروگاه‌های حرارتی می‌توان به تولید گازهای گلخانه‌ای اشاره کرد. تجهیزات متفاوتی در نیروگاه‌های تولید برق استفاده می‌شود که شامل تجهیزاتی مانند توربین، ژنراتور و سیستم‌های توزیع برق است و تجهیزات مربوط به تولید بخار که شامل بویلر، کندانسور، پمپ و مبدل حرارتی است [۲].

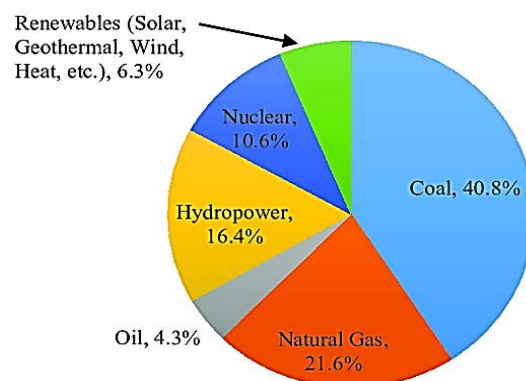
۲-۱- مبدل‌های حرارتی

مبدل‌های حرارتی در تمامی صنایع، نفت، گاز، نیروگاهی، پالایشی، پتروشیمیایی، معدنی و حتی صنایع کوچکتر مانند خودروسازی، کامپیوتر و غیره به طور گسترده استفاده می‌شوند. مبدل‌های حرارتی امکان انتقال حرارت بین سیالات مختلف را بوسیله ایجاد سطح کافی فراهم می‌کنند. مبدل‌های حرارتی نقش بسیار مهمی در کاهش میزان آلاینده‌های محیط زیستی به خصوص در صنایع سنگین مانند صنایع نفت و گاز و یا صنایع نیروگاهی بوسیله کاهش سوخت مصرفی در کوره‌ها ایفا می‌کنند. مبدل‌های حرارتی انواع مختلفی مانند پوسته و لوله، قاب و صفحه، مبدل‌های فشرده و غیره دارند. متداول‌ترین نوع مبدل در صنایع سنگین مبدل‌های پوسته و لوله هستند که به علت طراحی و ساخت آسان، قیمت پایین و کارایی در محدوده وسیعی از شرایط دمایی و فشاری مورد توجه بسیاری از صنایع قرار گرفته‌اند. اساس کار این مبدل‌ها در شکل (۲) قابل مشاهده است. سیال سرد از یک سمت وارد پوسته و یا لوله می‌شود و از سمت دیگر نیز سیال گرم وارد می‌شود و انتقال حرارت بین دو سیال صورت می‌پذیرد.



شکل ۲ اساس کار مبدل‌های حرارتی پوسته لوله [۳]

با زیاد شدن جمعیت کره زمین و افزایش شهرنشینی روز به روز نیاز به انرژی در بین جوامع بشری بالاتر می‌رود. یکی از مهمترین انرژی‌های مصرفی در دنیا الکتریسیته است که به دلیل حمل و نقل آسان در مقیاس بالا و تبدیل آسان آن به سایر منابع انرژی مهمترین منبع تامین انرژی شهرها و مراکز صنعتی است. منابع انرژی زیادی برای تولید الکتریسیته در کره زمین وجود دارد که از مهمترین آن‌ها می‌توان به گاز طبیعی، نفت، زغال سنگ، انرژی اتمی، برق آبی (سد) و انرژی‌های تجدید پذیر اشاره کرد. میزان مصرف هریک از این منابع در شکل (۱) قابل مشاهده است. همان‌گونه که دیده می‌شود همچنان نیز مهمترین منبع تولید برق سوزاندن سوخت‌های فسیلی در نیروگاه‌های تولید برق است.



شکل ۱ منابع تامین برق در دنیا (سال ۲۰۱۸) [۱]

انرژی برق آبی انرژی است که از ارتفاع ناشی از آب پشت سد به دست می‌آید. بخش زیادی از انرژی حاصل از نیروی آب جهت چرخاندن توربین آبی و تولید برق آبی به مصرف می‌رسد. انرژی هسته‌ای، انرژی است که بنیان ساخت نیروگاه هسته‌ای و رآکتور هسته‌ای است [۱].

۱-۱- نیروگاه‌های حرارتی تولید برق

نیروگاه حرارتی گونه‌ای از نیروگاه است که معمولاً از بخار به عنوان سیال و عامل محرک استفاده می‌کند. سیال مایع پس از گرم شدن و تبخیر به سمت توربین بخار که به یک ژنراتور متصل شده می‌رود و با استفاده از انرژی جنبشی خود آن را به حرکت در می‌آورد. پس از عبور بخار از توربین، بخار در کندانسور دوباره مایع می‌شود. بزرگترین اختلاف در طراحی نیروگاه‌های گرمایی نیز به نوع سوخت مصرفی در نیروگاه

### ۱-۳- مبدل حرارتی پوسته و لوله

مبدل‌های پوسته لوله یکی از پرکاربردترین و مهم‌ترین نوع مبدل‌های حرارتی در صنایع مختلف می‌باشد. این نوع مبدل، مشابه مبدل‌های دو لوله‌ای هستند که به‌جای یک لوله، دسته ای از لوله‌ها در یک پوسته قرار می‌گیرند. سیال دیگر هم در سمت پوسته به صورت همسو یا ناهمسو جریان می‌یابد. این مبدل‌ها بر اساس نوع جریان به ۳ دسته تقسیم می‌شوند:

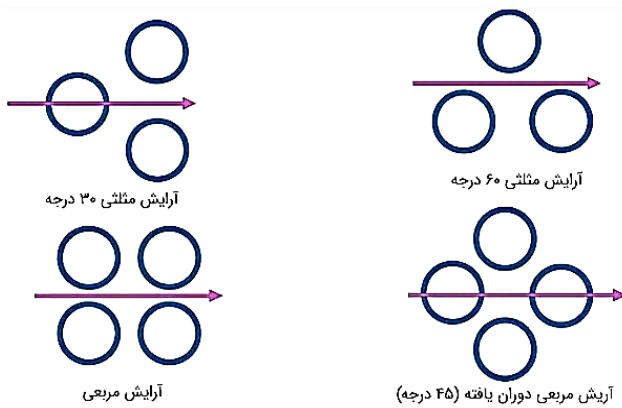
- ۱- جریان همسو
- ۲- جریان ناهمسو
- ۳- جریان متقاطع

ساختار این مبدل‌ها به‌صورت چند پاس (گذر) هم می‌تواند طراحی شود. بخش‌های مکانیکی مختلف مبدل پوسته عبارت است از:

- ۱- درپوش بسته
- ۲- لوله‌ها
- ۳- صفحه لوله
- ۴- بافل‌ها
- ۵- نازل‌ها
- ۶- صفحات تقسیم کننده گذرها
- ۷- صفحه برخورد
- ۸- بافل‌های طولی

تیوب‌ها نقش اصلی در انتقال حرارت بین دو سیال را در مبدل‌های حرارتی دارند. چیدمان تیوب‌ها در عملکرد مبدل بسیار تاثیرگذار است، در صنعت، چیدمان تیوب‌ها در مبدل باید بصورت متقارن باشد. از این رو به‌طور کلی برای تیوب‌ها، چهار نوع آرایش مختلف در نظر می‌گیرند که در شکل (۳) نیز دیده می‌شود.

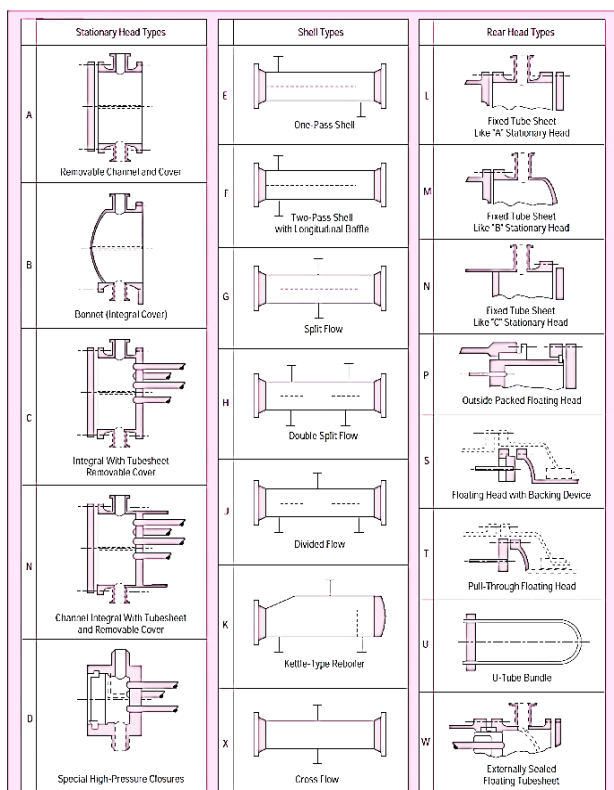
آرایش ۳۰درجه مثلثی: در آرایش ۳۰درجه مثلثی، نوع چیدمان زاویه لوله‌ها نسبت به هم ۳۰درجه است. در آرایش ۶۰درجه (مثلثی چرخیده)، چیدمان لوله‌ها نسبت به هم زاویه ۶۰درجه دارند. در آرایش ۹۰درجه مربعی، آرایش لوله‌ها باهم زاویه ۹۰ درجه دارند. آرایش لوله‌ها در آرایش ۴۵درجه لوزی، به‌صورت لوزی است.



شکل ۳ انواع آرایش لوله‌ها [۳]

### ۱-۴- استاندارد طراحی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله

استاندارد انجمن سازندگان مبدل‌های لوله‌ای<sup>۴</sup> به تفصیل قسمت‌های مبدل‌های حرارتی پوسته لوله را شرح می‌دهد. در این استاندارد مبدل‌های پوسته و لوله به سه قسمت کلگی جلو، پوسته و کلگی عقب تقسیم می‌شوند. بر اساس این استاندارد مطابق شکل (۴) به هر کدام از این قسمت‌های مبدل یک کد اختصاص داده می‌شود. مبدل‌های پوسته و لوله سه حرفی‌اند و هر حرف طبق شکل مبین یک فرم از مبدل است.



شکل ۴ بخش‌های اصلی یک مبدل (جدول TEMA) [۳]

<sup>1</sup> Baffle

<sup>2</sup> Nozzle

<sup>3</sup> Tube

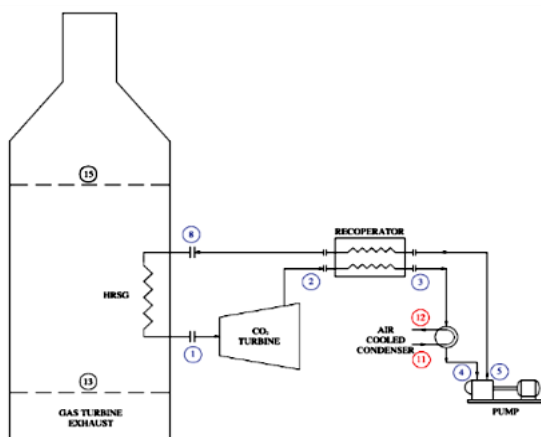
<sup>4</sup> TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association

مبدل‌های حرارتی وجود دارند که در اکثر آنها به بهینه‌کردن طراحی پرداخته‌اند و یا روابط تجربی و نیمه تجربی برای طراحی‌های جدید ارائه داده‌اند. کاپوتو و همکاران [۵] به بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی در شرایط نامعلوم عملیاتی که در طی فرآیند ممکن است اتفاق بیافتد پرداختند. فیس و همکاران [۶] بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی در سیستم‌های خورنده را مورد بررسی قرار دادند. کاپوتو و همکاران [۷] به بررسی روش‌های موجود در زمینه طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پرداخته‌اند و با معرفی معایب و مزایای هر روش بهینه‌ترین روش را بر مبنای کمینه‌کردن هزینه‌ها معرفی کرده‌اند. در کار حاضر، از این نوع مبدل برای بهبود دهنده یک سیکل دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی استفاده شده است که بعد از توربین سیکل قرار می‌گیرد و بوسیله آن دمای سیالی که از پمپ به سمت بویلر بازیاب می‌رود افزایش می‌یابد. با این کار، مقدار انرژی سیال خروجی از توربین به‌جای اینکه در کندانسور به هوا منتقل شود به خود سیکل باز می‌گردد [۸]، [۹] و [۱۰].

## ۲- طراحی مبدل ریکوپراتور با استفاده از روابط ریاضی

شکل (۵)، سیکل دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی نوع ریکوپراتور و نوع اسپلیت را نشان می‌دهد.

مبدل حرارتی بهبود دهنده در این سیکل بعد از توربین قرار گرفته است. جریان سمت‌گرم، خروجی از توربین و جریان سمت‌سرد، خروجی از پمپ است [۸]. خواص فیزیکی دو جریان در جدول (۱)، اطلاعات دما و فشار سیکل در جدول (۲)، سایر پارامترهای طراحی در جدول (۳) و روابط مورد استفاده از مراجع در جدول (۴) بیان شده‌اند. مهمترین منبع مورد استفاده در قسمت محاسبات دستی، روابط کلسون و ریچاردسون [۱۱] است.



الف- سیکل ریکوپراتور

کلگی سمت جلو مبدل دارای پنج نوع شکل، پوسته این نوع مبدل‌ها دارای هفت نوع و کلگی سمت عقب این نوع مبدل‌ها دارای هشت نوع شکل مختلف هستند. هر کدام از انواع کلگی جلو و عقب و پوسته با توجه به نوع سیال و عملکرد مبدل تعیین می‌شوند. کلگی جلو؛ به قسمت جلویی مبدل که سیال ورودی به لوله‌ها از طریق آن وارد لوله می‌شود، کلگی جلو مبدل گویند. این قطعه به دو صورت جوشی یا پیچی می‌تواند به مبدل متصل شود. معمولاً اتصال جوشی ارزانتر خواهد بود و از آن برای فشارهای بالاتر استفاده می‌شود. پوسته؛ در این قسمت به دلیل وجود جریان‌های مختلف، پیچیدگی محاسبات زیادی وجود دارد. از این رو طراحی و ساخت آن هم بسیار مهم است، لازم به ذکر است که این قسمت بیشترین سهم را در هزینه تمام شده مبدل دارد. کلگی عقب؛ به اتصال عقبی مبدل گفته می‌شود. مشابه کلگی جلویی به دو صورت جوشی و پیچی می‌تواند به مبدل متصل شود [۳] و [۴].

## ۱-۵- پیشینه تحقیق

طراحی اولیه مبدل‌های حرارتی مصادف با شروع صنعت نفت در سال ۱۹۲۰ است. با توجه به توسعه تقطیر پیوسته و امکان بازیابی حرارتی از محصولات احتیاج به این تجهیزات بیش از همیشه نیاز بود و با توجه به سرمایه‌گذاری‌های کلان در این زمینه توسعه مبدل‌های حرارتی با سرعت زیادی انجام شد. منابع زیادی در این زمینه منتشر شده است. اما با توجه به در دسترس بودن اطلاعات به دلیل تولید انبوه و اختصاصی و یا محرمانه نبودن اطلاعات تولید، روش‌ها و روابط ریاضی طراحی این مبدل‌ها در کتاب‌های مختلف موجود است. متداول‌ترین نوع مبدل در صنایع مبدل‌های پوسته و لوله هستند که به علت طراحی و ساخت آسان، قیمت پایین و کارایی در محدوده وسیعی از شرایط دمایی و فشاری مورد توجه قرار گرفته‌اند. این مبدل‌ها بر اساس نوع جریان به سه دسته؛ جریان همسو، جریان ناهمسو و جریان متقاطع تقسیم می‌شوند. ساختار این مبدل‌ها به صورت چند پاس (گذر) هم می‌تواند طراحی شود. بخش‌های مکانیکی مبدل پوسته لوله؛ درپوش بسته، لوله‌ها، صفحه لوله، بافل‌ها، نازل‌ها، صفحات تقسیم‌کننده گذرها، صفحه برخورد و بافل‌های طولی می‌باشد. استاندارد انجمن سازندگان مبدل‌های حرارتی پوسته لوله به تفصیل قسمت‌های مبدل‌های حرارتی پوسته لوله را شرح می‌دهد. در این استاندارد مبدل‌های پوسته و لوله به سه قسمت؛ کلگی جلو، پوسته و کلگی عقب تقسیم می‌شوند. مقالات زیادی در زمینه طراحی

جدول ۳ فرضیات طراحی

مقدار	آیتم
۱/۷	ضریب اصلاح
۲۶۲	فرض ضریب کلی انتقال حرارت
کربن استیل	جنس لوله ها
مثلی	آرایش لوله ها
۱۹/۰۵	قطر خارجی لوله ها (میلیمتر)
۳/۵	ضخامت لوله ها (میلیمتر)
۱	تعداد گذر لوله ها
۶	طول لوله ها (متر)

جدول ۴ روابط و فرمولاسیون استفاده شده برای حل دستی [۱۱] و [۱۲]

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD} \quad (2)$$

$$No. of Tube = \frac{A}{\pi \times OD \times L \times N_p} \quad (3)$$

$$V_t = \frac{\dot{m}}{S \times \rho} \quad (4)$$

$$\frac{h_t \times ID}{K_c} = J_h \times Re \times P R^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5)$$

$$\Delta P_{Tube} = (N_p [8 j_f \left(\frac{L}{ID}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-m} + 2.5] \frac{\rho v^2}{2}) \times 10^{-5} \quad (6)$$

$$Db = OD \left(\frac{N_t}{K1}\right)^{1/n1} \quad (7)$$

$$Baffle spacing = \frac{D_b}{5} \quad (8)$$

$$A_s = \frac{(p_t - OD) D_s l_B}{p_t} \quad (9)$$

$$V_s = \frac{G_s}{\rho} \quad (10)$$

$$d_{effective} = \frac{1.1}{OD} (p_t^2 - 0.917 OD^2) \quad (11)$$

$$\frac{h_t \times ID}{K_c} = J_h \times Re \times P R^{0.33} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (12)$$

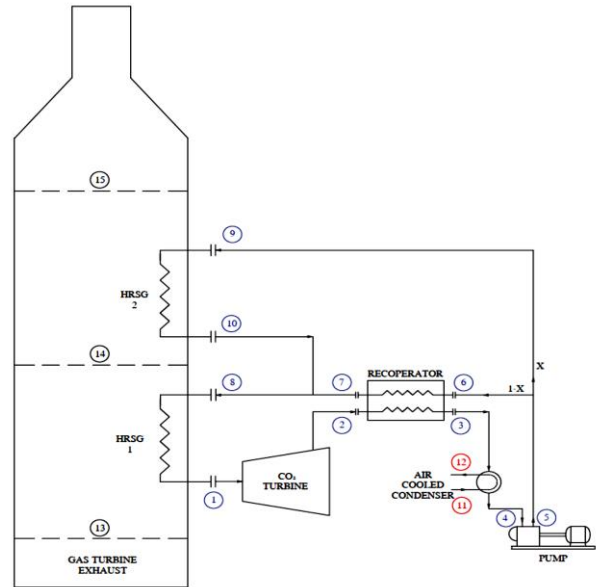
$$U = \frac{1}{\frac{OD}{ID} \frac{1}{h_t} + \frac{OD}{ID} R_{ft} + \frac{1}{h_s} + R_{fs} + \frac{OD \ln(OD/ID)}{2K_{CS}}} \quad (13)$$

جهت طراحی، ابتدا با استفاده از موازنه انرژی، دمای خروجی سیال سرد و گرمای مبادله شده محاسبه می شود:

$$Q = \dot{m}_h \cdot C_p (T_{hi} - T_{ho})$$

$$Q = \dot{m}_c C_p (T_{co} - T_{ci}) + \dot{m}_c H f g_c$$

حال با توجه به معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی  $\Delta T_{LMTD}$  محاسبه می شود:



ب- سیکل اسپلیت

شکل ۵ سیکل های دی اکسید کربن فوق بحرانی [۸]

جدول ۱ الف- خواص فیزیکی جریان ها در سیکل ریکوپراتور

خواص	سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته	
	ورود	خروج	ورود	خروج
چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	۷۶۶/۸	۶۵۴/۹	۶۱/۷۲	۶۷/۱۲
رسانایی گرمایی (w/m-k)	۰/۰۸۲۶۶	۰/۰۶۸۲۴	۰/۰۴۳۴۰	۰/۰۴۰۲۱
گرمای ویژه (kJ/kg-k)	۲/۲۷۴	۲/۳۷۵	۱/۱۳۱	۱/۱۲۰
ویسکوزیته (۱۰ <sup>-۶</sup> ) (kg/m-s)	۶/۶۲	۵/۲۴	۲/۸۵	۲/۶۹

جدول ۱ ب- خواص فیزیکی جریان ها در سیکل اسپلیت

خواص	سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته	
	ورود	خروج	ورود	خروج
چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	۷۶۶/۸	۲۱۱/۸	۶۱/۷۲	۸۳/۵۵
رسانایی گرمایی (w/m-k)	۰/۰۸۲۶۶	۰/۰۴۹۳۸	۰/۰۴۳۴۰	۰/۰۳۳۳۶
گرمای ویژه (kJ/kg-k)	۲/۲۷۴	۱/۲۶۰	۱/۱۳۱	۱/۱۱۷
ویسکوزیته (۱۰ <sup>-۶</sup> ) (kg/m-s)	۶/۶۲	۳/۱۷	۲/۸۵	۲/۳۴

جدول ۲ الف- اطلاعات مربوط به دما، فشار، دبی در سیکل ریکوپراتور

خواص	سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته	
	ورود	خروج	ورود	خروج
دما (°C)	۵۹/۶۱	۸۰	۳۲۶/۸	۲۸۴/۴
فشار (bar)	۲۳۰		۶۸/۹۲	
دبی (kg/s)	۷۳/۴۵			

جدول ۲ ب- اطلاعات مربوط به دما، فشار، دبی در سیکل اسپلیت

خواص	سیال سرد سمت لوله		سیال گرم سمت پوسته	
	ورود	خروج	ورود	خروج
دما (°C)	۵۹/۶۱	۳۱۶/۸	۳۲۶/۸	۱۹۳/۵
فشار (bar)	۲۳۰		۶۸/۹۲	
دبی (kg/s)	۳۱/۴۵		۸۹/۸۶	

سطح انتقال حرارت با استفاده از رابطه زیر بدست می آید:

$$A = \frac{Q}{U * LMTD}$$

حال باتوجه به معلوم بودن سطح مقطع، تعداد لوله‌ها را بدست می‌آوریم. برای بدست آوردن تعداد لوله‌ها، قطر خارجی هر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر فرض شده است. هم‌چنین با توجه به فشار بالای سیال داخل لوله‌ها ضخامت لوله‌ها نیز ۳/۵ میلی‌متر فرض شده است. تعداد گذر لوله‌ها ۲ و طول لوله‌ها با توجه به محدودیت، ۶ متر فرض شده است.

$$No. Tubes = \frac{A}{\pi \times OD \times L \times Np}$$

برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت دو فرض دیگر لازم است:  
 (۱) جنس لوله‌ها: باتوجه به این که با سیال خورنده سروکار نداریم از لوله‌های کربن استیل استفاده شده است.  
 (۲) آرایش لوله‌ها به صورت مثلثی در نظر گرفته شده اند زیرا محدودیت افت فشار داریم و این نوع آرایش افت فشار کمتری نسبت به سایر آرایش‌ها دارد.  
 ابتدا ضریب انتقال حرارت جابجایی و افت فشار داخل لوله را بدست می‌آوریم. سیال سرد داخل لوله فرض شده است.

$$Cross\ Sectional\ Area = Nt \times \pi \times \frac{ID^2}{4}$$

$$V_t = \frac{m}{S \times \rho}$$

$$\frac{h_t \times ID}{K_c} = J_h \times Re \times PR^{0.33} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

افت فشار لوله‌ها نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta P_{tube} &= (N_p [8j_f \left(\frac{L}{ID}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-m} + 2.5] \frac{\rho v^2}{2}) / 10^5 \\ \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right) &= 1 \end{aligned} \right.$$

حال برای بدست آوردن قطر دسته لوله‌ها از رابطه زیر استفاده می‌شود که برای تعیین ثابت موجود در رابطه از جدول (۶) استفاده می‌شود:

$$\left\{ \begin{aligned} Db &= OD \left(\frac{Nt}{K1}\right)^{1/n1} \\ K1 &= 0.249 \\ n1 &= 2.207 \end{aligned} \right.$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left[\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}\right]}$$

برای ادامه محاسبات نیاز به حدس اولیه برای ضریب انتقال حرارت است که با توجه به جدول (۵) فرض شده است.

$$U = 262 \frac{W}{m^2.C}$$

جدول ۵ محدوده ضریب انتقال حرارت کلی برای سیالات مختلف [۱۱]

سیال گرم	سیال سرد	ضریب انتقال حرارت کلی (W/m <sup>2</sup> °C)
مبدل‌ها		
آب	آب	۸۰۰-۱۵۰۰
محلول‌های ارگانیک	محلول‌های ارگانیک	۱۰۰-۳۰۰
روغن‌های سبک	روغن‌های سبک	۱۰۰-۴۰۰
روغن‌های سنگین	روغن‌های سنگین	۵۰-۳۰۰
گازها	گازها	۱۰-۵۰
خنک‌کن‌ها		
محلول‌های ارگانیک	آب	۲۵۰-۷۵۰
روغن‌های سبک	آب	۳۵۰-۹۰۰
روغن‌های سنگین	آب	۶۰-۳۰۰
گازها	آب	۲۰-۳۰۰
محلول‌های ارگانیک	آب شور	۱۵۰-۳۰۰
آب	آب شور	۶۰۰-۱۲۰۰
گازها	آب شور	۱۵-۲۵۰
گرم‌کن‌ها		
بخار	آب	۱۵۰۰-۴۰۰۰
بخار	محلول‌های ارگانیک	۵۰۰-۱۰۰۰
بخار	روغن‌های سبک	۳۰۰-۹۰۰
بخار	روغن‌های سنگین	۶۰-۴۵۰
بخار	گازها	۳۰-۳۰۰
سیال حرارتی آلی	روغن‌های سنگین	۵۰-۳۰۰
سیال حرارتی آلی	گازها	۲۰-۲۰۰
گازهای دودکش	بخار	۳۰-۱۰۰
گازهای دودکش	بخارهای هیدروکربنی	۳۰-۱۰۰
کندانسورها		
بخارهای مرطوب	آب	۱۰۰۰-۱۵۰۰
بخارهای ارگانیک	آب	۷۰۰-۱۰۰۰
ارگانیک (غیر قابل کندانس)	آب	۵۰۰-۷۰۰
کندانسورهای خلاء	آب	۲۰۰-۵۰۰
اوپراتورها		
بخار	محلول مرطوب	۱۰۰۰-۱۵۰۰
بخار	محلول ارگانیک	۹۰۰-۱۲۰۰
بخار	سبک	۶۰۰-۹۰۰
بخار	محلول ارگانیک سنگین	۶۰۰-۹۰۰

<sup>1</sup> Triangular

ضریب رسوبها نیز از جدول (۷) برای لوله‌ها ۰/۰۰۰۴ و برای پوسته ۰/۰۰۰۲ لحاظ شده است.

جدول ۷ مقادیر ضریب رسوب [۱۱]

سیال	ضریب (W/m <sup>2</sup> °C)	فاکتور (مقاومت) (m <sup>2</sup> °C / W)
آب رودخانه	۳۰۰۰-۱۲۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۰۳
آب دریا	۱۰۰۰-۳۰۰۰	۰/۰۰۰۳ - ۰/۰۰۱
آب برج خنک کن	۳۰۰۰-۶۰۰۰	۰/۰۰۰۱۷ - ۰/۰۰۰۳
آب شهری (نرم)	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳
آب شهری (سخت)	۱۰۰۰-۲۰۰۰	۰/۰۰۰۵ - ۰/۰۰۱
بخار مایع شده	۱۵۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۶۷
بخار (بدون روغن)	۴۰۰۰-۱۰۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۲۵
بخار (دارای روغن)	۲۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۵
آب نمک سرد	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳
هوا و گازهای صنعتی	۵۰۰۰-۱۰۰۰۰	۰/۰۰۰۱ - ۰/۰۰۰۲
گازهای دودکش	۲۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۵
بخارهای ارگانیک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
سیالات ارگانیک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
هیدروکربن های سبک	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
هیدروکربن های سنگین	۲۰۰۰	۰/۰۰۰۵
جوش های ارگانیک	۲۵۰۰	۰/۰۰۰۴
تغلیظ کننده آلی	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
سیالات انتقال حرارت	۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲
نمک حل شده مرطوب	۳۰۰۰-۵۰۰۰	۰/۰۰۰۲ - ۰/۰۰۰۳

در آخر ضریب کلی انتقال حرارت بر مبنای قطر خارجی بدست می آید:

$$U = \frac{1}{\frac{OD}{ID} \frac{1}{h_t} + \frac{OD}{ID} R_{ft} + \frac{1}{h_s} + R_{fs} + \frac{OD \ln(OD/ID)}{2K_{CS}}}$$

محاسبه افت فشار پوسته:

$$\begin{cases} \Delta P_t = 8j_f \left(\frac{Ds}{d_e}\right) \left(\frac{L}{l_B}\right) \frac{\rho v_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.014} / 10^5 \\ j_f = 0.004 \\ \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right) = 1 \end{cases}$$

نتایج محاسبات دستی در جدول (۸) نشان داده شده است.

جدول ۶ ثابت های معادله محاسبه قطر باندل [۱۱]

آرایش مثلثی					
تعداد پاس	۱	۲	۴	۶	۸
K1	۰/۳۱۹	۰/۲۴۹	۰/۱۷۵	۰/۰۷۴۳	۰/۰۳۶۵
n1	۲/۱۴۲	۲/۲۰۷	۲/۲۸۵	۲/۴۹۹	۲/۶۷۵
آرایش مربعی					
تعداد پاس	۱	۲	۴	۶	۸
K1	۰/۲۱۵	۰/۱۵۶	۰/۱۵۸	۰/۰۴۰۲	۰/۰۳۳۱
n1	۲/۲۰۷	۲/۲۹۱	۲/۲۶۳	۲/۶۱۷	۲/۶۴۳

با توجه به این که افت فشار در پوسته زیاد می شود قطر باندل ۰/۵ متر بزرگتر فرض می شود. با فرض این که کَلگی از نوع pull through head باشد:

$$Ds = D_b + BDC$$

در ادامه با استفاده از روش کرن افت فشار و ضریب انتقال حرارت پوسته محاسبه می شود.

$$A_s = \frac{(p_t - OD) D_s l_B}{p_t}$$

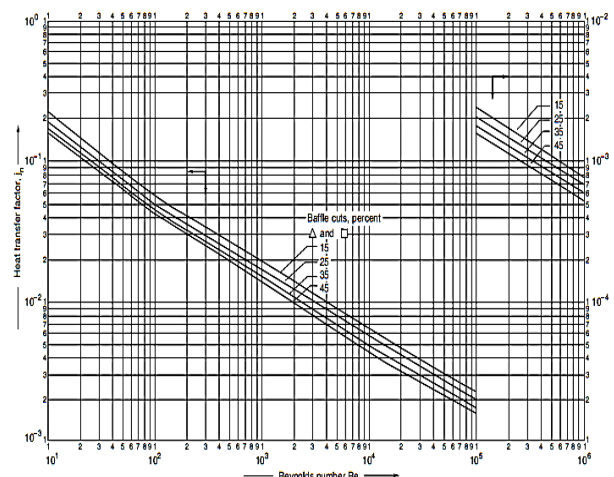
$$G_s = \frac{W_s}{A_s}$$

$$v_s = \frac{G_s}{\rho}$$

$$d_e = \frac{1.1}{OD} (p_t^2 - 0.917 OD^2)$$

$$Re = \frac{G_s \times d_e}{\mu}$$

حال با معلوم بودن Re و Baffle cut و استفاده از شکل (۶) و رابطه زیر ضریب انتقال حرارت پوسته نیز بدست می آید.



شکل ۶ محاسبه ضریب j برای پوسته [۱۱]

در جدول (۱۰)، نیز نتایج حاصل از هندسه مبدل در محاسبات دستی و نتایج نرم افزار EDR مقایسه شده اند.

جدول ۱۰ مقایسه نتایج هندسه مبدل با استفاده از محاسبات دستی

فاصله بین بافل‌ها (mm)	تعداد بافل‌ها	قطر داخلی پوسته (mm)	طول لوله‌ها (m)	تعداد لوله‌ها	روش
۳۲۹	۱۸	۱۶۴۹	۶	۲۷۶۰	محاسبات دستی
۲۲۸/۶	۲۱	۱۳۰۰	۶	۲۱۹۶	EDR

تعداد لوله‌ها در دو طراحی متفاوت است که علت اصلی آن اختلاف در محاسبه ضریب انتقال حرارت می‌باشد که منجر به تغییر سطح مورد نیاز انتقال حرارت و کم و زیاد شدن تعداد لوله‌ها می‌شود.

### ۳-۱- مشخصات فرآیندی مبدل

در جدول (۱۱)، مشخصات انتقال حرارت مبدل شامل ضرایب انتقال حرارت دو سمت و اعداد رینولدز و پرانتل داده شده است. در این طراحی چون تغییر فازی انجام نگرفته، در هر دو سمت لوله و پوسته فقط یک ضریب انتقال حرارت وجود دارد که مربوط به فوق گرم شدن بخار تا دمای مورد نظر می‌باشد.

جدول ۱۱ مشخصات حرارتی مبدل

ضرایب فیلم $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$	سمت پوسته		سمت لوله	
	سطح لخت (OD)	سطح فین شده	سطح لخت (OD)	سطح فین شده
ضرایب کلی فیلم	۱۱۴۷/۹	-	۳۷۵/۱	۵۹۳
حساس به بخار	۱۱۴۷/۹	-	۳۷۵/۱	۵۹۳
پارامترهای انتقال حرارت	ورود	خروج	ورود	خروج
عدد پرانتل بخار	۰/۸	۰/۸۹	۶/۱۸۶	۱/۰۷
عدد رینولدز بخار نامی	۱۷۰۸۱۸/۶	۲۰۰۷۱۹	۵۳۸۸۵/۴۸	۹۳۳۳۸/۶

هم‌چنین در شکل (۷)، تغییرات دما در طول مبدل با توجه به دو پاسه بودن مبدل نشان داده شده است. مسئله فرآیندی مهم دیگر در مبدل که برگرفته از هندسه مبدل است افت فشار است که مقدار آن در جدول (۱۲) قابل مشاهده است. همان‌طور که دیده می‌شود قسمت اصلی افت فشار مربوط به عبور جریان از پوسته است که به دلیل بافل‌ها و دبی زیاد سمت پوسته باشد اما در محدوده مجاز قرار دارد و قابل قبول است.

جدول ۸ نتایج محاسبات دستی

مقدار	آیتم
۱۲۷۵۰	انتقال حرارتی (kw)
۳۰۵	دمای خروجی سیال سرد ( $^\circ C$ )
۶۹/۲۴۵۹	اختلاف دمای لگاریتمی
۱۰۰۴/۶	سطح مقطع ( $m^2$ )
۰/۴۹۱	سرعت سیال درون لوله (m/s)
۴۵۶/۱۳	ضریب انتقال حرارت سمت لوله ها $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$
۰/۰۲۵	افت فشار سمت لوله ها (bar)
۱۴۴۸	قطر باندل (mm)
۱۶۴۸	قطر پوسته $(D_b + BDC)$ (mm)
۲۴۸/۶	فاصله بافل (mm)
۲۲/۸۱	گام (mm)
$1/352 \times 10^{-2}$	قطر مؤثر
۳۹۱۶/۰۶	ضریب انتقال حرارت سمت پوسته $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$
۲۶۱/۵	ضریب کلی انتقال حرارت $(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})$

### ۳-۲ طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار EDR

در این بخش طراحی مبدل حرارتی در نرم افزار EDR انجام می‌شود. در این طراحی از یک مبدل استفاده می‌شود و بصورت چند مبدل سری یا موازی نخواهد بود. افت فشار را نیز باید در نظر داشت تا در محدوده مجاز باشد. سایر مشخصات هندسی مبدل مشابه با قسمت طراحی دستی فرض شده‌اند تا امکان مقایسه فراهم باشد. انتخاب جریان (پوسته یا لوله) با توجه به افت فشارهای مجاز انتخاب شده است. دبی سیال گرم زیاد است و وارد کردن این سیال در لوله منجر به افت فشار زیاد خواهد شد و برای جبران آن باید تعداد و قطر لوله‌ها زیاد شود که منجر به بالا رفتن قیمت مبدل خواهد شد لذا سیال گرم در پوسته و سیال سرد در لوله وارد شده است. در جدول (۹)، نتایج حاصل از محاسبات دستی با نتایج نرم افزار مقایسه شده‌اند. مقدار افت فشار در محاسبات دستی و نرم افزاری در محدوده مجاز قرار دارند.

جدول ۹ مقایسه طراحی مبدل با استفاده از محاسبات دستی و نرم افزار

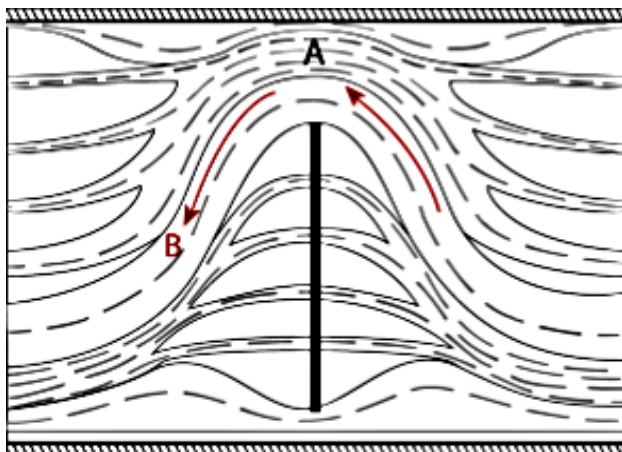
روش	حرارت تبادل شده (kw)	دمای خروجی سیال سرد ( $^\circ C$ )	سطح انتقال حرارت موثر ( $m^2$ )	ضریب کلی انتقال حرارت $(w/m^2 \cdot k)$
محاسبات دستی	۱۲۷۵۰	۳۰۵	۱۰۰۶/۴	۲۶۱/۵
EDR	۱۲۶۸۳	۳۰۸/۵	۷۳۰/۶	۲۵۷/۷
روش	افت فشار سمت پوسته (bar)	افت فشار سمت لوله ها (bar)		
محاسبات دستی	۰/۱۹	۰/۱۴		
EDR	۰/۲۸	۰/۰۴۹		

<sup>1</sup> EDR: Aspen Exchanger Design and Rating



جدول ۱۳ توزیع سرعت در بخش های مختلف مبدل

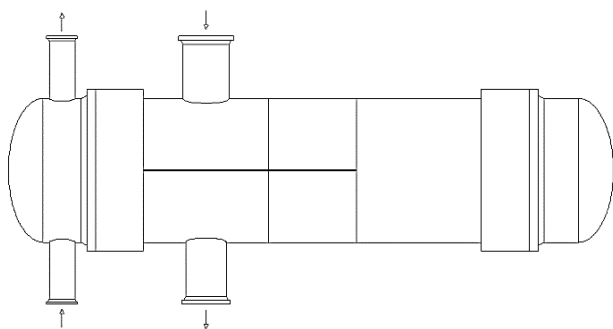
محدوده TEMA (kg/m <sup>2</sup> )	چگالی - سرعت (kg/m <sup>2</sup> )	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )	سرعت (m/s)	سطح جریان (mm <sup>2</sup> )	انالیز چگالی - سرعت
۲۲۲۲	۲۱۷۲	۶۱/۴۹	۵/۹۴	۲۴۶۶۳۰	نازل ورودی پوسته
۵۹۵۳	۱۶۱۳	۶۱/۴۹	۵/۱۲	۲۸۶۲۴۲	ورودی پوسته
۵۹۵۳	۱۳۱۱	۶۱/۴۹	۴/۶۲	۳۱۷۴۷۹	ورودی دسته لوله
۵۹۵۳	۱۵۲۳	۸۱/۱۷	۴/۳۳	۲۵۶۳۶۴	خروجی دسته لوله
۵۹۵۳	۴۱۳۳	۸۱/۱۷	۷/۱۴	۱۵۵۶۱۹	خروجی پوسته
۵۹۵۳	۳۴۱۹	۸۱/۱۷	۶/۴۹	۱۷۱۱۰۴	نازل خروجی پوسته
-	۲۹۷۵	۶۰/۴۷۲	۲/۲۲	۳۳۵۲۰	نازل ورودی لوله
-	۱۰۳	۶۰/۴۷۲	-/۴۱	۱۲۶۱۳۰	ورودی لوله
-	۳۰۲	۲۱۳/۵۵	۱/۱۹	۱۲۴۳۰۵	خروجی لوله
-	۳۴۷۸	۲۱۳/۵۵	۴/۰۴	۳۶۶۱۰	نازل خروجی لوله



شکل ۸ الگوی جریان در پوسته مبدل (نمای جانبی)

### ۳-۲- مشخصات هندسه مبدل

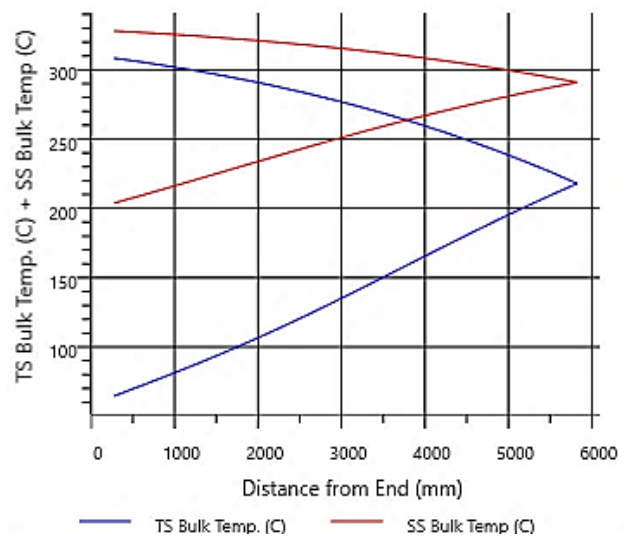
ساختار کلی مبدل در شکل (۹) قابل مشاهده است که شامل یک پوسته با یک گذر است.



شکل ۹ نمای هندسی مبدل

طول مبدل حدود ۱۰ متر است که ۳ متر آن مربوط به کلگی‌ها و ورودی نازل هاست و ۶ متر نیز محدوده انتقال حرارت مبدل است. نازل‌ها در جهت‌های معکوس هستند. دو عدد ساپورت برای نگه‌داشتن مبدل لازم است. مشخصات قسمت‌های مختلف مبدل شامل لوله‌ها، پوسته، بافل‌ها، نازل‌ها در جدول (۱۴) قابل مشاهده است.

Stream Temperatures



شکل ۷ نمودار تغییرات دما در طول مبدل

جدول ۱۲ توزیع افت فشار در بخش های مختلف مبدل

سمت پوسته		سمت لوله		توزیع افت فشار	
افت فشار (bar)	سرعت (m/s)	افت فشار (bar)	سرعت (m/s)	افت فشار (%)	سرعت (%)
۰/۸	۵/۹۴	۰/۱۸	۲/۲۲	۳۳/۳۶	۰/۱۵۹۱
۰/۲۸۳۸۱	-	۰/۰۴۹۶۳	-	۱/۷۵	۰/۰۰۰۸۳
۰	-	۰	-	۴۲/۳۷	۰/۰۲۰۲۱
۰/۲۸۴۷۹	۰/۲۲۷۹	۰/۰۴۷۶۹	۸	-	-
-/۰۰۰۹۸	-	۰/۰۱۹۳	-	-	-
۰/۱۸۹۲	۰/۲۲۷۹	۶/۶۵	۰/۱۸۹۲	-	-
-	-	-	-	-	-
۴/۶۲	-	۰/۴۱	-	-	-
-	-	۰/۴۱	-	-	-
۰/۲۲۷۹	۰/۲۲۷۹	۸	۰/۲۲۷۹	-	-
-	-	-	-	-	-
۴/۱۸	۳/۱۶	۶۹/۳۷	۰/۱۹۷۵۶	-	-
-	-	۶/۷	۰/۱۹۰۸	-	-
۴/۳۳	۴/۳۳	۱/۱۹	-	-	-
۶/۴۹	۶/۴۹	۴/۰۴	۹/۲۸	۱۷/۵۸	۰/۰۰۸۳۶

توزیع سرعت نیز در مبدل پارامتری است که منجر به لرزش مبدل می‌شود و اثر مستقیم بر روی افت فشار نیز دارد. توزیع سرعت در جدول (۱۳)، داده شده است.

با توجه به در دسترس بودن توزیع سرعت می‌توان الگوی جریان را نیز در مبدل پیش‌بینی کرد که الگوی جریان در پوسته در شکل (۸) نمایش داده شده است. با توجه به شکل، همیشه مقداری از جریان از سوراخ‌های بافل‌ها عبور می‌کند که باعث کاهش راندمان مبدل می‌شود. حدود ۲۵٪ جریان از این سوراخ‌ها عبور می‌کند. جریان داخل لوله‌ها نیز با توجه مقدار عدد رینولدز که برابر ۵۴۵۷۴ بدست آمده است، از نوع درهم است.

تغییرات افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته و تغییر در ضریب کلی انتقال حرارت و سطح انتقال حرارت است که نتایج آن در جدول (۱۶) آورده شده است.

جدول ۱۶ تغییر در تعداد لوله

تعداد لوله	قطر خارجی لوله (mm)	طول لوله (m)	قطر پوسته (mm)	افت فشار لوله (bar)	افت فشار پوسته (bar)	ضریب کلی انتقال حرارت (w/m <sup>2</sup> -k)	سطح انتقال حرارت (m <sup>2</sup> )
۲۱۹۶	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۴	۰/۲۸	۲۷۵/۷	۷۳۰/۶
۲۰۰۰	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۵	۰/۲۸	۲۹۱/۲	۶۶۵/۴
۱۸۰۰	۱۹/۰۵	۶	۱۳۰۰	۰/۰۶	۰/۲۸	۳۰۹/۴	۵۹۸/۹

طبق مقایسه انجام گرفته شده در جدول (۱۶) با تغییر تعداد لوله و ثابت در نظر گرفتن قطر لوله، قطر پوسته، طول لوله، افت فشار سمت پوسته ثابت می ماند ولی افت فشار سمت لوله ها زیاد می شود که دلیل آن این است که با کاهش لوله ها، همان مقدار دبی قبلی به تعداد لوله کمتری نسبت به حالت قبل وارد می شود و در نتیجه دبی ورودی به هر لوله بیشتر شده و در نتیجه آن سرعت هم بیشتر و افت فشار بیشتر می شود. هم چنین با کاهش تعداد لوله ها، ضریب کلی انتقال حرارت بیشتر شده و سطح انتقال حرارت کاهش می یابد.

#### ۴-۳- تغییر در نوع بافل

موضوع دیگری که مورد بررسی قرار گرفته، ارتعاشات مبدل است. میزان ارتعاش با تغییر نوع بافل، تغییر می کند و نتایج آن در جدول (۱۷) آورده شده است.

جدول ۱۷ تغییر ارتعاش مبدل با سه طراحی متفاوت

نوع بافل	قطر پوسته (mm)	طول لوله (m)	ارتعاش
بافل با یک برش	۱۳۰۰	۶	دارد
بافل با دو برش	۱۳۰۰	۶	دارد
بافل نوع ROD	۱۳۰۰	۶	ندارد

با سه طراحی انجام گرفته به این نتیجه می توان رسید که بافل از نوع ROD انتخاب بهتری برای جلوگیری از ارتعاش مبدل است. این ارتعاشات حتما باید در مبدل ها بررسی شود چرا که می تواند باعث تخریب مکانیکی نظیر خم شدگی و یا شکستگی لوله ها را ایجاد کند.

جدول ۱۴ مشخصات هندسی مبدل

لوله ها			
طول موثر	تعداد	الگو	گام
۵۵۶۰ mm	۲۱۹۶	۳۰- مثلثی	۲۳/۸۱
پوسته			
موقعیت افقی	قطر داخلی	تعداد پاس	نوع استاندارد
	۱۳۰۰ mm	۲	BFM
نازل ها (قطر خارجی)			
خروجی لوله ها	ورودی لوله ها	خروجی پوسته	ورودی پوسته
۲۵۴mm	۲۰۳mm	۵۰۸mm	۶۱۰mm

#### ۴-۲- تأثیر پارامترهای مختلف روی طراحی

در این قسمت، تأثیر تغییر در قطر پوسته، تغییر در تعداد لوله و تغییر در نوع بافل روی طراحی حرارتی مبدل سیکل اسپلیت، بررسی شده و از بین آنها مبدل بهینه انتخاب شده است.

#### ۴-۱- تغییر در قطر پوسته

در این حالت هدف تغییر در قطر پوسته با ثابت در نظر گرفتن قطر خارجی لوله ها، طول لوله، تعداد بافل ها و بررسی تغییرات افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته است که نتایج آن در جدول (۱۵) آورده شده است.

جدول ۱۵ تغییر در قطر پوسته

قطر پوسته (mm)	قطر خارجی لوله (mm)	تعداد بافل ها	طول لوله (m)	افت فشار سمت پوسته (bar)	افت فشار سمت لوله (bar)
۱۱۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۵۳	۰/۳۹
۱۲۰۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۵۷	۰/۳۳
۱۲۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۸۹	۰/۳۰
۱۳۰۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۶۳	۰/۲۸
۱۳۵۰	۱۹/۰۵	۲۱	۶	۰/۰۴۹۶۵	۰/۲۵

طبق جدول (۱۵) با ثابت در نظر گرفتن تمام پارامترها و تغییر در قطر پوسته، افت فشار سمت لوله ها تقریباً ثابت می ماند ولی افت فشار سمت پوسته کاهش می یابد.

#### ۴-۲- تغییر در تعداد لوله

در این حالت هدف تغییر در تعداد لوله ها با ثابت در نظر گرفتن قطر خارجی لوله ها، طول لوله، قطر پوسته و بررسی

۴-۴- انتخاب حالت بهینه

است [۱۳]. قطر لوله‌های مبدل میکرولوله ۶/۳۵ میلی‌متر و قطر لوله‌های با سایز بزرگ ۱۹/۰۵ میلی‌متر انتخاب شده است. طراحی مبدل حرارتی میکرولوله با طراحی مبدل حرارتی با لوله سایز بزرگ، در جدول (۱۹) مقایسه شده است.

جدول ۱۹ نتایج حاصل از طراحی با نرم افزار HTRI

پارامتر	سیکل ریکوپراتور		سیکل اسپیلیت	
	طراحی سایز بزرگ قطر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر	طراحی میکرولوله قطر لوله ۶/۳۵ میلی‌متر	طراحی سایز بزرگ قطر لوله ۱۹/۰۵ میلی‌متر	طراحی میکرولوله قطر لوله ۶/۳۵ میلی‌متر
سطح مؤثر (m <sup>2</sup> )	۶۲۷/۹۳۱	۲۹۴۵/۸۴۰	۱۲۸۴/۱۶۴	۱۲۰۵/۰۱۸
تعداد لوله	۱۸۴۰	۲۱۸۱۵	۳۲۶۷	۱۱۶۷۹
مقدار انتقال حرارت (Mw)	۳/۴۹۵۴	۳/۴۹۵۴	۱۳/۸۸۶	۱۳/۸۸۶
ضریب انتقال حرارت کلی (w/m <sup>2</sup> K)	۹۳۰/۲۴	۱۰۱۰/۶۹	۷۴۲/۰۲	۹۱۷/۸۰
ضریب انتقال حرارت پوسته (w/m <sup>2</sup> K)	۱۲۲۱۶/۶۲	۹۲۶۷/۸۵	۱۱۱۰/۱/۴۶	۱۲۱۹۶/۱۴
ضریب انتقال حرارت لوله (w/m <sup>2</sup> K)	۲۲۵۲۲/۲۹	۲۸۸۹۶/۸۲	۴۸۲۸/۵۱	۸۴۵۲/۹۴
سرعت بیشینه در پوسته (m/s)	۶/۱۶	۵/۲۹	۵/۱۹	۸/۴۹
سرعت بیشینه در لوله (m/s)	۱/۰۸	۱/۱۰	۰/۳۸	۰/۵۷
افت فشار مجاز در پوسته (bar)	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵
افت فشار در پوسته (bar)	۰/۵۶۲۴	۰/۸۶۷۵	۰/۵۷۲۳	۱/۲۵۲۹
افت فشار مجاز در لوله (bar)	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵	۰/۶۸۹۵
افت فشار در لوله (bar)	۰/۱۸۹۵	۰/۴۷۱۲	۰/۱۴۰۰	۰/۱۱۹۵
تعداد پاس لوله	۴	۶	۲	۲
قطر پوسته (mm)	۱۱۶۸/۴	۱۳۲۰	۱۵۲۴	۹۶۵/۲
زاویه چیدمان لوله ها (درجه)	۳۰	۳۰	۳۰	۳۰
طول لوله (m)	۳/۶۵۸	۴/۲۶۱	۴/۲۶۷	۲/۴۳۸
نسبت گام لوله	۱/۲۴۹۹	۱/۲۵	۱/۲۴۹۹	۱/۲۵
فاصله بین بافل ها (mm)	۷۳۹/۷۷۵	۲۶۶/۲۰۴	۷۳۰/۲۵۰	۲۳۱/۸۷۵

در جدول (۲۰) نتایج مقایسه‌ای سیکل دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی با و بدون ریکوپراتور قابل مشاهده است. با توجه به جدول، استفاده از ریکوپراتور از نظر اقتصادی بسیار به صرفه‌تر است. دبی سوخت مصرفی حدود ۴۳٪ و دبی آب مصرفی کندانسور بعد از ریکوپراتور، حدود ۵۰٪ کاهش یافته است.

جدول ۲۰ مقایسه بار حرارتی تجهیزات در شبیه سازی با و بدون ریکوپراتور

آیتم	با ریکوپراتور	بدون ریکوپراتور
دبی سوخت مصرفی (kmol/h)	۱۸۰/۱۷	۳۱۳/۳۲
بار حرارتی کندانسور (Mw)	۲۵/۱۷	۵۰/۲۲
دبی آب مصرفی کندانسور (m <sup>3</sup> /h)	۱۸۴۰/۵۲	۳۶۷۲/۴۵

در این بخش سه طراحی متفاوت برای مبدل مدنظر انجام گرفته تا حالت بهینه انتخاب شود. طراحی اول همان طراحی اصلی است. در هر سه طراحی قطر خارجی لوله ها ۱۹/۰۵ میلی‌متر و طول لوله‌ها ۶متر در نظر گرفته شده است هم-چنین نتایج حاصل از طراحی مثل قطر پوسته، تعداد لوله، تعداد بافل‌ها و افت فشارها در جدول (۱۸) آمده است.

جدول ۱۸ انتخاب حالت بهینه از بین سه طراحی

نوع طراحی	طول لوله (m)	قطر پوسته (mm)	تعداد لوله‌ها	تعداد بافل-ها	افت فشار (bar)	افت فشار (bar)
آرایش ۳۰ درجه مثلی از نوع BFM	۶	۱۳۰۰	۲۱۹۶	۲۱	۰/۰۴	۰/۲۸
آرایش ۶۰ درجه از نوع BFM	۶	۱۰۱۶	۱۱۸۹	۳۲	۰/۱۰	۰/۷۵
آرایش ۳۰ درجه مثلی از نوع NEN	۶	۲۵۱۴	۸۹۶۵	۵۶	۰/۰۲	۰/۰۵

در دو طراحی انجام گرفته با آرایش ۳۰ درجه و ۶۰ درجه از نوع BFM مشخص است که با اینکه آرایش ۶۰ درجه تعداد لوله و قطر پوسته آن نسبت به حالت ۳۰ درجه کمتر است ولی افت فشار در هر دو سمت لوله و پوسته به میزان قابل توجهی افزایش یافته است. هم‌چنین در طراحی انجام شده با آرایش ۳۰ درجه از نوع کلگی NEN با اینکه افت فشار سمت لوله و پوسته به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است اما تعداد لوله‌ها و قطر پوسته و تعداد بافل‌ها افزایش یافته است که همین موضوع باعث افزایش وزن مبدل و در نتیجه هزینه تمام شده ساخت می‌شود. در طراحی مبدل همیشه افت فشار پایین به معنای طراحی مطلوب نیست و ممکن است به خاطر بزرگ بودن قطر مبدل و هزینه ساخت اضافی باشد.

۵- طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار HTRI

در این بخش، طراحی مبدل‌های حرارتی جدیدی با میکرولوله توسط نرم افزار HTRI<sup>۱</sup> ارائه شده که بطور معمول در صنعت از آن استفاده نمی‌شود. لیکن این نوع مبدل‌ها برای سیال دی-اکسیدکربن فوق‌بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران

<sup>۱</sup> HTRI: Heat Transfer Research, Inc

۴/۲۶۷ متر با ۲ گذر لوله و طراحی با میکرولوله برابر ۲/۴۳۸ متر با ۲ گذر لوله می‌باشد. همچنین افت فشار سمت پوسته و لوله در حالت میکرولوله نسبت به سایز بزرگ افزایش می‌یابد.

## ۷- فهرست علائم و اختصارات

### علائم انگلیسی

<b>A</b>	مساحت ( $m$ )
<b>C<sub>p</sub></b>	گرمای ویژه ( $kJ/kg-k$ )
<b>D</b>	قطر ( $m$ ) یا ( $mm$ )
<b>ID</b>	قطر داخلی ( $m$ ) یا ( $mm$ )
<b>K</b>	رسانایی گرمایی ( $w/m-k$ )
<b>L</b>	طول ( $m$ )
<b>m</b>	نرخ جریان جرمی ( $kg/s$ )
<b>OD</b>	قطر خارجی ( $m$ ) یا ( $mm$ )
<b>P</b>	فشار ( $bar$ )
<b>Q</b>	انرژی، حرارت ( $kJ/kg$ )
<b>T</b>	دما ( $K$ )
<b>U</b>	ضریب انتقال حرارت کلی ( $w/m^2-k$ )
<b>V</b>	سرعت ( $m/s$ )
<b>x</b>	کسر جرمی سیکل اسپلیت

### علائم یونانی

<b><math>\rho</math></b>	چگالی ( $kg/m^3$ )
<b><math>\mu</math></b>	ویسکوزیته ( $kg/m-s$ )

### زیرنویس‌ها

<b>b</b>	دسته لوله
<b>ci</b>	سیال سرد ورودی
<b>co</b>	سیال سرد خروجی
<b>hi</b>	سیال گرم ورودی
<b>ho</b>	سیال گرم خروجی
<b>s</b>	پوسته
<b>t</b>	تیوب (لوله)

## ۸- مراجع

- [1] C. Y. Yong, M. T. Hajibeigy, C. A. Vaithilingam, and R. G. Walvekar, "Characteristics Study of Photovoltaic Thermal System with Emphasis on Energy Efficiency," in *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 152, p. 01003: EDP Sciences, <https://doi.org/10.1051/mateconf/201815201003>.
- [2] J. Xu *et al.*, "Perspective of S-CO<sub>2</sub> power cycles," *Energy*, vol. 186, p. 115831, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.07.161>.
- [3] J. M. Chenoweth, "Final report of the HTRI/TEMA joint committee to review the fouling section of the TEMA standards," *Heat Transfer Engineering*, vol. 11, no. 1, pp. 73-107, 1990.

همچنین با کاهش بار حرارتی کندانسور و بویلر، اندازه تجهیزات نیز کوچکتر می‌شود که هزینه‌های سرمایه‌گذاری را کاهش می‌دهند. اما از طرفی ساخت یک مبدل جدید نیاز به صرف هزینه دارد. کمتر شدن میزان سوخت مصرفی منجر به کمتر شدن تولید آلاینده دی اکسیدکربن می‌شود که با توجه به محدودیت‌های جدید و جریمه‌های محیط زیست جهت ورود دی اکسیدکربن به اتمسفر، بسیار حائز اهمیت است.

## ۶- نتیجه گیری و جمع بندی

در این پژوهش، ابتدا چرخه نیروگاه حرارتی دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی به صورت فرآیندی با و بدون مبدل ریکوپراتور شبیه سازی شد و سود حاصل از گذاشتن این مبدل که عدد قابل توجهی است بیان گردید بطوریکه هزینه‌های عملیاتی را می‌تواند تا ۵۰٪ کاهش دهد. مبدل مورد نظر با استفاده از روابط ارائه شده در کتاب‌های مرجع طراحی شد و نتایج حاصل با نتایج حاصل از نرم‌افزار EDR و HTRI برای حالت‌های طراحی مقیاس لوله سایز بزرگ و میکرو لوله مقایسه شد. طراحی مبدل‌های حرارتی جدید با میکرولوله، بطور معمول در صنعت استفاده نمی‌شود ولی برای سیال دی اکسیدکربن فوق‌بحرانی تحت مطالعه و بررسی پژوهشگران است. در قسمت بعد، هندسه مبدل بر مبنای طراحی مبدل با استفاده از نرم افزار بدست آمد و در ادامه اثر پارامترهای مختلف روی طراحی بررسی گردید. در یک طراحی، تمام پارامترها ثابت در نظر گرفته شد و با تغییر در قطر پوسته، افت فشار سمت لوله‌ها تقریباً ثابت ماند ولی افت فشار سمت پوسته کاهش یافت. در طراحی دیگر، تعداد لوله‌ها با ثابت در نظر گرفتن دیگر پارامترها مثل قطر لوله، قطر پوسته، طول لوله، تغییر کرد. در این حالت افت فشار سمت پوسته ثابت ماند ولی افت فشار سمت لوله‌ها زیاد شد که دلیل آن هم این است که با کاهش لوله‌ها دبی ورودی به هر لوله بیشتر شده و در نتیجه، سرعت و افت فشار نیز بیشتر می‌شود. در ادامه موضوع ارتعاش مورد بررسی قرار گرفت و با تغییر نوع بافل از تک برشه و یا دو برشه به بافل نوع راد تا حدی از آن جلوگیری شد.

نتایج نشان می‌دهد که طول لوله‌های مبدل ریکوپراتور با سایز بزرگ برابر ۳/۶۵۸ متر با قطر ۱۹/۰۵ میلی‌متر با ۴ گذر لوله بدست آمد، درحالی‌که همین طراحی با میکرولوله برابر ۴/۲۶۱ متر با قطر ۶/۳۵ میلی‌متر با ۶ گذر لوله محاسبه شد. از طرفی در سیکل اسپلیت که دبی سیال سرد سمت لوله، ۳۵ درصد سیکل ریکوپراتور است، طول لوله‌های سایز بزرگ برابر

- at the The 7th International Conference on Knowledge and Technology of Electrical, Computer and Mechanical Engineering of Iran, 2022. Available: <https://civilica.com/doc/1650065>.
- [9] Y. M. Kim, J. L. Sohn, and E. S. Yoon, "Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine," *Energy*, vol. 118, pp. 893-905, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.106>.
- [10] D. Thanganadar, F. Asfand, and K. Patchigolla, "Thermal performance and economic analysis of supercritical Carbon Dioxide cycles in combined cycle power plant," *Applied Energy*, vol. 255, p. 113836, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113836>.
- [11] J. F. Richardson, *Coulson and Richardson's chemical engineering*. 2002.
- [12] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [13] A. R. Rahmati, S. Zirak, and N. Nazari, "MSTHE heat exchanger design for a 10 megawatt carbon dioxide supercritical cycle recuperator", (in Persian), presented at the The 30th annual international conference of the Iranian Society of Mechanical Engineers, 2022. Available: <https://civilica.com/doc/1468658>.
- [4] J. Yang, A. Fan, W. Liu, and A. M. Jacobi, "Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory," *Energy conversion and management*, vol. 78, pp. 468-476, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.008>.
- [5] A. C. Caputo, A. Federici, P. M. Pelagagge, and P. Salini, "On the design of shell-and-tube heat exchangers under uncertain operating conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 212, p. 118541, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118541>.
- [6] W. Faes, J. Van Bael, S. Lecompte, K. Verbeken, and M. De Paepe, "Optimization of heat exchanger design taking corrosion into account," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 30, p. 101277, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101277>.
- [7] A. C. Caputo, A. Federici, P. M. Pelagagge, and P. Salini, "On the selection of design methodology for shell-and-tube heat exchangers optimization problems," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 34, p. 101384, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101384>.
- [8] M. Ahmadi and S. Zirak, "Optimizing the efficiency of supercritical carbon dioxide power generation cycle with energy analysis", (in Persian), presented