

# طراحی جدید مبدل حرارتی پلیت - فین در سیکل مایع سازی ال ان جی C3MR

محمدرضا جعفری نصر<sup>۱\*</sup>، الهام محمدی<sup>۲</sup>

۱- ایران، تهران، پژوهشگاه صنعت نفت ایران

۲- ایران، تهران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی شیمی

نویسنده مسئول ایمیل: nasrmrj@irpi.ir

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۱۲/۰۱

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۹/۱۰

## چکیده

امروزه ال ان جی پاک‌ترین و سالم‌ترین سوخت گازی موجود در جهان است. فرایند مایع‌سازی، بیش از نیمی از هزینه‌های تولید آن را به خود اختصاص می‌دهد. از این جهت مهندسان طراح، تلاش‌های زیادی جهت بهینه‌سازی این فرایند و به حداقل رساندن هزینه‌ها کرده‌اند. عناصر اصلی این بخش، مبدل‌های حرارتی فشرده از نوع پلیت-فین<sup>۱</sup> یا اسپایرال<sup>۲</sup> هستند. این مقاله ضمن تشریح شبیه‌سازی فرایند مایع‌سازی پروژه ایران ال ان جی توسط نرم‌افزار اسپن هایسیس، به ارائه روشی جدید جهت طراحی مبدل حرارتی پلیت-فین به کاررفته در آن پرداخته است. در طراحی این مبدل از کدنویسی در محیط نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است. نتیجه به کارگیری این طراحی، کاهش عمده در سطوح سرد و گرم لازم به میزان ۵/۲ و ۳/۳ برابر و به دنبال آن کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری تولید ال ان جی است.

1. Plate Fin
2. Spiral Wound

کلمات کلیدی: گاز طبیعی مایع‌شده، شاخص عملکرد حجم، الگوریتم طراحی سریع.

## ۱- مقدمه

است. در سال‌های اخیر تلاش‌های زیادی جهت بهبود عملکرد این فرایند و کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری آن شده است. در بخش مایع‌سازی، مبدل‌های حرارتی فشرده پلیت-فین<sup>۱</sup> و اسپایرال<sup>۲</sup> مهم‌ترین عناصر هستند. این مبدل‌ها به دلیل طراحی کم‌هزینه و ایمن‌تر به جای مبدل‌های معمولی پوسته-لوله به کار گرفته می‌شوند.

مبدل حرارتی پلیت-فین (PFHE) به صورت یک‌درمیان از صفحات مسطح و فین‌ها تشکیل شده است. جریان‌ها از معابری که توسط فین‌ها احاطه شده گذشته و در بین صفحات جداکننده، حرارت را مبادله می‌کنند. فین‌ها به عنوان سطح انتقال حرارت ثانویه و حائل مکانیکی مقاوم در برابر فشار

بهترین و سالم‌ترین سوخت گازی موجود، گاز طبیعی مایع‌شده ال ان جی است. این گاز مایعی است بی‌بو، شفاف، غیرسمی با وزن مخصوص حدود ۰/۴۵ گرم بر سانتی‌متر مکعب که با تبرید و میعان گاز طبیعی در حدود ۱۶۰- درجه سانتی‌گراد، در فشار حدود اتمسفریک تولید می‌شود. با میعان گاز طبیعی، حجم آن تا ۶۰۰ بار کاهش می‌یابد. حمل و نقل آن ساده است و با توجه به هزینه‌های انتقال، از سایر سوخت‌ها مخصوصاً در مناطق دوردست مقرون به صرفه‌تر است. همچنین آلاینده‌های ناشی از احتراق آن کم و انرژی حاصل از سوختن آن بالاست.

فرایند تولید ال ان جی فرایند پیچیده و پرهزینه‌ای است که نیمی از هزینه‌های این فرایند متعلق به بخش مایع‌سازی آن

1. Plate Fin Heat Exchanger (PFHE)
2. Spiral Wound Heat Exchanger (SWHE)



داخلی در بین لایه‌ها به کار گرفته می‌شوند. انواع مختلفی از فین‌ها وجود دارند که طراحی بهینه این مبدل‌ها را از نظر هزینه، وزن، راندمان حرارتی و یا افت فشار امکان‌پذیر می‌سازند. مبدل‌های حرارتی پلیت-فین با توجه به دارابودن مزایای زیادی از جمله، کوچکی اختلاف درجه‌حرارت دو سیال گرم و سرد و راندمان حرارتی بالا، سطح انتقال حرارت زیاد به‌ازای واحد حجم (تقریباً  $1000 \text{ m}^3$ )، وزن پایین و امکان تبادل حرارتی بین جریان‌های مختلف، نسبت به سایر انواع مبدل‌های حرارتی حائز اهمیت هستند [۲].

در طول چند سال اخیر مشاهده شده است که یک نیاز برای بهبود مدل‌های مبدل‌های حرارتی فشرده به‌خصوص برای کاربردهای خنک‌سازی وجود دارد. از مهم‌ترین دلایل صرفه‌جویی در مصرف انرژی، هزینه و فضای تأسیسات به‌کاررفته است که قبل از شروع هر طراحی، مهندسان طراح باید این موارد را مدنظر قرار دهند [۳]. بنابراین آن‌ها به‌دنبال راه‌هایی جهت طراحی بهینه، افزایش راندمان و کاهش هزینه‌ها هستند.

در این مقاله، کوشش شده است که با بهینه‌سازی عنصر اصلی سیکل مایع‌سازی ال‌ان‌جی (مبدل فشرده پلیت-فین) با یک روش طراحی نوین، گامی نو در جهت پیشبرد هدف مذکور در صنعت تولید ال‌ان‌جی برداشته شود. برای این منظور، ابتدا سیکل مایع‌سازی پروژه ایران ال‌ان‌جی با پروپان پیش‌سردشده به‌همراه مخلوط مبردهای سه‌گانه با استفاده از نرم‌افزار اسپن‌هایسیس شبیه‌سازی می‌شود. این شبیه‌سازی جهت استخراج اطلاعات مربوط به جریان‌های ورودی مبدل حرارتی فشرده موجود در این سیکل و به‌دست‌آوردن سطوح کلی سمت سرد و گرم و ضریب کلی انتقال حرارت آن انجام می‌پذیرد. با به‌کارگرفتن این اطلاعات و روش طراحی نوین، این مبدل به‌صورت بهینه طراحی می‌شود. این روش بر اساس یک مدل ترموهیدرولیکی که رابطه بین افت فشار، ضریب انتقال حرارت و حجم مبدل را ارائه می‌کند (RDA) بنا نهاده شده است. در روش طراحی RDA با توجه به اینکه حداکثر افت فشار جریان به‌عنوان هدف طراحی در نظر گرفته می‌شود، سطح کمتری به دست می‌آید و بدیهی است که همین کاهش سطح مبدل نقش عمده‌ای در کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری خواهد داشت. همچنین یک روش ساده برای انتخاب سطح ثانویه مبدل بر اساس شاخص عملکرد حجم (VPI) ارائه می‌شود. سطوحی که حجم‌های کوچک‌تری را ایجاد می‌کنند

VPI بزرگ‌تری خواهند داشت. بنابراین سطوحی که بیشترین VPI را در محدوده رینولدز عملیاتی دارند انتخاب می‌شوند و سپس با استفاده از کدنویسی در محیط برنامه‌نویسی MATLAB، مبدل موردنظر طراحی می‌شود و در نهایت، ضریب کلی انتقال حرارت و سطح کل مبدل به دست می‌آید.

## ۲- تشریح عملکرد سیکل مایع‌سازی ال‌ان‌جی

فرایند مایع‌سازی ال‌ان‌جی با پروپان پیش‌سردشده و مخلوطی از مبردهای سه‌گانه (C3MR) (شکل ۱) شامل یک مرحله پیش‌سردسازی اولیه است که با پروپان تقریباً خالص (۴۲۱) انجام می‌پذیرد. در این مرحله، ابتدا گاز ورودی (NG Feed) وارد دو مبدل حرارتی (E-105, E-104) می‌شود و پس از خروج از این دو مبدل (NGF)، دمای آن به ۲۷۲ کلوین می‌رسد.

سپس وارد جداکننده (V-۳۰۱) می‌شود و پس از جداسازی مایعات و گازها، جریان گازی آن (V) وارد مبدل حرارتی (LNG-۱۰۱) می‌شود. در مرحله سردسازی، دمای گاز به‌میزان قابل‌توجهی کاهش می‌یابد و با مخلوطی از مبردهای متان و اتان و پروپان (۱۱) دمای آن به  $137/7$  کلوین می‌رسد. گاز طبیعی پس از ترک این مبدل به مایع تبدیل می‌شود. قبل از شروع شبیه‌سازی، پارامترهای موردنیاز در جدول ۱ موجود است:

جدول ۱- مشخصات خوراک پروژه ایران ال‌ان‌جی

خوراک	سرعت جرمی kg/s
CO <sub>2</sub>	0/02084
N <sub>2</sub>	14/31458
CH <sub>4</sub>	145/42181
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	14/77288
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0/79788
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0/01407
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0/00701
جمع کل	175/34929

در این شبیه‌سازی، انتخاب معادله حالت از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. معمولاً برای مخلوط هیدروکربن‌های سبک مانند گاز طبیعی، از معادله حالت پنگ رابینسون استفاده می‌شود. چون خوراک ما در این شبیه‌سازی یک گاز طبیعی متشکل از هیدروکربن‌های سبک متان، اتان، پروپان و بوتان است، معادله حالت پنگ رابینسون انتخاب شده است.

3. Rapid Design Algorithm

4. Volume performance index

گیرد. پیش‌تر شاخص‌هایی توسط محققین جهت انتخاب بهترین سطح ثانویه (فین) در محدوده رینولدز عملیاتی مورد نظر ارائه شده است. این شاخص در واقع اصلاح شده شاخصی است که قبلاً توسط پلی و همکارانش  $VPI = \frac{(\frac{S}{f})^{\frac{1}{3}}}{d_h}$  ارائه شده بود [۱۱-۸]. در این شاخص، اثرات تداخل سایر مقاومت‌های حرارتی روی 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]:

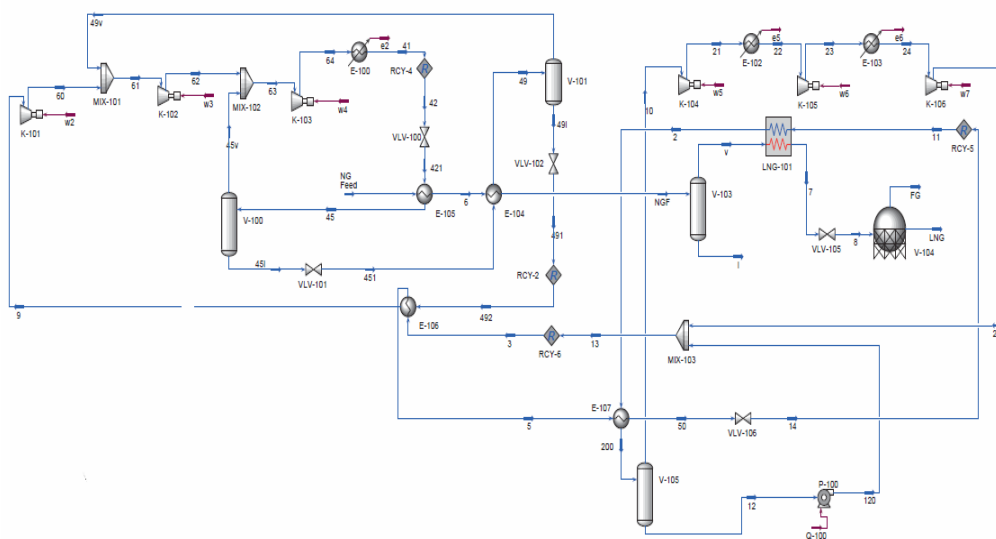
$$VPI = \left( \frac{1}{1 + R_{opp.} h_t} \right)^{1/5} \cdot \sqrt[3]{\frac{\delta}{f}}$$

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-101) و کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری از طریق آن مدنظر است.

شبیه‌سازی مورد نظر با استفاده از نرم‌افزار اسپن‌هایسیس جهت استخراج مشخصات فرایندی و فیزیکی جریان‌های ورودی به مبدل حرارتی فشرده (جریان‌های 11 و V) و محاسبه سطح مبدل LNG-101 انجام پذیرفته است. این اطلاعات جهت طراحی مبدل به کار گرفته می‌شوند.

### ۳- شاخص عملکرد اصلاح شده (VPI)

در ابتدای هر طراحی انتخاب سطوحی که کوچک‌ترین واحد را از نظر وزن و حجم ارائه می‌دهند، حائز اهمیت‌اند و سطوح 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



شکل ۱: سیکل مایع‌سازی با پروپان پیش‌سرد شده و مخلوطی از مبردها در واحد گاز طبیعی

لاندون برگرفته شده‌اند [۷]. در چنین نموداری در هر بازه‌ای 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 می‌آید. مورد نخست نیاز شدید به توسعه روش طراحی‌ای دارد که استفاده کامل از افت فشار را ممکن سازد؛ در حالی که مورد دوم با انتخاب سطوحی که در یک Re مشخص بهترین عملکرد را دارند ممکن می‌شوند.

عدد استانتون و  $f$  تابعی از عدد رینولدز هستند و در نتیجه، شاخص عملکرد حجم نیز تابعی از عدد رینولدز است. نشان داده شده است که بالاتر بودن این شاخص به مفهوم فشرده‌گی بیشتر مبدل و انتخاب سطحی با عملکرد بالاتر است [۶]. برای سطوح مختلف می‌توان VPI را برحسب Re و در یک نمودار رسم کرد تا بتوان به سرعت بهترین سطح را انتخاب نمود. در نمودارهای ۱ و ۲ شاخص عملکرد حجم برای سطوح مختلف از انواع متفاوت رسم شده است. این سطوح از کتاب کیز و

معادلات (4-11) و (4-15) با هم ترکیب شده و حل آن برای ضریب انتقال حرارت  $h$  نتیجه می‌دهد:

$$h = K_h \left( \frac{1}{A_C} \right)^{1-b} \quad (6)$$

$A_C$  سطح آزاد جریان بوده و  $K_h$  به صورت زیر است:

$$K_h = \frac{a m^{1-b} \mu^b C_p}{d_h^b Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (7)$$

معادله ۶ ضریب انتقال حرارت را به صورت تابعی از خواص فیزیکی، سرعت جرمی جریان و سطح آزاد جریان بیان می‌کند. روشی دیگر را می‌توان جهت به دست آوردن رابطه‌ای که افت فشار را به سطح آزاد جریان و خواص فیزیکی مرتبط می‌کند، به کار برد. عبارتی که افت فشار را در عوض هسته مبدل حرارتی ارائه می‌کند، به صورت زیر است:

$$\Delta P = \frac{f}{2\rho} \cdot \frac{A}{A_C} \cdot \frac{m^2}{A_C^2} \quad (8)$$

برای اکثر سطوح ثانویه مقادیر ضریب اصطکاک  $f$  را در محدوده رینولدز بین ۵۰۰ و ۱۰۰۰۰ می‌توان با عدد رینولدز مرتبط کرد. عبارت به صورت زیر است:

$$f = x Re^{-y} \quad (9)$$

$x$  و  $y$  مقادیر ثابتی هستند. سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به عنوان تابعی از حجم کلی مبدل توسط رابطه زیر بیان می‌شود:

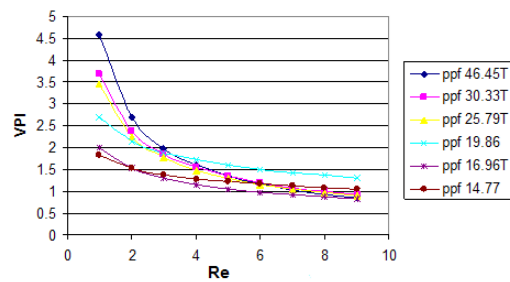
$$A = \alpha V_T \quad (10)$$

$\alpha$  پارامتر هندسی سطح نام دارد که همان نرخ سطح کلی یک سمت مبدل به حجم کلی مبدل است. ترکیب معادلات (۵)، (۸) الی (۱۰) رابطه زیر را به دست می‌دهد:

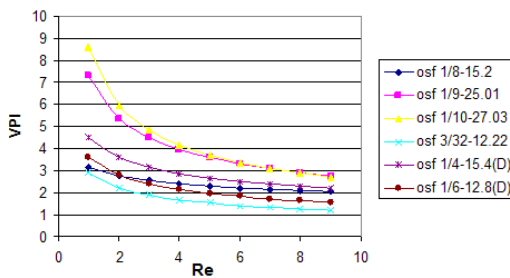
$$\Delta P = K_P V_T \left( \frac{1}{A_C} \right)^{\frac{1}{3}-y} \quad (11)$$

که در آن

$$K_P = \frac{x m^{\frac{1}{3}-y} \mu^y \alpha}{2\rho d_h^y} \quad (12)$$



نمودار ۱- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Plate Fin [۵]



نمودار ۲- VPI بر حسب عدد رینولدز برای سطوح Offset Strip Fin

#### ۴- تشریح مدل ترموهیدرولیکی

روش طراحی بر اساس استفاده کامل از افت فشار و توسعه مدل ترموهیدرولیک جهت مبدل‌های فشرده پلیت-فین است [۱۲]. این مدل افت فشار، یک جریان مشخص را به حجم کلی مبدل و ضریب انتقال حرارت آن سمت مبدل مرتبط می‌کند. عملکرد انتقال حرارت برای سطوح فشرده مختلف توسط عدد رینولدز به صورت زیر است:

$$j = a Re^{-b} \quad (1)$$

عبارت  $j$  به فاکتور کولبورن معروف بوده و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$j = \frac{2}{St \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (2)$$

اعداد پیرانتل و استانتون به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3)$$

$$St = \frac{h A_C}{m C_p} \quad (4)$$

برای مبدل حرارتی پلیت-فین عدد رینولدز به صورت تابعی از قطر هیدرولیکی سطح است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{m d_h}{\mu A_C} \quad (5)$$





است. جای گذاری AC از معادله (۲) در معادله (۷) نتیجه می‌دهد:

$$\Delta P = \frac{K_p}{K_h^z} V_{Th}^z \quad (13)$$

که در آن

$$z = \frac{3-y}{1-b} \quad (14)$$

است. معادله (۱۳) مدل ترموهیدرولیکی را ارائه می‌کند که افت فشار جریان را به حجم کلی مبدل و ضریب انتقال حرارت جریان مرتبط می‌کند.

### ۵- معادلات جهت طراحی حجم

معادله اساسی طراحی انتقال حرارت به صورت زیر است:

$$Q = UAF\Delta T_{LM} \quad (15)$$

آن را با تعریف ضریب انتقال حرارت کلی ترکیب کرده تا رابطه زیر حاصل شود:

$$A_1 = \frac{Q}{F\Delta T_{LM}} \left[ \frac{1}{\eta_1} \left( \frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2} \left( \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (16)$$

که  $A_1, A_2$  به ترتیب سطح کلی انتقال حرارت را در سمت ۱ و ۲ ارائه می‌کنند.

حجم کلی مبدل و سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مطابق معادله ۱۰ به هم مربوط می‌شوند. پس از جایگزینی A برای سمت ۱ و ۲ از معادله ۱۰ نتیجه می‌دهد:

$$V_T = \frac{Q}{F\Delta T_{LM}} \left[ \frac{1}{\eta_1 \alpha_1} \left( \frac{1}{h_1} + R_1 \right) + \frac{1}{\eta_2 \alpha_2} \left( \frac{1}{h_2} + R_2 \right) \right] \quad (17)$$

معادله ۱۷ حجم کلی مبدل را به عنوان تابعی از وظیفه حرارتی، هندسه سطح و ضرایب انتقال حرارت ارائه می‌کند. راندمان حرارتی سطح هر سمت مبدل به صورت روبه‌رو تعریف می‌شود:

$$\eta = 1 + f_s \left\{ \frac{\tanh \left[ \left( \frac{2h}{k\tau} \right)^2 \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]}{\frac{1}{\left( \frac{2h}{k\tau} \right)^2 \left( \frac{\delta}{2} \right)}} - 1 \right\} \quad (18)$$

مبدل‌های حرارتی پلیت-فین با جریان متقاطع به این صورت عمل می‌کنند که در جریان متقاطع مسیرهای جریان‌ها مستقل از هم هستند و دسترسی به افت فشار کامل در هر دو سمت جریان امکان‌پذیر است. حل معادله افت فشار برای هر جریان طول مبدل و عرض کلی عبوری جریان را مشخص می‌کند. برای یک حجم و سطح جلویی مشخص با دست‌کاری عرض و ارتفاع مبدل دسترسی به تعداد معابر دل‌خواه با ابعاد مناسب واحد امکان‌پذیر می‌شود.

### ۶- طراحی نوین (RDA)

طراحی سریع مبدل‌های حرارتی در حقیقت ساده‌ترین روش طراحی مستقیم مبدل‌های حرارتی به شمار می‌رود. با توجه به اینکه محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار جزء اصلی‌ترین بخش‌های طراحی هستند، به همین دلیل در طراحی یک مبدل معمولاً یک افت فشار مجاز برای مبدل تعریف می‌کنند. اگر میزان افت فشار بیش از حد معمول باشد، دستگاه ارتعاش ایجاد کرده و اگر این افت فشار خیلی کمتر از حد مجاز طراحی باشد کاهش ضریب انتقال حرارت را خواهیم داشت. پس داریم:

$$\Delta P_{Hot Stream} < \Delta P_{Hot stream / allowable} \quad (19)$$

$$\Delta P_{Cold Stream} < \Delta P_{Cold stream / allowable} \quad (20)$$

قراردادن افت فشارهای مجاز<sup>۵</sup> در طراحی به‌عنوان افت دستگاه کمی خطرناک و غیرمنطقی به نظر می‌رسد. این روش، روشی است که در زمینه بهینه‌سازی مبدل جواب قابل‌قبولی ارائه می‌دهد.

روش کلی این طراحی به صورت زیر است: برای سیال سمت گرم<sup>۶</sup> (HS) داریم:

$$h_{HS} = f(V_{HS}) \quad (21)$$

$$\Delta P_{HS} = f'(V_{HS}) \quad (22)$$

$V_{HS}$  را از معادلات حذف کرده و داریم:

$$\Delta P_{HS} = F(h_{HS}) \quad (23)$$

5. Allowable Pressure Drop

6. Hot Stream

درمورد سیال سمت سرد<sup>۷</sup> هم دقیقاً به صورت فوق داریم:

$$h_{CS} = f(V_{CS}) \quad (24)$$

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.

$$\Delta P_{CS} = f'(h_{CS}) \quad (25)$$

۴. مقادیر  $\alpha_h, \alpha_c$  برای جریان گرم و جریان سرد از فرمول  $\alpha_c = \frac{b_c \beta_c}{b_h + b_c + 2a}$  و  $\alpha_h = \frac{b_h \beta_h}{b_h + b_c + 2a}$  محاسبه می‌شوند.  $\beta$  و پارامترهای هندسی مربوط به سطح بوده و با انتخاب نوع سطح مشخص می‌شوند. نسبت سطح انتقال کل یک سمت مبدل به حجم کل مبدل بوده و از کتاب کیز و لاندون برگرفته شده است.

و با حذف  $V_{CS}$  داریم:

$$\Delta P_{CS} = F'(h_{CS}) \quad (26)$$

با توجه به معادلات زیر:

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

$$Q = U A F_T \Delta T_{LM} \quad (27)$$

۶. مقادیر  $h$  برای سمت گرم و سرد از فرمول (۱۳) و برحسب  $VT$  (حجم کل مبدل) محاسبه می‌شوند.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{HS}} + \frac{1}{h_{CS}} + R_D \quad (28)$$

۷. مقادیر  $\eta$  (راندمان حرارتی سطح) برای سمت گرم و سرد از فرمول (۱۸) و برحسب  $h$  که خود تابعی از  $VT$  است به دست می‌آیند.

$$\begin{cases} \Delta P_{HS} = F(h_{HS}) \\ \Delta P_{CS} = F'(h_{CS}) \end{cases}$$

۸. مقادیر  $h_C, \alpha_C, \eta_C, h_H, \alpha_H$  در معادله (۱۷) جای گذاری می‌شوند. معادله حاصله یک معادله غیرخطی برحسب  $VT$  است که از روش نیوتن-رافسون حل می‌شود و  $VT$  یعنی حجم کلی مبدل به دست می‌آید.

یک معادله غیرخطی برحسب  $A$  به دست می‌آید که حل آن از طریق روش نیوتن-رافسون جواب نهایی را به دست می‌دهد.

با استفاده از مدل ترموهیدرولیکی که به اختصار بیان شد و با استفاده از RDA، الگوریتمی برای طراحی مبدل حرارتی پلیت-فین به کاررفته در سیکل مایع‌سازی ال‌ان‌جی ارائه شده است.

۹. در خروجی برنامه  $R_C, R_H, h_C, h_H, \eta_C, \eta_H, VT, AC, Ah$  اعلام می‌شوند.

۷- معرفی الگوریتم طراحی سریع مبدل حرارتی پلیت-فین بر اساس روش RDA و مدل ترموهیدرولیکی، الگوریتم طراحی مبدل حرارتی پلیت-فین با جریان متقاطع به صورت زیر است:

۸- بررسی نتایج حاصل از برنامه رایانه‌ای برای مبدل پلیت-فین الگوریتم معرفی شده جهت طراحی مبدل حرارتی فشرده پلیت-فین موجود، در سیکل مایع‌سازی پروژه ایران ال‌ان‌جی به کار گرفته شده است. اطلاعات جریان‌های ورودی به مبدل پس از استخراج از شبیه‌سازی، به عنوان اطلاعات ورودی برنامه‌نویسی این الگوریتم مورد استفاده قرار گرفته‌اند. 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 مطلوب است. اطلاعات مربوط به شرایط عملیاتی و خواص فیزیکی مسئله و اطلاعات مربوط به سطوح به کاررفته در مبدل، در جدول ۳ خلاصه شده‌اند:

۱. خواص فیزیکی سیال سمت گرم و سمت سرد شامل ظرفیت گرمایی هدایت حرارتی ( $k$ )، ظرفیت حرارتی سیال ( $C_p$ )، دانسیته ( $\rho$ )، ویسکوزیته ( $\mu$ ) و مقاومت رسوب‌گرفتگی ( $R$ ) هستند که به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند.

۲. پارامترهای عملیاتی شامل درجه حرارت ورودی و خروجی سیال سرد و گرم، نرخ جریان جرمی ( $m^\circ$ )، افت فشار ( $\Delta P$ ) هستند که به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شوند.

## 7. Cold Stream



جدول ۳- اطلاعات فرایندی و خواص فیزیکی برای مسئله طراحی مبدل موجود در شبیه‌سازی با جریان متقاطع

	جریان سرد (سمت ۱)	جریان گرم (سمت ۲)
اطلاعات فرایندی		
نرخ جریان جرمی ( $\frac{kg}{s}$ )	3688/888	175/361
افت فشار هسته (Pa)	15000	140000
درجه‌حرارت ورودی ( $K^\circ$ )	132/7	282/277
درجه‌حرارت خروجی ( $K^\circ$ )	135/3	137/7
اطلاعات خواص فیزیکی		
دانسیته	19	85/58
ظرفیت حرارتی ( $\frac{J}{kg \cdot K}$ )	2120	2924
هدایت حرارتی ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )	0/134752	0/04066
ویسکوزیته ( $kg/ms$ )	0/0278698	0/001383
اطلاعات مربوط به سطح		
نوع سطح	$ofs \frac{1}{10} - 27 - 03$	$ofs \frac{1}{10} - 27 - 03$
ضریب معادله انتقال حرارت	0/5231	0/5231
نمای معادله انتقال حرارت	0/5042	0/5042
ضریب معادله فاکتور اصطکاک	1/5369	1/5369
نمای معادله فاکتور اصطکاک	0/4648	0/4648
هدایت حرارتی فین ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )	220	220
ضخامت پللیت (m)	0/0003	0/0003

وجود ماکزیمم ضریب کلی انتقال حرارت و ثابت‌بودن اختلاف درجه‌حرارت دو سمت سرد و گرم و حرارت مبادله‌شده بین آن‌ها کمترین سطح به دست می‌آید. سطح به‌دست‌آمده از برنامه‌نویسی با سطح ثانویه  $03 - 27 - \frac{1}{10} ofs$  برای هر دو سمت سرد و گرم  $575 m^2$  است که در قیاس با سطح مبدل موجود در شبیه‌سازی که برای سمت سرد  $3001 m^2$  و برای سمت گرم  $1933 m^2$  است،  $\frac{5}{2}$  برابر کاهش برای سمت سرد و  $\frac{3}{3}$  برابر کاهش را برای سمت گرم داشته است. این کاهش سطح بسیار مطلوب بوده و هزینه‌های سرمایه‌گذاری در ساخت این نوع مبدل‌ها را به‌میزان قابل‌توجهی تحت تأثیر قرار داده و از میزان آن می‌کاهد.

### ۹- بررسی نتایج حاصل از کاربرد شاخص عملکرد VPI در طراحی مبدل حرارتی پللیت-فین

با استفاده از شاخص عملکرد VPI اصلاح‌شده و نمودارهای رسم‌شده، سطوحی که بیشترین شاخص عملکردی را در محدوده رینولدز عملیاتی داشته انتخاب شده‌اند. با استفاده از برنامه رایانه‌ای، مبدل موردنظر طراحی شده و حجم و سطح کل مبدل به دست آمده است. در جداول ۵ و ۶ مقایسه‌ای بین سطح‌های حاصل از طراحی به‌کمک شاخص عملکرد (VPI) از مبدل جریان متقاطع ال‌ان‌جی با سطح به‌دست‌آمده از مبدل شبیه‌سازی‌شده انجام گرفته است.

طبق مقایسه سطوح جدول ۵، بین سطوح ثانویه مختلف، سطح  $ppf4645T$  برای سمت گرم و سطح  $ofs \frac{1}{10} - 27 - 03$  برای سمت سرد، کمترین سطح را به دست داده‌اند که برای سمت گرم  $422 m^2$  و برای سمت سرد  $556 m^2$  بوده‌اند. ضریب کلی انتقال حرارت  $785 (W/m^2K)$  بوده است که در حدود  $\frac{1}{8}$  برابر افزایش یافته است. سمت گرم در مقایسه با  $1933 m^2$  برای سطح گرم و  $3001 m^2$  برای سطح سرد مبدل موجود در شبیه‌سازی،  $\frac{1}{8}$  برابر و  $\frac{5}{1}$  برابر کاهش یافته است. پس از مقایسه سطوح به‌دست‌آمده موجود در جداول ۵ و ۶ سطح  $ofs \frac{1}{10} - 27 - 03$  برای سطوح سمت گرم و سرد انتخاب شده است؛ زیرا کمترین سطح را برای مبدل حاضر به دست داده است. همچنین به‌طور مثال، سطح کلی انتقال حرارت به‌دست‌آمده در یک افت فشار مشخص برای سطوح ثانویه  $ppf46.45T$  و  $lpf \frac{1}{2} - 6.06$  و  $ofs \frac{1}{10} - 27 - 03$  در نمودار ۳ با یکدیگر آورده شده و در نمودار ۴ و ۵ سطح انتقال حرارت به‌دست‌آمده برای سطوح سمت سرد و گرم حاصل از این سه سطح ثانویه مختلف با سطح انتقال حرارت سطوح سرد و گرم مبدل موجود در شبیه‌سازی مقایسه شده است.

جدول ۴- طراحی مبدل حرارتی موجود در شبیه‌سازی با جریان متقاطع و مقایسه نتایج

کار حاضر	مبدل شبیه‌سازی‌شده	
عدد رینولدز سمت سرد (۱)	410	2469
عدد رینولدز سمت گرم (۲)	-	102090
راندمان سطح سرد (۱)	-	0/56
راندمان سطح گرم (۲)	-	0/53
سطح کلی سمت سرد (۱) ( $m^2$ )	3001	575
سطح کلی سمت گرم (۲) ( $m^2$ )	1933	575
ضریب فیلم سمت سرد (۱) ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )	-	3980
ضریب فیلم سمت گرم (۲) ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )	-	4545
حجم کلی ( $m^3$ )	-	0/46
ضریب کلی انتقال حرارت × سطح ( $\frac{W}{K}$ )	$2/3 \times 10^6$	$4 \times 84/10^6$

در این طراحی، بیشترین افت فشار مجاز برای سطوح سمت سرد و گرم در نظر گرفته شده است. این افت فشار ماکزیمم مسبب داشتن بیشترین سرعت می‌شود که طبعاً افزایش رینولدز را به دنبال خواهد داشت. افزایش رینولدز طبق رابطه ناسلت بیشترین ضریب انتقال حرارتی را برای سطوح سمت سرد و گرم به دست می‌دهد، لذا ضریب کلی انتقال حرارت به ماکزیمم رسیده و طبق رابطه  $Q = UAF\Delta T_{LM}$  با

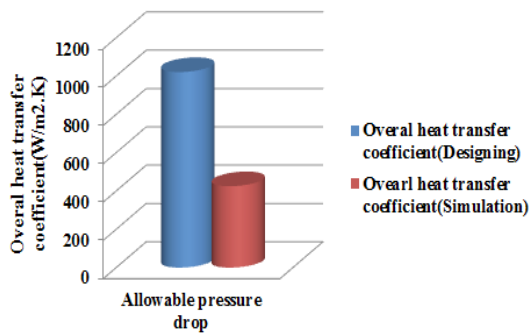
جدول ۵- مقایسه نتایج حاصل از طراحی به کمک VPI با سطوح متفاوت در سمت سرد و گرم و مبدل موجود در شبیه‌سازی

ردیف	شماره سطح سمت گرم	شماره سطح سمت سرد	عدد رینولدز سمت گرم	عدد رینولدز سمت سرد	حجم (m <sup>3</sup> )	سطح سمت گرم (m <sup>2</sup> )	سطح سمت سرد (m <sup>2</sup> )	ضریب انتقال حرارت کلی × سطح (W/m <sup>2</sup> K)	ضریب انتقال حرارت کلی (W/m <sup>2</sup> K)
مبدل شبه سازی شده						1933	3001	2.3×10 <sup>6</sup>	425
کار حاضر	ppf46.45T	ofs 1/10-27.03	107160	2629	0.61	1620	587	1.2723×10 <sup>6</sup>	785
	ppf11.11	lpf 3/8-6-06	366140	9524	1.041	605	450	6.2656×10 <sup>5</sup>	1034
	ppf46.45T	ppf30.33T	109260	3512	0.66	1553	830	8.8344×10 <sup>5</sup>	568
	ppf46.45T	lpf 1/4-11-11	79040	7363	1.014	3138	356	3.8250×10 <sup>6</sup>	1218
	ofs 1/10-27.03	lpf 3/8-11-1	80255	7793	0.76	1058	379	1.1948×10 <sup>6</sup>	1128
	ppf11.11	lpf 3/8-11-1	421360	6729	0.81	422	556	3.8310×10 <sup>5</sup>	906
	ppf46.45T	lpf 3/8-6-06	65549	10473	1.5	4711	346	5.8723×10 <sup>6</sup>	1246
	ppf46.45T	wpf11-5-3/8 w	69567	6521	1.35	4140	461	3.9966×10 <sup>6</sup>	965
	ppf30.33T	wpf11-5-3/8 w	148160	6353	1.32	2366	493	2.1649×10 <sup>6</sup>	914
	ppf25.79T	ppf30.33T	203480	3272	0.72	981	969	4.8956×10 <sup>5</sup>	498

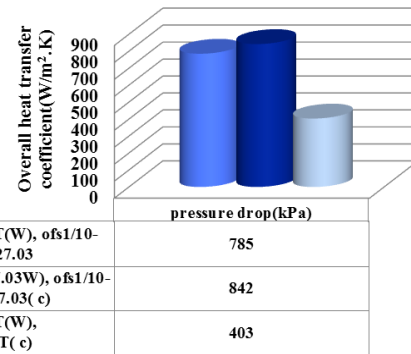
جدول ۶- مقایسه نتایج حاصل از طراحی به کمک VPI با سطوح یکسان در سمت سرد و گرم و مبدل موجود در شبیه‌سازی

ردیف	شماره سطح سمت گرم	شماره سطح سمت سرد	عدد رینولدز سمت گرم	عدد رینولدز سمت سرد	حجم (m <sup>3</sup> )	سطح سمت گرم (m <sup>2</sup> )	سطح سمت سرد (m <sup>2</sup> )	ضریب انتقال حرارت کلی × سطح (W/m <sup>2</sup> K)	ضریب انتقال حرارت کلی (W/m <sup>2</sup> K)
مبدل شبه سازی شده	-	-	-	-	6.04	1933	3001	2.3×10 <sup>6</sup>	425
کار حاضر	ofs 1/10-27-03	ofs 1/10-27-03	102090	2649	0.46	575	575	484150	842
	ppf46.45T	ppf46.45T	123040	1732	0.54	1201	1201	484003	403
	ppf30.33T	ppf30.33T	224480	3301	0.7	951	951	483108	508
	ppf25.79T	ppf25.79T	198290	3144	0.75	1039	1039	483135	465
	lpf 1/2-6-06	lpf 1/2-6-06	294120	9933	1.13	473	473	482933	1021
	wpf11-5-3/8 w	wpf11-5-3/8 w	201450	5662	1.16	664	664	483392	728

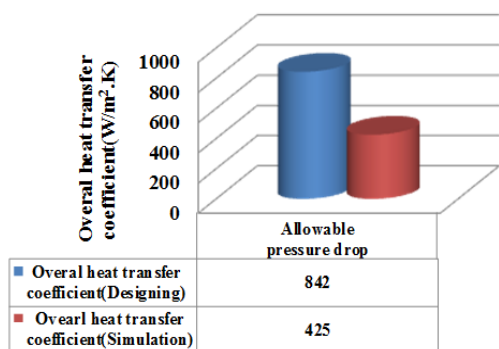




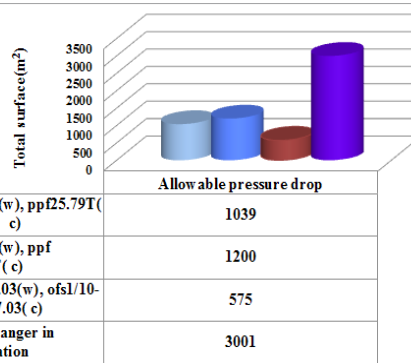
نمودار ۶- مقایسه حجم مبدل موجود در شبیه‌سازی با حجم مبدل طراحی‌شده



نمودار ۳- مقایسه سطح کلی انتقال حرارت با سطوح ثانویه مختلف در یک افت فشار مشخص



نمودار ۷- مقایسه ضریب کلی انتقال حرارت مبدل موجود در شبیه‌سازی با ضریب کلی انتقال حرارت مبدل طراحی‌شده

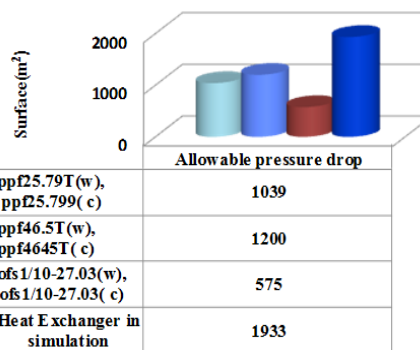


نمودار ۴- مقایسه سطح انتقال حرارت سمت سرد مبدل موجود در شبیه‌سازی سطح به‌دست‌آمده پس از طراحی بهینه آن

### ۱۰- نتیجه‌گیری

طراحی انجام‌شده نشان‌دهنده مبدل بهینه از نظر سطح و حجم و ضریب کلی انتقال حرارت در پروژه ایران ال‌ان‌جی است. در طراحی این مبدل لازم است مشخصات سطحی که در دو سمت فرایند حرارتی دخالت دارد در دست باشد. یک هدف معقول طراحی دسترسی به مبدلی با کمترین سطح محدودۀ ابعاد بلوک است. این هدف با اطمینان از دسترسی کامل به افت فشار مجاز جریان و همچنین انتخاب سطح انتقال حرارتی که راندمان بالایی داشته باشد محقق می‌شود. بین طراحی و انتخاب سطح به‌صورت هم‌زمان با استفاده از منحنی‌های VPI می‌توان ارتباط برقرار کرد.

الگوریتم طراحی ارائه‌شده فوق برای مثال درمورد پروژه ایران ال‌ان‌جی به کار گرفته شده و نتایجی که درمورد طراحی مبدل حرارتی پلیت‌فین با استفاده از برنامه رایانه‌ای به دست آمده توافق خوبی را با نتایج به‌دست‌آمده از مبدل شبیه‌سازی‌شده در سیکل مایع‌سازی ال‌ان‌جی نشان می‌دهد. همچنین با کمک شاخص عملکرد، فین‌هایی انتخاب شده‌اند



نمودار ۵- مقایسه سطح انتقال حرارت سمت گرم مبدل موجود در شبیه‌سازی با سطح به‌دست‌آمده پس از طراحی بهینه آن

در نمودارهای ۶ و ۷ حجم و ضریب کلی انتقال حرارت کلی برای مبدل موجود در شبیه‌سازی و مبدل طراحی‌شده با یکدیگر مقایسه شده‌اند، همان‌طور که مشخص است حجم مبدل طراحی‌شده نسبت به مبدل موجود در شبیه‌سازی ۵/۴ برابر کاهش و ضریب کلی انتقال حرارت آن ۲/۴ برابر افزایش یافته است.

### حروف یونانی

$\alpha$	نرخ سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به حجم کلی مبدل ( $\frac{m^2}{m^3}$ )
$\beta$	نرخ سطح انتقال حرارت کلی یک سمت مبدل به حجم بین صفحات آن سمت ( $\frac{m^2}{m^3}$ )
$\delta$	فاصله صفحات
$\eta$	راندمان فین
$\mu$	ویسکوزیته ( $\frac{kg}{ms}$ )
$\rho$	دانسیته ( $\frac{kg}{m^3}$ )
$\sigma$	نسبت سطح آزاد جریان به سطح جریان در یک سمت مبدل
$\sigma$	ضخامت فین ( $m^2$ )
<b>زیرنویس‌ها</b>	
T	کل
C	سرد
H	گرم

### ۱۱- مراجع

- [1] Baek, S., Hwang, Lee, Jeong and Choi. "Novel design of LNG (liquefied natural gas liquefaction process)", Energy convection and management, Vol. 52, Issues 8-9, pp: 2807-2814, 2011.
- [2] Cesar Paclo, Julio, "A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications", Cryogenics, Vol. 51, Issue 7, pp: 366-379, 2011.
- [3] Fossas, Joan Soler, "Modeling of multi stream LNG heat exchanger", A thesis for degree of MSc Norwegian university of science and technology, 2011.
- [4] Fredheim AO, H.R., "Possibilities of cost reductions in base-load", EURO GAS96, Proceedings from the European applied research conference on natural gas, p: 101, 1996.
- [5] Jafari Nasr, M.R., A. Kalantari, "Choose surface & design of plate fin heat exchanger by

که منجر به حصول سطح‌هایی شده‌اند که تا چندین برابر نسبت به سطح مبدل حاصل از شبیه‌سازی کوچک‌تر هستند. سطح سرد و گرم مبدل طراحی شده به ترتیب ۵/۲ برابر و ۳/۳ برابر نسبت به مبدل شبیه‌سازی شده کاهش داشته و ضریب کلی انتقال حرارت آن ۲ برابر افزایش یافته است. با توجه به این کاهش چشمگیر در کاهش سطح، کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری فرایند تولید ال‌ان‌جی را به دنبال خواهیم داشت.

### ۹- فهرست نمادها

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 ( $\frac{J}{kg \cdot K}$ )
$d_h$	قطر هیدرولیکی ( $m^2$ )
f	ضریب اصطکاک سیال در لوله، فاکتور اصطکاک
$f_g$	نسبت مساحت سطح ثانویه به مساحت سطح کل

### انتقال حرارت

h	ضریب انتقال حرارت ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )
J	فاکتور حرارتی کولبورن
$K_h$	ثابت ابعادی
$K_p$	ثابت ابعادی
k	هدایت حرارتی ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )
m	شدت جریان جرمی
Pr	عدد پرانتل
$\Delta P$	افت فشار
Q	بار حرارتی
R	مقاومت رسوب‌گرفتگی ( $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ )
St	عدد استانتون
$\Delta T_{LM}$	اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی ( $^{\circ}K$ )
$\Delta t$	اختلاف درجه حرارت دو سر جریان ( $^{\circ}K$ )
Re	عدد رینولدز
U	ضریب انتقال حرارت کلی ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )
V	حجم مبدل ( $m^3$ )
VPI	شاخص عملکرد حجم
x	ضریب هم‌بستگی فاکتور اصطکاک
y	توان هم‌بستگی فاکتور اصطکاک

RDA method”, RIPI, No. 10, 2005.

[6] Jafari Nasr, M.R., A.T., Zoghi and H.R., Khakdaman, “Performance evaluation of heat transfer enhancement in heat exchanger design”, RIPI, No. 43, 2002.

[7] Kays, W.M. and A.L. London, “Compact heat exchanger”, McGraw Hill, 1984.

[8] Nunez, M., G.T., Polley, E., Reyes and A., Munoz, “Surface selection and design of plate-fin heat exchangers”, Applied thermal engineering, pp: 19- 917- 931, 1999.

[9] Saffari, Hamid, “Modeling and optimization of C3MR LNG plant efficiency by change of mixed refrigerants’ components”, LNG research laboratory, School of mechanical engineering, Iran university of science and technology, 2011.

[10] Sanggyu, Lee. And Ngyyen Van Duc long, “Design and optimization of natural gas liquefaction and recovery process for offshore floating liquefied natural gas plants”, School of chemical engineering, Yeungnam university, Industrial and chemical engineering research, Gyeongsan 712-749 South Korea, 2012.

[11] Walker, V., and D., Wilkie, “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, pp: 26, 1967.

[12] Wang, L. and Sunden, “Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications”, Applied thermal engineering, 23-295-311, 2003.

[13] Wang, M. and Zhang Jian, “Optimal design and operation C3MR refrigeration system for natural gas liquefaction”, Computer & chemical engineering, Vol. 36, pp: 48-95, 2012.



# A Novel Design for Plate Fin Heat Exchanger in LNG Propane Precooled Cycle

Mohammad Reza Jafari Nasr<sup>1\*</sup>, Elham Mohamadi<sup>2</sup>

1-Research Institute of Petroleum Industry (RIPI), P.O. Box 14665-137,

West Blvd. of Azadi Sport Complex, Tehran, Iran

2-Faculty of Engineering, Chemical Engineering Group, Science & Research Branch,

Azad University, Tehran, Iran

Corresponding Author, Email: nasrmrj@ripi.ir

## Abstract

*The most important elements in liquefaction process are heat exchangers that are Plate Fin or Spiral Wounded. In this paper, IRAN LNG liquefaction cycle is simulated using Aspen-Hysys software. Then a procedure for designing plate fin heat exchanger is developed. Moreover, the paper also presents a new method to select the best secondary surface.*

*The obtained surfaces by traditional simulation for cold and warm ends of heat exchanger and overall heat transfer coefficient are 3001 m<sup>2</sup>, 1933 m<sup>2</sup> and 425 W/m<sup>2</sup>.K. After designing the optimized heat exchanger using the newly developed Rapid Design Algorithm (RDA), the obtained surfaces for cold and warm ends and the overall heat transfer coefficients were 575 m<sup>2</sup> and 842 W/m<sup>2</sup>.K, respectively. This study shows a significant reduction in designing a compact heat exchanger with cold end surface, warm ends surface, and an increase in overall heat transfer coefficient which are 2.5, 3.3 and 2 times lower and higher, respectively.*

**Keywords:** *Liquefied Natural Gas, Volume Performance Index (VPI), Rapid Design Algorithm.*

