

طراحی جدید مبدل حرارتی صفحه‌ای در چرخه مایع‌سازی LNG

الهام محمدی^۱، محمدرضا جعفری نصر^{۲*}

۱- کارشناس ارشد مهندسی شیمی، گروه مهندسی شیمی، دانشکده فنی و مهندسی،

واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۲- استاد مهندسی شیمی، گروه مهندسی شیمی، دانشکده فنی و مهندسی،

واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۹۴/۰۸/۰۶ تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۴/۲۱

پیام‌نگار: drnasr50@yahoo.ca

چکیده

فرایند تولید ال ان جی، از جمله فرایندهای فشرده و پیچیده‌ای است که بیش از نیمی از هزینه‌ها، در بخش مایع‌سازی آن مصرف می‌شود. در سال‌های اخیر، مهندسان طراح تلاش‌های زیادی برای بهبود عملکرد این فرایند بخرج داده‌اند و هدف عمده آنها افزایش بازده، بالابردن ظرفیت تولید و کمینه‌سازی هزینه‌ها بوده است. مهم‌ترین تجهیزات فرایندی به‌کار رفته در بخش مایع‌سازی، مبدل‌های حرارتی صفحه‌پره‌دار^۱ یا حلزونی^۲ هستند. در این مقاله، ضمن تشریح شبیه‌سازی چرخه مایع‌سازی پروژه ایران ال ان جی که برای به‌دست آوردن سطوح سرد و گرم مبدل صفحه‌پره‌دار به‌کار رفته در آن انجام شده، به ارائه روشی جدید به‌منظور طراحی بهینه این مبدل حرارتی پرداخته شده است. همچنین، روشی ساده، برای انتخاب بهترین سطح ثانویه براساس توسعه مفهوم شاخص عملکرد حجم^۳ معرفی شده است. شبیه‌سازی، سطوح حرارتی سمت سرد، گرم و ضریب کلی انتقال حرارت مبدل صفحه‌پره‌دار به‌کار رفته در فرایند مورد نظر را، به ترتیب، $30.1 m^2$ ، $1933 m^2$ و $425 W/m^2K$ نشان می‌دهد. با طراحی این مبدل با استفاده از رمزنگاری در محیط نرم‌افزار متلب و ابداع شیوه طراحی سریع، کاهش چشمگیری در سطوح سرد و گرم به میزان $5/2$ و $3/3$ برابر و افزایش ضریب کلی انتقال حرارت 2 برابری حاصل شده است. مبدل طراحی شده، کمترین مساحت سطح را به‌دست داده که کاهش مساحت سطح تأثیر به‌سزایی بر کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری فرایند تولید ال ان جی داشته است.

کلیدواژه‌ها: گاز طبیعی مایع شده، شاخص عملکرد حجم، شیوه طراحی سریع.

۱. مقدمه

در بخش مایع‌سازی مبدل‌های حرارتی فشرده صفحه‌پره‌دار^۴ و حلزونی^۵ مهم‌ترین عناصر به‌شمار می‌آیند و این مبدل‌ها به دلیل طراحی کم هزینه و ایمن تر به جای مبدل‌های معمولی پوسته-لوله به‌کار گرفته می‌شوند. مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار به صورت یک در میان از صفحات مسطح و پره‌ها تشکیل شده است. جریان‌ها از معابری که پره‌ها بر آنها محاط‌اند می‌گذرند و در بین صفحات

فرایند تولید ال ان جی، از جمله فرایندهای پیچیده و پرهزینه است و بیش از نیمی از هزینه‌های آن در بخش مایع‌سازی مصرف می‌شود. در سال‌های اخیر، تلاش‌های زیادی به منظور بهبود عملکرد این فرایند و کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری آن به‌عمل آمده است.

* تهران، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی شیمی

1. Plate Fin
2. Spiral Wounded
3. Volume Performance Index

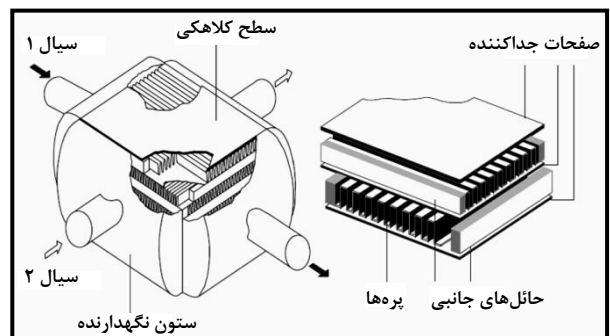
4. Plate Fin Heat Exchanger (PFHE)
5. Spiral Wounded Heat Exchanger (SWHE)

مربوط به جریان‌های ورودی به مبدل حرارتی فشرده موجود در این چرخه، ضریب کلی انتقال حرارت، و به‌دست آوردن سطوح سرد و گرم این مبدل انجام می‌پذیرد. با به‌کار گرفتن این اطلاعات و روش طراحی جدید، این مبدل به نحوی بهینه طراحی می‌شود. این روش طراحی براساس یک مدل ترموهیدرولیکی استوار است که رابطه بین افت فشار، ضریب انتقال حرارت و حجم مبدل را ارائه می‌کند (الگوریتم طراحی سریع)^۱. در روش طراحی سریع، با توجه به این که حداکثر افت فشار جریان به عنوان هدف طراحی در نظر گرفته می‌شود، سطح کمتری به‌دست می‌آید و بدیهی است که همین کاهش سطح مبدل نقش عمده‌ای در کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری خواهد داشت. یک روش ساده، برای انتخاب سطح ثانویه مبدل براساس شاخص عملکرد حجم^۲ نیز ارائه می‌شود. سطوحی که حجم‌های کوچکتری را ایجاد می‌کنند، از شاخص عملکرد حجم بزرگتری برخوردار خواهند بود. بنابراین، سطوحی که بیشترین شاخص عملکرد حجم را در محدوده رینولدز عملیاتی دارند، می‌توانند به‌کمک طراح انتخاب و سپس مبدل مورد نظر با استفاده از رمزنگاری در محیط برنامه‌نویسی متلب طراحی شود که در نهایت ضریب کلی انتقال حرارت و سطح کل مبدل به‌دست می‌آید.

۲. تشریح عملکرد چرخه مایع‌سازی ال ان جی

فرایند مایع‌سازی ال ان جی با پروپان پیش سرد شده و مخلوطی از میردهای سه گانه^۳ (شکل (۱)) شامل یک مرحله پیش سردسازی اولیه است که با پروپان تقریباً خالص (۴۲۱) انجام می‌پذیرد. در این مرحله، ابتدا خوراک پروژه ایران ال ان جی^۴ که مشخصات آن در جدول (۱) درج شده است، وارد دو مبدل حرارتی (E-۱۰۴ و E-۱۰۵) می‌شود و پس از خروج از این دو مبدل جریان خوراک گاز طبیعی^۵، دمای آن به ۲۸۲/۲K می‌رسد. جریان خوراک گاز طبیعی وارد جداکننده (V-۱۰۳) می‌شود و پس از جداسازی مایعات و گازها، جریان گازی آن (V) که همان مشخصات فرایندی و فیزیکی جریان خوراک گاز طبیعی را دارد، به مبدل حرارتی (LNG-۱۰۱)

جداکننده، حرارت را مبادله می‌کند. پره‌ها به عنوان سطح انتقال حرارت ثانویه و حائل مکانیکی مقاوم در برابر فشار داخلی در بین لایه‌ها به‌کار گرفته می‌شوند. پره‌ها به انواع گوناگون یافت می‌شوند که طراحی بهینه این مبدل‌ها را از نظر هزینه، وزن، بازده حرارتی و افت فشار امکان‌پذیر می‌کنند. مبدل‌های حرارتی صفحه‌پره‌دار با توجه به دارا بودن مزایای زیادی چون کم بودن اختلاف دمای دو سیال گرم و سرد و بازده حرارتی بالا، سطح انتقال حرارت زیاد به ازای واحد حجم (تقریباً $1000 M^3$)، وزن پایین و امکان تبادل حرارتی بین جریان‌های مختلف، نسبت به سایر انواع مبدل‌های حرارتی مهم‌تر و ارجح‌ترند [۲].



شکل ۱. اجزای اصلی یک مبدل فشرده از نوع صفحه‌پره‌دار و با آرایش جریان متقاطع [۳].

طی چند سال اخیر مشاهده شده است که مهندسان برای بهبود کارکرد مبدل‌های حرارتی فشرده، به‌ویژه در کاربردهای خنک‌سازی، تلاش‌های زیادی در ارائه طراحی‌های نو به خرج داده‌اند. از مهم‌ترین دلایل صرفه‌جویی در مصرف انرژی، هزینه و فضای تأسیسات به‌کار رفته است که قبل از شروع هر طراحی مهندسان طراح باید این موارد را از نظر بگذرانند [۳]. بنابراین، آنان به دنبال راه‌هایی برای طراحی بهینه، افزایش بازده و کاهش هزینه‌ها هستند.

در این مقاله تلاش شده است با بهینه‌سازی عنصر اصلی چرخه مایع‌سازی ال ان جی (مبدل فشرده صفحه‌پره‌دار) با یک روش طراحی نو، گامی جدید در جهت پیشبرد هدف یادشده در صنعت تولید ال ان جی برداشته شود. برای این منظور، ابتدا چرخه مایع‌سازی پروژه ایران ال ان جی با پروپان پیش سرد شده به همراه مخلوط میردهای سه‌گانه، با استفاده از نرم‌افزار اسپن‌هایسیس شبیه‌سازی می‌شود. این شبیه‌سازی به‌منظور استخراج اطلاعات

1. Rapid Design Algorithm
2. Volume Performance Index
3. C3MR
4. Natural Gas Feed
5. Natural Gas Fluid (NGF)

وارد می‌شود. در مرحله سردسازی، دمای گاز با مخلوطی از میردهای متان و اتان و پروپان (جریان ۱۱) به میزان چشمگیری کاهش می‌یابد و با دمای ۱۳۷/۷K تحت جریان (۷) از مبدل خارج می‌شود. جریان ۷ به شیر فشارشکن ۱۰۵-VLV وارد و پس از خروج از آن به مایع تبدیل می‌شود.

جدول ۱. مشخصات خوراک پروژه ایران ال ان جی (NG-Feed).

سرعته جرمی (kg/s)	خوراک
۰/۰۲۰۸۴	CO _۲
۱۴/۳۱۴۵۸	N _۲
۱۴۵/۴۲۱۸۱	CH _۴
۱۴/۷۷۲۸۸	C _۲ H _۶
۰/۷۹۷۸۸	C _۳ H _۸
۰/۰۱۴۰۷	iC _۴ H _{۱۰}
۰/۰۰۷۰۱	nC _۴ H _{۱۰}
۱۷۵/۳۴۹۲۹	جمع کل

جدول ۲. مشخصات فرایندی و فیزیکی خوراک پروژه ایران ال ان جی.

فاز مایع	فاز بخار	
-	۱	کسر فاز بخار
-	۳۱۸ K	دما
-	۹۱۵۰ kPa	فشار
-	۶۹/۰۳ kg/m ^۳	چگالی جرمی

جدول ۳. مشخصات فرایندی و فیزیکی جریان گاز ورودی ۷ (سیال گرم) به مبدل صفحه‌پره‌دار.

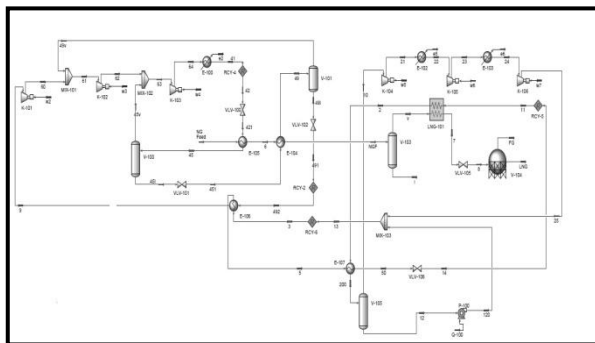
فاز مایع	فاز بخار		سرعته جرمی (kg/s)	خوراک
۰	۱	کسر فاز بخار	۰/۰۲۰۸۴	CO _۲
—	۲۸۲/۲۸ K	دما	۱۴/۳۱۴۵۸	N _۲
—	۷۸۰۹ kPa	فشار	۱۴۵/۴۲۱۸۱	CH _۴
—	۸۲/۵۸ kg/m ^۳	چگالی جرمی	۱۴/۷۷۲۸۸	C _۲ H _۶
			۰/۷۹۷۸۸	C _۳ H _۸
			۰/۰۱۴۰۷	iC _۴ H _{۱۰}
			۰/۰۰۷۰۱	nC _۴ H _{۱۰}
			۱۷۵/۳۴۹۲۹	جمع کل

جدول ۴. مشخصات فرایندی و فیزیکی جریان ورودی ۱۱ (جریان سرد) به مبدل صفحه‌پره‌دار.

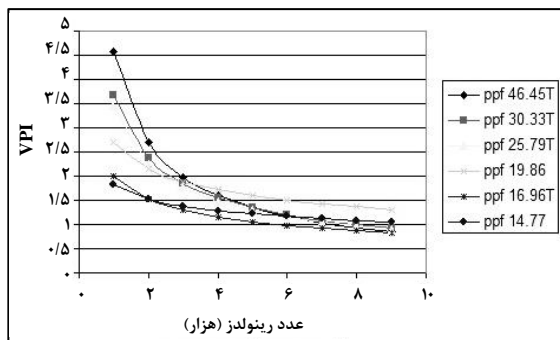
فاز مایع	فاز بخار	
۰/۷۲۳۶	۰/۲۷۶۴	کسر فاز بخار
	۱۳۲/۷ K	دما
	۲۱۴ kPa	فشار
	۱۹ kg/m ²	چگالی جرمی

خوراک	سرعت جرمی (kg/s)
CH ₄	۱۲۲۵/۴۷
C ₂ H ₆	۶۲۶/۴۴
C ₃ H ₈	۱۸۳۷/۳۶
جمع کل	۳۶۸۹/۳۳

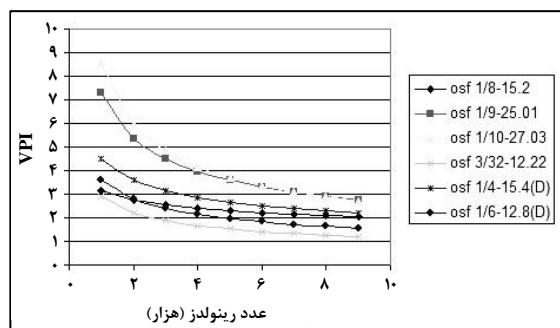
$$VPI = \left(\frac{1}{1 + R_{opp} h_t} \right)^{1/5} \sqrt{\frac{St^3}{f}}$$



شکل ۲. چرخه مایع‌سازی با پروپان پیش سرد شده و مخلوطی از مبردها در واحد گاز طبیعی.



شکل ۳. VPI برحسب عدد رینولدز برای سطوح صفحه‌پره‌دار [۵].



شکل ۴. VPI برحسب عدد رینولدز برای سطوح نوار سرکج پره‌دار [۵].

به طور کلی، این فرایند مایع‌سازی متشکل از سه مبدل حرارتی، یک مبدل حرارتی فشرده و شش کمپرسور است که بیشترین هزینه‌های سرمایه‌گذاری را به خود اختصاص می‌دهند. در این مقاله مبدل حرارتی فشرده (LNG-۱۰۱) و کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری از طریق آن مورد نظر است.

شبیه‌سازی از طریق نرم‌افزار اسپن‌هایسیس به منظور استخراج مشخصات فرایندی و فیزیکی جریان‌های ورودی به مبدل حرارتی فشرده (جریان‌های ۱۱ و ۷) که در جدول‌های (۳) و (۴) درج شده‌اند، و ضریب کلی انتقال حرارت $425 \text{ W/m}^2\text{K}$ و محاسبه سطوح سرد و گرم مبدل LNG-۱۰۱، به ترتیب، 301 m^2 و 1933 m^2 انجام پذیرفته است. در ادامه، مشخصات جریان‌های ۷ و ۱۱ ورودی به مبدل LNG-۱۰۱ برای طراحی مبدل به کار گرفته خواهند شد.

۳. شاخص عملکرد حجم اصلاح‌شده

در ابتدای هر طراحی، انتخاب سطوحی با کوچکترین واحد از نظر وزن و حجم حائز اهمیت‌اند، و سطوحی با عملکرد بالا اولین انتخاب در طراحی است. چنانچه در اولین طراحی یکی از محدودیت‌ها نقض شود، باید مراحل متوالی در انتخاب سطوح مختلف با ویژگی‌های عملکرد پایین‌تر صورت گیرد. پیشتر، شاخص‌هایی به دست پژوهشگران به منظور انتخاب بهترین سطح ثانویه (پره) در محدوده رینولدز عملیاتی مورد نظر ارائه شده است. این شاخص، در واقع اصلاح شده شاخصی است که قبلاً توسط پلی و همکارانش، به صورت $VPI = (St^3 / f)^{1/5} / d_h$ ارائه شده بود [۸]. در این شاخص، آثار تداخل سایر مقاومت‌های حرارتی بر ضریب انتقال حرارت در لوله‌ها به خوبی در نظر گرفته نشده بود که بعداً با اصلاح آن تأثیر ضرایب رسوب‌گرفتگی و سایر مقاومت‌های حرارتی به صورت زیر در آن اصلاح شد [۶].

$$V_T = \frac{Q}{FAT_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left(\frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left(\frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (3)$$

معادله (۳) حجم کل مبدل را به عنوان تابعی از وظیفه حرارتی، هندسه سطح و ضرائب انتقال حرارت به دست می دهد. بازه حرارتی سطح هر سمت مبدل از این قرار تعریف می شود:

$$\eta = 1 + f_s \left\{ \frac{\tanh \left[\left(\frac{\gamma h}{k\tau} \right)^2 \left(\frac{\delta}{\gamma} \right) \right]}{\left(\frac{\gamma h}{k\tau} \right)^2 \left(\frac{\delta}{\gamma} \right)} \right\} \quad (4)$$

مبدل های حرارتی صفحه پره دار با جریان متقاطع به این صورت عمل می کند که در جریان متقاطع مسیر جریانها مستقل از هم هستند و دسترسی به افت فشار کامل در هر دو سمت جریان امکان پذیر است. حل معادله افت فشار برای هر جریان طول مبدل و عرض کلی عبوری جریان را مشخص می کند. برای یک حجم و سطح جلویی مشخص با دستکاری عرض و ارتفاع مبدل دسترسی به تعداد معابر دلخواه یا ابعاد مناسب واحد امکان پذیر می شود.

۲-۳ روش الگوریتم طراحی سریع^۱

روش طراحی سریع مبدل های حرارتی در حقیقت ساده ترین روش طراحی مستقیم مبدل های حرارتی به شمار می رود. با توجه به این که محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار جزء اصلی ترین بخش های طراحی به شمار می آیند، به همین دلیل در طراحی یک مبدل معمولاً یک افت فشار مجاز برای مبدل تعریف می کنند. اگر میزان افت فشار بیش از حد معمول باشد، دستگاه به ارتعاش درمی آید و اگر این افت فشار خیلی کمتر از حد مجاز طراحی باشد ضریب انتقال حرارت کاهش خواهند یافت. پس:

$$\Delta P_{\text{مجاز}} / \text{جریان داغ} < \Delta P_{\text{جریان داغ}} \quad (5)$$

$$\Delta P_{\text{مجاز}} / \text{جریان سرد} < \Delta P_{\text{جریان سرد}} \quad (6)$$

عدد استانتون و f توابعی از عدد رینولدزند، و در نتیجه شاخص عملکرد حجم نیز تابعی از عدد رینولدز است. نشان داده شده است که بالاتر بودن این شاخص به مفهوم فشردگی بیشتر مبدل و انتخاب سطحی با عملکرد بالاتر است [۶]. برای سطوح مختلف می توان VPI را بر حسب Re و در یک نمودار ترسیم کرد تا بتوان بهترین سطح را به سرعت انتخاب کرد. در شکل های (۳) و (۴) شاخص عملکرد حجم برای سطوح مختلف از انواع گوناگون ترسیم شده است. این سطوح از کتاب کیز و لاندون اقتباس شده اند [۷]. در چنین نموداری، در هر بازه ای از عدد رینولدز سطحی که بهترین عملکرد را دارد مشخص است. کوچکترین حجم مبدل با اطمینان از دسترسی به افت فشار کامل جریان و انتخاب مؤثرترین سطح به دست می آید. مورد نخست نیاز شدید به بهره گیری از روش طراحی است که استفاده کامل از افت فشار را ممکن کند، در حالی که مورد دوم با انتخاب سطحی که در یک Re مشخص بهترین عملکرد را دارند، ممکن می شوند.

۳-۱ معادلات لازم در طراحی سطح و حجم

روش طراحی براساس استفاده کامل از افت فشار و تدوین مدل ترموهیدرولیک به منظور مبدل های فشرده صفحه پره دار است [۱۲]. این مدل بین افت فشار یک جریان مشخص با حجم کلی مبدل و ضریب انتقال حرارت آن سمت مبدل رابطه برقرار می کند [۹].

معادله اساسی طراحی انتقال حرارت از این قرار است:

$$Q = UAFAT_{LM} \quad (1)$$

این رابطه را با تعریف ضریب انتقال حرارت کلی ترکیب می کنیم و به رابطه زیر می رسیم:

$$A_1 = \frac{Q}{FAT_{LM}} \left[\frac{1}{\eta_1} \left(\frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2} \left(\frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (2)$$

که A_1 ، A_2 ، به ترتیب، سطح کلی انتقال حرارت را در سمت ۱ و ۲ به دست می دهند.

بین حجم کلی مبدل و سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مطابق معادله (۱۰)، رابطه برقرار می شود. پس از جایگزینی A برای سمت ۱ و ۲ از معادله (۱۰) می رسیم به:

1. Rapid Design Algorithm (RDA)

استفاده از الگوریتم طراحی سریع، روشی برای طراحی مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار به کار رفته در چرخه مایع‌سازی ال ان جی ارائه شده است.

۴. معرفی شیوه طراحی سریع مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار

بر اساس روش الگوریتم سریع و مدل ترموهیدرولیکی الگوریتم طراحی مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار با جریان متقاطع از این قرار است:

۱. خواص فیزیکی سیال سمت گرم و سمت سرد شامل ظرفیت حرارتی هدایت گرمایی (k)، (C_p)، چگالی (ρ)، گرانیروی (μ) و مقاومت رسوب‌گرفتگی (R) به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند (جدول (۵)).

۲. پارامترهای عملیاتی شامل دمای ورودی و خروجی سیال سرد و گرم، آهنگ جریان جرمی (m°)، افت فشار (ΔP) به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند (جدول (۵)).

۳. نوع سطح ثانویه برای سیال سمت سرد و گرم، ضخامت صفحه جداکننده (a) و هدایت گرمایی صفحه جداکننده (K) به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند (جدول (۵)).

۴. مقادیر α_c, α_h برای جریان گرم و سرد از فرمول‌های $\alpha_c = b_c \beta_c / b_h + b_c + 2a$ و $\alpha_h = b_h \beta_h / b_h + b_c + 2a$ محاسبه می‌شوند. b و β پارامترهای هندسی مربوط به سطح‌اند و با انتخاب نوع سطح مشخص می‌شوند. α نسبت به سطح انتقال کل یک سمت مبدل به حجم کل مبدل است و از کتاب کیز و لاندون اقتباس شده است [۷].

۵. مقادیر K_p و K_h طبق فرمول‌های (۷) و (۱۲) برای سمت گرم و سرد محاسبه می‌شوند.

۶. مقادیر h برای سمت گرم و سرد از فرمول (۱۳) و بر حسب V_T (حجم کل مبدل) محاسبه می‌شوند.

۷. مقادیر η (بازده حرارتی سطح) برای سمت گرم و سرد از فرمول (۱۸) و بر حسب h که خود تابعی از V_T است، به‌دست می‌آیند.

۸. مقادیر $\alpha_c, \alpha_h, \eta_c, \eta_h, h_c, h_h$ در معادله (۳) نشانده می‌شوند. معادله حاصل، معادله‌ای ناخطی بر حسب V_T است

قرار دادن مراکز افت فشار مجاز^۱ در طراحی به عنوان افت دستگاه کمی خطرناک و غیر منطقی به نظر می‌رسد. این روش، از جمله شیوه‌هایی است که در زمینه بهینه‌سازی مبدل جواب قابل قبولی ارائه می‌دهد.

روش کلی این طراحی به صورت زیر است. برای سیال سمت گرم^۲ (HS) داریم:

$$h_{HS} = f(V_{HS}) \quad (7)$$

$$\Delta P_{HS} = f'(V_{HS}) \quad (8)$$

V_{HS} را از معادلات حذف می‌کنیم و می‌رسیم به:

$$\Delta P_{HS} = F(h_{HS}) \quad (9)$$

در مورد سیال سمت سرد^۳ هم دقیقاً به صورت بالا می‌رسیم به:

$$h_{CS} = f(V_{CS}) \quad (10)$$

$$\Delta P_{CS} = f'(h_{CS}) \quad (11)$$

و با حذف V_{CS} خواهیم داشت:

$$\Delta P_{CS} = F'(h_{CS}) \quad (12)$$

با توجه به معادلات زیر:

$$\begin{cases} Q = U A F_T \Delta T_{LM} \\ \frac{1}{U} = \frac{1}{h_{HS}} + \frac{1}{h_{CS}} + R_D \\ \Delta P_{HS} = F(h_{HS}) \\ \Delta P_{CS} = F'(h_{CS}) \end{cases} \quad (13)$$

یک معادله غیرخطی بر حسب A به‌دست می‌آید که حل آن از طریق روش نیوتن-رافسون^۴ جواب نهایی را به‌دست می‌دهد. با استفاده از مدل ترمو هیدرولیکی که به اختصار تشریح شد، و با

1. Allowable Pressure Drop
2. Hot Stream
3. Cold Stream
4. Newton-Raphson

به کار گرفته شده است. اطلاعات جریان‌های ورودی به مبدل پس از استخراج از شبیه‌سازی، به عنوان اطلاعات ورودی برنامه‌نویسی این الگوریتم به کار گرفته شده‌اند. همچنین، نتایج مربوط به سطوح سمت سرد و گرم و ضریب کلی انتقال حرارت به دست آمده از مبدل شبیه‌سازی شده با نتایج حاصل از برنامه الگوریتم سریع مقایسه شده‌اند که نتایج به دست آمده برای مبدل، پس از طراحی مطلوب‌اند. خلاصه اطلاعات مربوط به شرایط عملیاتی و خواص فیزیکی مسئله و اطلاعات مربوط به سطوح به کار رفته در مبدل در جدول (۵) درج شده‌اند.

که به کمک روش نیوتن-رافسون حل می‌شود و در نتیجه V_T یعنی حجم کلی مبدل به دست می‌آید.

۹. در خروجی برنامه، $R_C, R_h, h_C, h_h, \eta_C, \eta_h, V_T, A_C, A_h$ اعلام می‌شوند.

۴-۱ بررسی نتایج حاصل از برنامه رایانه‌ای برای مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار

الگوریتم معرفی شده به منظور طراحی مبدل حرارتی فشرده صفحه‌پره‌دار موجود در چرخه مایع‌سازی پروژه ایران ال ان جی

جدول ۵. اطلاعات فرایندی و خواص فیزیکی برای مسئله طراحی مبدل موجود در شبیه‌سازی با جریان متقاطع (ورودی‌ها به برنامه).

جریان سرد (سمت ۱)	جریان گرم (سمت ۲)	
اطلاعات فرایندی (استخراج از شبیه‌سازی)		
۳۶۸۸/۸۸۸	۱۷۵/۳۶۱	نرخ جریان جرمی ($\frac{kg}{s}$)
۱۵۰۰۰	۱۴۰۰۰۰	افت فشار هسته (Pa)
۱۳۲/۷	۲۸۲/۲۷۷	دمای ورودی (K)
۱۳۵/۳	۱۳۷/۷	دمای خروجی (K)
اطلاعات خواص فیزیکی (استخراج از شبیه‌سازی)		
۱۹	۸۵/۵۸	چگالی
۲۱۲۰	۲۹۲۴	ظرفیت حرارتی ($\frac{J}{kg K}$)
۰/۱۳۴۷۵۲	۰/۰۴۰۶۶	هدایت حرارتی ($\frac{W}{mK}$)
۰/۰۲۷۸۶۹۸	۰/۰۱۳۸۳	گرانروی (kg/m.s)
اطلاعات مربوط به سطح [۷]		
ofs $\frac{1}{10}$ - ۲۷ - ۰۳	ofs $\frac{1}{10}$ - ۲۷ - ۰۳	نوع سطح
۰/۵۲۳۱	۰/۵۲۳۱	ضریب معادله انتقال حرارت
۰/۵۰۴۲	۰/۵۰۴۲	نمای معادله انتقال حرارت
۱/۵۳۶۹	۱/۵۳۶۹	ضریب معادله ضریب اصطکاک
۰/۴۶۴۸	۰/۴۶۴۸	نمای معادله ضریب اصطکاک
۲۲۰	۲۲۰	هدایت حرارتی پره‌ها ($\frac{W}{mK}$)
۰/۰۰۰۳	۰/۰۰۰۳	ضخامت صفحه (m)

جدول ۶. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی و طراحی مبدل حرارتی موجود (خروجی‌های برنامه).

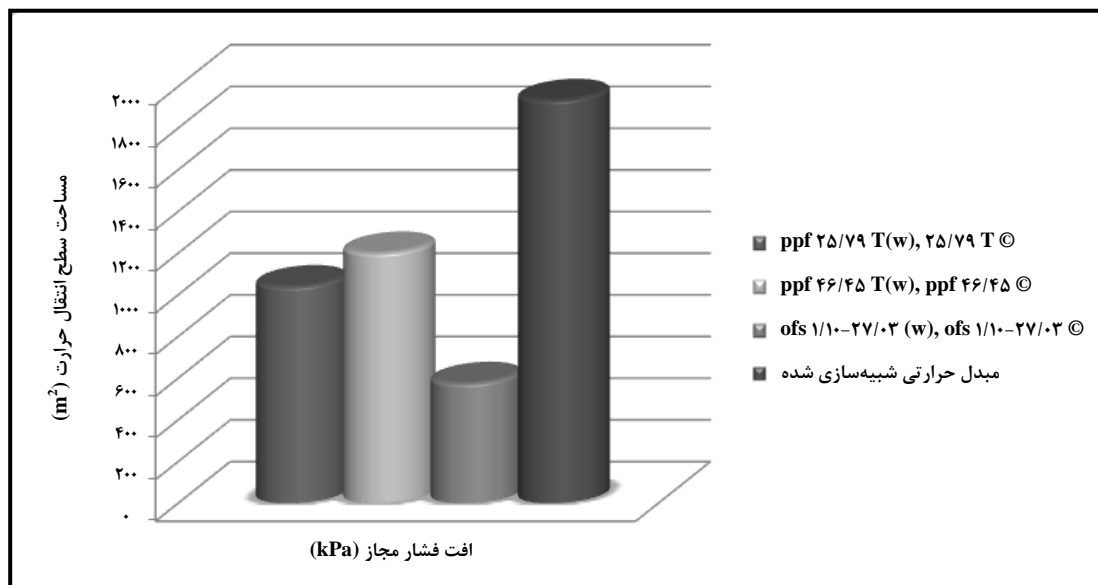
کار حاضر	مبدل شبیه‌سازی شده	
۲۴۶۹	-	عدد رینولدز سمت سرد (۱)
۱۰۲۰۹۰	-	عدد رینولدز سمت گرم (۲)
۰/۵۶	-	بازده سطح سرد (۱)
۰/۵۳	-	بازده سطح گرم (۲)
۵۷۵	۳۰۰۱	سطح کلی سمت سرد (۱) (m^2)
۵۷۵	۱۹۳۳	سطح کلی سمت گرم (۲) (m^2)
۳۹۸۰	-	ضریب فیلم سمت سرد (۱) ($\frac{W}{m^2 K}$)
۴۵۴۵	-	ضریب فیلم سمت گرم (۲) ($\frac{W}{m^2 K}$)
۰/۴۶	-	حجم کلی (m^3)
$۴/۸۴ \times 10^5$	$۲/۳ \times 10^6$	ضریب کلی انتقال حرارت \times سطح ($\frac{W}{K}$)

۴-۲ بررسی نتایج حاصل از کاربرد شاخص عملکرد حجم در طراحی مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار با استفاده از شاخص عملکرد حجم اصلاح شده و شکل‌های (۱) و (۲)، سطوحی برگزیده شده‌اند که بیشترین شاخص عملکردی را در محدوده رینولدز عملیاتی داشته‌اند. با استفاده از برنامه رایانه‌ای مبدل مورد نظر طراحی شده و حجم و سطح کل مبدل به‌دست آمده است. در جدول (۷) مقایسه‌ای بین مساحت سطوح حاصل از طراحی به کمک شاخص عملکرد حجم برای مبدل مورد نظر صورت گرفته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بین سطوح ثانویه مختلف، مساحت سطح $۰۳-۲۷-۰۳(1/10) \text{ of}$ برای سمت سرد و گرم انتخاب شده، زیرا کمترین مساحت سطح را برای مبدل حاضر به‌دست داده است. همچنین، در شکل‌های (۵) و (۶)، سطح انتقال حرارت به‌دست آمده از به‌کارگیری ۳ پره متفاوت، در طراحی و مساحت سطوح به‌دست آمده از مبدل شبیه‌سازی شده با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

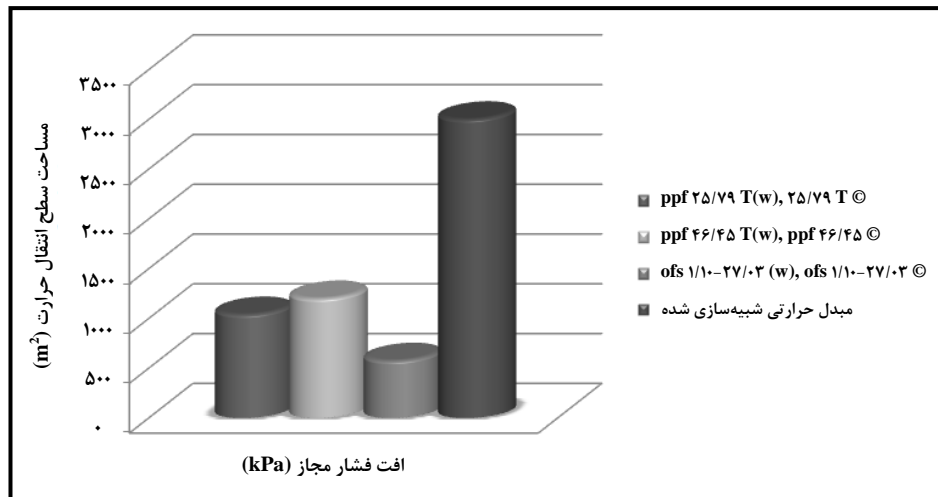
در این طراحی، بیشترین افت فشار مجاز برای سطوح سمت سرد و گرم در نظر گرفته شده است (حاصل از شبیه‌سازی). این بیشینه افت فشار، بیشترین سرعت را به‌دست داده که در نتیجه افزایش رینولدز را در پی خواهد داشت. بنابر رابطه ناسلت، افزایش رینولدز، بیشترین ضریب انتقال حرارتی را برای سطوح سمت سرد و گرم به‌دست می‌دهد؛ از این رو، ضریب کلی انتقال حرارت به بیشترین مقدار می‌رسد و طبق رابطه $Q = UAFAT_{LM}$ با وجود بیشترین مقدار ضریب کلی انتقال حرارت و ثابت بودن اختلاف درجه دمای دو سمت سرد و گرم و حرارت مبادله شده بین آنها، کمترین مساحت سطح به‌دست می‌آید. سطح به‌دست آمده از برنامه نویسی با مساحت سطح ثانویه $۰۳-۲۷-۰۳(1/10) \text{ of}$ برای هر دو سمت سرد و گرم $۵۷۵ m^2$ است که در قیاس با سطح مبدل موجود در شبیه‌سازی که برای سمت سرد $۳۰۰۱ m^2$ و برای سمت گرم $۱۹۳۳ m^2$ است، $۵/۲$ برابر کاهش برای سمت سرد و $۳/۳$ برابر کاهش را برای سمت گرم داشته است. این کاهش سطح بسیار مطلوب است و هزینه‌های سرمایه‌گذاری در ساخت این نوع مبدل‌ها را به میزان چشمگیری تحت تأثیر قرار می‌دهد و از مقدار آن می‌کاهد.

جدول ۷. مقایسه نتایج حاصل از طراحی به کمک شاخص عملکرد حجم با سطوح یکسان در سمت سرد و گرم و مبدل موجود در شبیه‌سازی.

ردیف	شماره سطح سمت گرم	شماره سطح سمت سرد	عدد رینولدز سمت گرم	عدد رینولدز سمت سرد	حجم (m ³)	سطح سمت گرم (m ²)	سطح سمت سرد (m ²)	ضریب انتقال حرارت کلی × سطح (W/K)	ضرب انتقال حرارت کلی (W/m ² K)
مبدل شبیه‌سازی شده	-	-	-	-	۶/۰۴	۱۹۳۳	۳۰۰۱	$2/3 \times 10^6$	۴۲۵
کار حاضر	$ofs \frac{1}{10} - 27 - 0.3$	$ofs \frac{1}{10} - 27 - 0.3$	۱۰۲۰۹۰	۲۶۴۹	۰/۴۶	۵۷۵	۵۷۵	۴۸۴۱۵۰	۸۴۲
	$ppf \frac{46}{45} T$	$ppf \frac{46}{45} T$	۱۲۳۰۴۰	۱۷۳۲	۰/۵۴	۱۲۰۱	۱۲۰۱	۴۸۴۰۰۳	۴۰۳
	$ppf \frac{30}{33} T$	$ppf \frac{30}{33} T$	۲۲۴۴۸۰	۳۳۰۱	۰/۷	۹۵۱	۹۵۱	۴۸۳۱۰۸	۵۰۸
	$ppf \frac{25}{79} T$	$ppf \frac{25}{79} T$	۱۹۸۲۹۰	۳۱۴۴	۰/۷۵	۱۰۳۹	۱۰۳۹	۴۸۳۱۳۵	۴۶۵
	$lpf \frac{1}{3} - 6/0.6$	$lpf \frac{1}{3} - 6/0.6$	۲۹۴۱۲۰	۹۹۳۳	۱/۱۳	۴۷۳	۴۷۳	۴۸۲۹۳۳	۱۰۲۱
	$wpf \frac{11}{5} - \frac{2}{\lambda} w$	$wpf \frac{11}{5} - \frac{2}{\lambda} w$	۲۰۱۴۵۰	۵۶۶۲	۱/۱۶	۶۶۴	۶۶۴	۴۸۳۳۹۲	۷۲۸

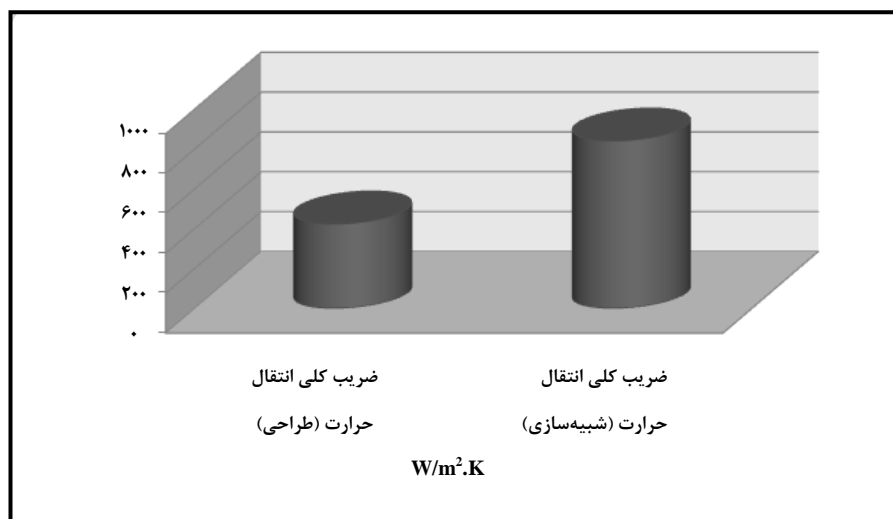


شکل ۵. مقایسه سطح انتقال حرارت سمت سرد مبدل موجود در شبیه‌سازی با سطح به دست آمده پس از طراحی بهینه آن.



شکل ۶. مقایسه مساحت سطح انتقال حرارت سمت گرم مبدل موجود در شبیه‌سازی با سطح به‌دست آمده پس از طراحی بهینه آن.

در شکل (۷)، ضریب انتقال حرارت کلی برای مبدل موجود در شبیه‌سازی و مبدل طراحی شده، با یکدیگر مقایسه شده‌اند، همان‌طور که ملاحظه می‌شود، ضریب کلی انتقال حرارت ۲ برابر شده است.



شکل ۷. مقایسه ضرایب کلی انتقال حرارت مبدل موجود در شبیه‌سازی و مبدل طراحی شده.

۵. نتیجه‌گیری کلی

از قبل تعیین شده و در دست باشد. هدف معقول طراحی دسترسی به مبدلی با کمترین سطح در محدوده ابعاد بلوک است. این هدف با اطمینان از دسترسی کامل به افت فشار مجاز جریان و نیز انتخاب سطح انتقال حرارتی که بازده بالایی داشته باشد، محقق می‌شود. بین طراحی و انتخاب سطح به صورت همزمان با استفاده از منحنی‌های شاخص عملکرد حجم می‌توان ارتباط برقرار کرد.

روش طراحی تدوین شده در این مقاله، نشان می‌دهد که این روش در طراحی بهینه مبدلی از نوع صفحه‌پره‌دار، از نظر مساحت سطح، حجم و ضریب کلی انتقال حرارت در پروژه ایران ال ان جی از قابلیت مطلوبی برخوردار است. در طراحی این مبدل لازم است مشخصات سطحی که در دو سمت فرایند حرارتی دخالت دارد،

ΔT_{LM} : اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K)
 Δt : اختلاف دمای دو سر جریان (K)
 Re: عدد رینولدز
 U: ضریب انتقال حرارت کلی (W/m^2K)
 V: حجم مبدل (m^3)
 VPI: شاخص عملکرد حجم
 x: ضریب همبستگی ضریب اصطکاک
 y: توان همبستگی ضریب اصطکاک

حروف یونانی

α : آهنگ مساحت سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به حجم کلی مبدل (m^2/m^3)
 β : آهنگ مساحت سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به حجم بین صفحات آن سمت (m^2/m^3)
 δ : فاصله صفحات (m)
 η : بازده پره‌ها
 μ : گرانروی (kg/ms)
 ρ : چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)
 σ : نسبت سطح آزاد جریان به سطح جریان در یک سمت مبدل
 σ : ضخامت فین (m)

اندیس‌ها

T: کل
 C: سرد
 H: گرم

مراجع

- [1] Baek, S., Hwang, L., Jeong, C., "Novel design of LNG (liquefied natural gas liquefaction process)", Energy convection and management, 52(8-9), 2807-2814, (2011).
- [2] Cesar, P., Julio, "A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications", Cryogenics, 51(7), 366-379, (2011).
- [3] Fossas, Joan, S., "Modeling of multi stream LNG heat exchanger", A Dissertation for degree of M. Sc., Norwegian University of science and technology, 8-10, (2011).

الگوریتم طراحی ارائه شده در بالا برای نمونه موردی پروژه ایران ال ان جی به کار گرفته شده و نتایجی که در مورد طراحی مبدل حرارتی صفحه‌پره‌دار با استفاده از برنامه رایانه‌ای به دست آمده، با نتایج به دست آمده از مبدل شبیه‌سازی شده در چرخه مایع‌سازی ال ان جی سازگاری مطلوبی را نشان می‌دهد. همچنین، با کمک شاخص عملکرد، پره‌هایی انتخاب شده‌اند که منجر به حصول سطوحی تا چندین برابر کوچکتر نسبت به سطح مبدل حاصل از شبیه‌سازی شده‌اند. سطح سرد و گرم مبدل طراحی شده، به ترتیب، ۵/۲ برابر و ۳/۳ برابر نسبت به مبدل شبیه‌سازی شده کاهش و ضریب کلی انتقال حرارت آن ۲ برابر افزایش یافته است. با توجه به این کاهش چشمگیر در مساحت سطح، هزینه‌های سرمایه‌گذاری فرایند تولید ال ان جی کاهش چشمگیری خواهند یافت.

علائم و نشانه‌ها

A: سطح کل انتقال حرارت (m^2)
 A_C : سطح آزاد جریان (m^2)
 a: ضریب همبستگی انتقال حرارت
 b: توان همبستگی انتقال حرارت
 C_p : ظرفیت حرارتی سیال (J/kgK)
 d_h : قطر هیدرولیکی m^2
 f: ضریب اصطکاک سیال در لوله، ضریب اصطکاک
 f_s : نسبت مساحت سطح ثانویه به مساحت سطح کل انتقال حرارت
 h: ضریب انتقال حرارت (W/m^2K)
 J: ضریب حرارتی کولبورن
 K_h : ثابت ابعادی
 K_p : ثابت ابعادی
 k: هدایت حرارتی (W/m^2K)
 m: شدت جریان جرمی
 Pr: عدد پرانتل
 ΔP : افت فشار
 Q: بار حرارتی
 R: مقاومت رسوب‌گرفتگی (m^2K/W)
 St: عدد استانتون

- [4] Fredheim, AO, H. R., "Possibilities of cost reductions in base-load", EUROGAS96. Proceedings from the European applied research conference on natural gas, 1, (1996).
- [5] Jafari Nasr, M. R., Kalantari, A., "Choose surface & design of plate fin heat exchanger by RDA method", RIPI, 10, (2005).
- [6] Jafari Nasr, M. R., Zoghi, A. T., Khakdaman, H. R., "Performance evaluation of heat transfer enhancement in heat exchanger design", RIPI, 43, (2002).
- [7] Kays, W. M., London, A. L., "Compact heat exchanger", 3rd., McGraw-Hill, New York, (1984).
- [8] Nunez, M., Polley, G. T., Reyes, E., Munoz, A., "Surface selection and design of plate-fin heat exchangers", Applied thermal engineering, 19- 917-931, (1999).
- [9] Mohammadi, E., "Design and optimization of compact heat exchanger in LNG production unit", A Dissertation in Chem. Eng. Dept., Azad Univ. Tehran, Iran, 87-89, (2013).
- [10] Saffari, H., "Modeling and optimization of C3MR LNG plant efficiency by change of mixed refrigerants's components", LNG research laboratory of mechanical engineering, Iran university of science and technology, 2-4, (2011).
- [11] Sanggyu, L., Ngyyen V. D., "Design and optimization of natural gas liquefaction and recovery process for offshore floating liquefied natural gas plant", School of chemical engineering, Yeungnam University, Gyeongsan, 712-749, South Korea, (2012).
- [12] Walker, V., Wilkie, D., "The wider application of roughened surface as developed for advanced gas cooled reactors", Symp.on high pressure gas as a heat transport medium, IMechE, London, 26, (1967).
- [13] Wang, L., Sunden, M., "Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications", Applied thermal engineering, 23-295-311, (2003).
- [14] Wang, M., Zhang, J., "Optimal design and operation C3MR refrigeration system for natural gas liquefaction", Computer & chemical engineering, 36, 48-95, (2012).