

## شبیه‌سازی عددی و تحلیل مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای شیاردار جهت استتار حرارتی سازه‌های مدفون

حسن رادمرد<sup>۱\*</sup>، علی شریفی<sup>۲</sup>، محمود سالاری<sup>۳</sup>

۱- مربی، دانشگاه افسری امام حسین (ع)، ۲- کارشناس ارشد، ۳- دانشیار، دانشگاه جامع امام حسین (ع)

(دریافت: ۹۵/۰۲/۱۴، پذیرش: ۹۵/۱۰/۲۲)

### چکیده

گزارش‌ها نشان می‌دهند اختلاف دمای حدود ۲ تا ۸ درجه سلسیوس هوای خروجی از سازه‌های مدفون با محیط اطراف توسط حسگرهای مادون قرمز حرارتی دشمن قابل شناسایی است. در این مقاله با هدف استتار حرارتی یا حداقل مشکل کردن شناسایی سازه امن مدفون توسط این سامانه‌ها، ایده استفاده از مبدل حرارتی هوا به هوا جهت هم دما سازی هوای اگزاست سازه امن با محیط خارج مطرح و یک نمونه مبدل هوا به هوای شیاردار تحلیل و طراحی شده است. در تحقیق حاضر ابتدا به فرمولاسیون و تحلیل این مبدل‌ها پرداخته شده آنگاه با کدنویسی در نرم‌افزار متلب و با هدف دستیابی به حداکثر انتقال حرارت و حداقل افت فشار، زاویه شیار و تعداد صفحات بهینه مبدل تعیین شده است. در ادامه تأثیر جنس صفحات بر میزان انتقال حرارت و مقاومت در برابر تغییر شکل نیز توسط نرم‌افزار ANSYS بررسی شده است. آنگاه اطلاعات هندسی به دست آمده از حل تحلیلی، در نرم‌افزار ASPEN شبیه‌سازی و تحلیل شده است. روند حل تحلیلی و هندسه به دست آمده با مقالات معتبر مورد اعتبارسنجی قرار گرفته و صحت نتایج تأیید شده است. در نهایت در یک مطالعه موردی ضمن لحاظ کردن محدودیت‌ها، مبدل لازم طراحی شده و نتایج نشان می‌دهند که برای استتار حرارتی یک سازه امن مدفون با اگزاست ۱۰۰۰۰ cfm و دمای ۲۲ °C به محیطی با دمای ۲۰ °C- یک مبدل صفحه‌ای فولادی ۱۶۱ صفحه‌ای با زاویه شیار ۴۵ و ارتفاع ۲ متر نیاز است.

**کلیدواژه‌ها:** استتار حرارتی، سازه امن مدفون، مبدل حرارتی صفحه‌ای شیاردار

## Numerical Simulation and Analysis of Chevron Type Heat Exchangers for Thermal Camouflage of Buried Structures

H. Radmard\*, A. Sharifi, M. Salari

Imam Hossein University

(Received: 03/05/2016; Accepted: 11/01/2017)

### Abstract

The reports have shown that the existed thermal I.R sensors are able to sense the temperature difference 2°C to 8 °C between buried spaces exhaust air and ambient with a good accuracy. In this paper, in order to minimize the probability of identifying safe buried structures by spy satellites and increasing their thermal camouflage, a plate heat exchanger for reducing the temperature of the exhaust air of buildings to ambient temperature is proposed. The technical specification of the proposed chevron type heat exchanger is determined based on the traditional design approaches. A MATLAB program code is developed for analysis of these heat exchangers and finding the optimized angle of grooves and estimating number of plates. The ANSYS software is also used to analysis the effects of plate materials on total heat transfer and their strength to deformation. Then the designed heat exchanger, under the same operating conditions with the analytical approach, is analyzed again by the ASPEN software. The analytical solutions and the numerical results were validated with approved results reported in the literature and a good consistency was observed. Finally as a case study, the groove angles, required number of plates and other geometrically data is calculated for a heat exchanger of a safe buried structure. The results showed that a plate heat exchanger, made by 161 stainless steel plates with 2m in height and 45 degrees groove angle, is needed for thermal camouflage of a safe buried building with 10000 CFM exhaust air at 22°C to an ambient at -20°C.

**Keywords:** Thermal Camouflage, Buried Safe Structures, Chevron Type Heat Exchanger

\*Corresponding Author E-mail: Hassan.radmard@gmail.com

## ۱. مقدمه

کشورهای مختلف جهان از تأسیسات مستحکم برای پنهان‌سازی و حفاظت از رهبران سیاسی، فرماندهان ارشد نظامی و کارکنان بخش صنایع کلیدی، سلاح‌ها، مهمات، تجهیزات و سایر امکانات و فعالیت‌ها، استفاده می‌نمایند. وجود چنین تأسیساتی که هدف‌های سخت ژرفانهفت<sup>۱</sup> نامیده می‌شود، تهدیدی برای اهداف امنیت ملی کشور مقابل محسوب می‌گردد. این تأسیسات شامل پناهگاه‌های سخت در سطح زمین و تأسیسات زیرزمینی تونل‌دار می‌شود. به ویژه اینکه، اکثر تأسیسات فرماندهی و کنترل زیرزمینی و تونل‌های محل استقرار موشک‌ها، در عمق ۱۰۰ تا ۴۰۰ متری زیرزمین قرار دارند. تعداد کمی از این هدف‌ها در عمق ۵۰۰ یا حتی ۷۰۰ متری زیرزمین و در میان سنگ‌های آهکی و گرانیتی قرار دارند [۱]. اختفاء تأسیسات زیرزمینی می‌تواند نقش تعیین‌کننده‌ای در کارآمدی طرح‌های پدافند غیرعامل داشته باشد. نخستین گام در این جهت آگاهی از روش‌های شناسایی تأسیسات زیرزمینی و آگاهی از خصوصیات سلاح‌های نفوذگر است.

امروز یکی از سیاست‌های دفاعی کشور که تا حد زیادی اثر بازدارندگی نیز داشته و خشم دشمنان را برافروخته است، نمایش انبارهای موشکی زیرزمینی از رسانه‌های عمومی و آزمایش موشک‌های بالستیک بوده است. در چنین شرایطی دشمنان که توان نظامی کشور را دائم رصد می‌کنند به کمک روش‌های سنجش از دور با استفاده از ماهواره‌ها یا پرند‌های بدون سرنشین به دنبال شناسایی این انبارها و سایر فضاهای زیرزمینی حیاتی کشور هستند تا در صورت حمله در کوتاه‌ترین زمان بیشترین آسیب را تحمیل نمایند. بنابراین تحقیق در مورد راه‌های استتار حرارتی این سازه‌ها در شرایط حساس کشور اهمیت و ضرورت فوق‌العاده‌ای دارد.

اختلاف دمای هوای خروجی از سازه امن مدفون با دمای محیط که در زمستان به بیش از ۴۵ درجه سلسیوس هم می‌رسد موجب شناسایی سریع این فضاها توسط سنجنده‌های حرارتی می‌شود. در زمستان هوای گرم خروجی از سازه زیرزمینی موجب باز شدن برف در اطراف دهانه شده حتی با چشم غیر مسلح هم می‌توان این سازه‌ها را شناسایی کرد [۲]. بنابراین از الزامات اختفاء، عدم بالا رفتن دمای هوای خروجی سازه مدفون به دلیل فعالیت‌های درون سازه‌ای است. برای این منظور می‌توان از مبدل‌های حرارتی برای تهویه هوای درون سازه و همچنین ایجاد شرایط تعادل حرارتی با هوای روی سطح زمین استفاده کرد. این امر سبب اختفای حرارتی سازه می‌شود. مبدل‌های حرارتی

صفحه‌ای از نوع شیردار<sup>۲</sup>، به دلیل بازده بالای حرارتی و انعطاف‌پذیری و سهولت تمیزکاری در عملیات‌های سرمایه‌ش، گرمایش و بازیافت انرژی در صنایع شیمیایی، غذایی و داروسازی بسیار پر کاربرد است [۳]. مطالعات تجربی گسترده‌ای روی انتقال حرارت مبدل‌های صفحه‌ای از نوع شیردار به عمل آمده است. فوک و همکارانش [۴]، مطالعاتی بر روی اثر زوایای شیرهای صفحات مبدل و عملکرد هیدرولیک حرارتی انجام داد. وی در آزمایش خود برای هفت زاویه متفاوت (۰، ۳۰، ۴۵، ۶۰، ۷۲، ۸۰ و ۹۰ درجه) در اعداد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۱۰۰۰۰ مشاهده نمود که تغییر زاویه شیرها بر ساختار جریان تأثیر می‌گذارد که این امر عامل اصلی اثرگذار بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی درون مبدل است. گوت و پینتو [۵]، به ارائه یک الگوریتم بهینه‌سازی برای طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای پرداخت و تابع هدف در الگوریتم خود دستیابی به حداقل افت فشار قرار داد. لوان و همکارانش [۶]، یک نوع آرایش شیر برای صفحات مبدل ارائه کردند که در این نوع آرایش در هر دو نتایج آزمایشگاهی و تحلیل عددی نشان داد که مقاومت جریان برای سیال کاری آب نسبت به آرایش‌های تجاری موجود بیشتر ۵۰ درصد کاهش یافته و متناظر با آن میزان انتقال حرارت حدود ۲۰ درصد نیز کاهش یافته است. لونگو [۷]، در آزمایش تجربی خود با استفاده از چگالش مبرد HFC-134a در یک سمت از مبدل حرارتی، اثرات شار جرمی مبرد، دمای اشباع و مافوق گرم بخار را مورد بررسی قرار داد. تیواری و همکارانش [۸]، در پژوهش خود به عملکرد انتقال حرارت درون مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای با سیال کاری نانو (CeO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, TO<sub>2</sub>) در شرایط دبی جرمی متغیر و طیف گسترده‌ای از غلظت سیال بررسی نمود. وی مشاهده کرد که استفاده از سیال آب و CeO<sub>2</sub> با غلظت کم در میان دیگر انواع نانو سیال سبب افزایش ۱۶ درصدی عملکرد مبدل می‌شود. مولی و منگلیک [۹]، در پژوهش خود که برای سیال تک فاز آب به آب انجام شد به محاسبه رابطه بین ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای محدوده زاویه شیرها  $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$  و  $Re \geq 1000$  و  $2 \leq Pr \leq 6$  پرداختند.

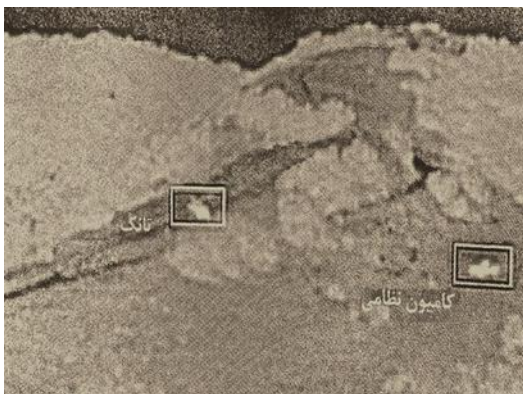
در مقاله حاضر برای اولین بار ایده استفاده از مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای شیردار جهت استتار حرارتی سازه‌های امن مدفون مطرح شده و با استفاده از روابط تحلیلی و شبیه‌سازی‌های نرم‌افزاری مسئله در نرم‌افزار ASPEN تحلیل شده است. مقایسه نتایج با داده‌های تجربی سایر محققان طی یک مطالعه موردی، امکان‌پذیری دسترسی به اختلاف دمای لازم برای استتار حرارتی سازه‌های امن توسط این روش اثبات شده است.

<sup>2</sup> Chevron Type<sup>1</sup> Hard and Deeply Buried Targets (HDBT)

بورس خط‌هایی در حدود ۳ تا ۸ درجه سلسیوس را از خود نشان می‌دهد [۱۰]. منبع برآورد خطاها ناشی از الف) فرضیه‌های مورد استفاده جهت محاسبات معادلات چند پنجره‌ای، ب) تغییرات ناشناخته در گسیل‌مندی طیفی، تغییرات توابع پاسخ طیفی بین ماهواره‌ها و ج) عدم انطباق میان مشاهدات زمینی و میدان دید ماهواره است. شکل (۱) یک دمانگاره از سنجنده حرارتی FLIR<sup>۱</sup> هوایی را نشان می‌دهد، در این تصویر یک تانک و یک کامیون نظامی قابل تشخیص است.

جدول ۱. معادلات مورد استفاده در برآورد دمای سطح [۱۰]

$T_s = 1/0.35T_f + 2/0.46(T_f - T_d) - 10/934$	Mc Clain
$T_s = T_f + 2/33(T_f - T_d)$	Price
$T_s = 1/274 + T_f + 2/63(T_f - T_d)$	Becker
$T_s = T_f + 2/45(T_f - T_d)$	Prata
$T_s = 1/0.6(T_f - T_d) - 0/46(T_f - T_d)^2$	Sobrinho
$T_s = T_f + 1/8(T_f - T_d)$	Olivieri



شکل ۱. تصویربرداری توسط سنجنده‌های FLIR هوایی [۱۱]

با توجه به اینکه سازه‌های زیرزمینی غالباً در مناطق کوهستانی احداث می‌شوند در صورتی که برای استتار حرارتی آن‌ها تدبیری اندیشیده نشود هوای گرم دهانه‌های تخلیه هوا برف محیط اطراف را ذوب کرده به راحتی و بدون استفاده از چشم مسلح، سازه مدفون را قابل شناسایی خواهد کرد. استتار حرارتی این فضاها می‌تواند به روش‌های مختلفی ایجاد شود. در مرجع [۱۲] به برخی از این روش‌ها از جمله مخلوط کردن هوای خروجی با هوای محیط، استفاده از پتوهای جاذب حرارت و مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای اشاره شده است.

**مبدل حرارتی صفحه‌ای:** این نوع مبدل‌های حرارتی، از صفحات نازک که کانال‌های جریان را تشکیل می‌دهد، ساخته می‌شوند. جریان‌های سیال، توسط صفحات مسطح که یا به صورت صاف و

**تحلیل سیگنال‌های مادون‌قرمز در سنجش از دور:** به طور کلی می‌توان گفت پاسخ به این سؤال که سنجنده‌های حرارتی دشمن توانایی شناسایی چه میزان اختلاف دمای هوای خروجی سازه امن با محیط را دارند، بسیار مشکل است. چرا که اولاً این موضوع از اطلاعات سری قابلیت‌های تجهیزات ماهواره‌ای یا هوایی دشمن بوده و به راحتی در دسترس نیست و ثانیاً این امر به عوامل مختلفی از جمله ارتفاع سنجنده از زمین، شرایط جوی و... بستگی دارد. به هر حال در این قسمت به طور مختصر به معادلات گسیل‌مندی امواج مادون‌قرمز اشاره می‌شود.

انرژی تابشی آشکار شده توسط سنجنده‌های حرارتی، ترکیبی است از انرژی گسیلی از سطح زمین که از میان جو عبور می‌کند و انرژی که توسط جو گسیل می‌گردد. این جفت شدگی زمین - جو، سبب پیچیدگی تفسیر سیگنال سنجنده شده از راه دور می‌شود [۱۰]. باندهای حرارتی سنجنده‌های سنجش از دور، طول موج‌ها را در ناحیه پنجره‌ای طیف الکترومغناطیس، تقریباً بین ۸ تا ۱۴ میکرومتر قابل مشاهده می‌سازد.

بخش عمده تابندگی الکترومغناطیسی مشاهده شده ناشی از سطح زمین بوده در حالی که باقی سیگنال از جو زیر ۲ کیلومتر ناشی می‌شود. پروفایل بخار آب و دمای هوا هر دو تابندگی حرارتی را تحت تأثیر قرار می‌دهند. تقریباً ۸۰٪ انرژی دریافتی سنجنده‌های حرارتی، در ناحیه طول موجی ۱۲/۵-۱۰/۵ میکرومتر است که توسط سطح زمین گسیل می‌شود. بنابراین، دمای سطح، ساده‌ترین متغیری است که از سیگنال مادون‌قرمز حرارتی می‌توان استخراج کرد. تحقیقات بسیاری در برآورد دمای سطح زمین توسط سنجنده AVHRR انجام شده که رهیافت آن، موسوم به روش چند پنجره‌ای است. جهت تصحیح اثرات جوی دماهای سطح دریا و زمین، از تفاوت دمای درخشندگی استفاده شده است.

جدول (۱) معادلات چند پنجره‌ای توسط پژوهشگران را نشان می‌دهد. در این معادلات  $T_s$  دمای سطح زمین و  $T_5$  و  $T_4$  دماهای سنجش شده توسط کانال‌های ۴ و ۵ سنجنده است. مدل ساب‌رینو<sup>۱</sup> به دلیل مرتبه دوم بودن و تغییرات غیر خطی اختلاف بین  $T_5$  و  $T_4$  از دقت بالای به نسبت دیگر مدل‌ها در محاسبه دمای سطح برخوردار است [۱۰].

مشاهدات سنجنده‌ها از سایت‌های فایف<sup>۲</sup>، هاپکس- ساحل<sup>۳</sup>، بورس<sup>۴</sup> میزان خطا در سنجش را نشان می‌دهد. برای تمامی این حالات، با وجود استفاده از داده‌های ماهواره نوآ-۱۱، نتایج سایت

<sup>۱</sup> Sobrinho

<sup>۲</sup> Fife

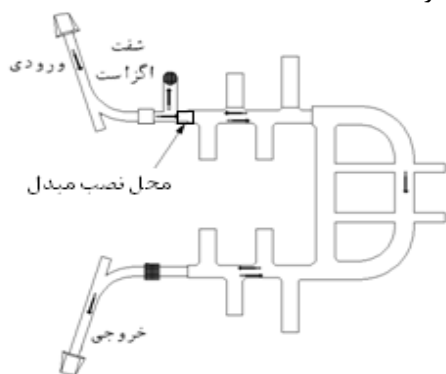
<sup>۳</sup> Hapex-Sahel

<sup>۴</sup> Boreas

<sup>۵</sup> Forward Looking Infrared

## ۱-۲. الگوریتم تحلیل مبدل حرارتی

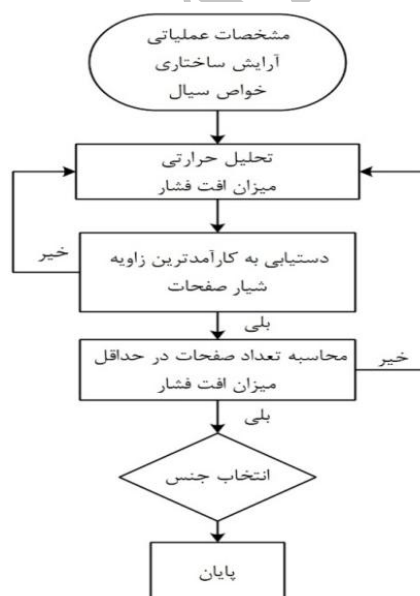
طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای، شامل سه بخش اصلی تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل سازه‌ای و بهینه‌سازی است. در بخش بهینه‌سازی، تعیین میزان شیار کارآمد و متناسب با آن تعداد صفحات مورد نیاز برای کل مجموعه محاسبه خواهد شد [۱۴]. در روند حل تحلیلی برای طراحی مبدل حرارتی از دو کدنویسی برای بهینه‌سازی پارامترهای مهم از قبیل زاویه شیار و تعداد صفحات استفاده شده است. کدها بر پایه آزمون و خطا بنا شده است که در ادامه نتایج از حل تحلیلی مسئله مورد نظر به تفصیل ارائه می‌گردد.



شکل ۳. پلان سازه دفاعی زیرزمینی

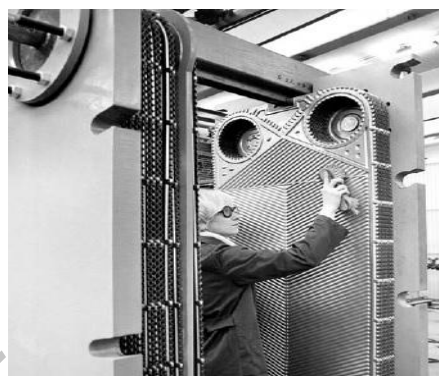
جدول ۲. خصوصیات عملکردی سیال گرم و سرد گذرنده از مبدل

خواص	سیال گرم (هوا)	سیال سرد (هوا)
دبی جرمی	۵/۶۱۶۱ (kg/s)	۶/۱۷۷۸ (kg/s)
دمای ورودی	۳۴/۸°C	-۲۰°C
دمای خروجی	-۱۸°C	....
ظرفیت گرمایی	۱/۰۰۴ (KJ/kg.k)	
گرانروی	۰/۰۰۰۱۹ (kg/m.s)	۰/۰۰۰۱۷ (kg/m.s)



شکل ۴. الگوریتم روند تحلیل و بهینه‌سازی مبدل حرارتی

یا موج‌دار هستند، از هم جدا می‌شوند. مبدل‌های صفحه‌ای واشردار شکل (۲) شامل تعدادی از صفحات نازک با سطح چین‌دار یا موج‌دار است که سیال‌های گرم و سرد را از یکدیگر جدا می‌کند. طراحی و واشربندی مناسب، امکان آن را ایجاد می‌کند که مجموعه‌ای از صفحات، توسط پیچ‌ها که از صفحات ابتدا و انتها نیز می‌گذرند، در کنار یکدیگر نگه داشته شوند. واشرها از نشتی به بیرون جلوگیری می‌کنند و سیال‌ها را در صفحات، به شکل مورد نظر، هدایت می‌نمایند [۱۳].



شکل ۲. مبدل حرارتی شیاردار برای جریان ناهم‌سو [۱۴]

## ۲. بیان مسئله

در شکل (۳) پلان یک نمونه سازه امن مدفون نشان داده شده است. کاربری این سازه انبار تجهیزات دفاعی و همچنین پناهگاه بوده و در اطراف تهران قرار دارد. پس از طراحی تأسیسات مکانیکی سازه، میزان هوای تازه مورد نیاز و در نتیجه هوای تخلیه از سازه 10000 cfm و دمای داخل ۲۲ سلسیوس طراحی شده است. بنا بر سوابق آمار سازمان هواشناسی، در بیست سال گذشته دمای سردترین روز محیط اقلیم منطقه به ۲۰- درجه سلسیوس رسیده است. با توجه به محیط کوهستانی و پوشش برف در زمستان، حرارت هوای خروجی از سازه در کانال تخلیه موجب ذوب برف در اطراف دهانه شده و با چشم غیر مسلح سازه شناسایی می‌شود.

با هدف استتار حرارتی این سازه می‌بایست هوای خروجی از مبدل حرارتی صفحه‌ای حد اکثر به ۱۸- درجه سلسیوس برسد تا توسط سنجنده‌های حرارتی قابل سنجش و شناسایی نباشد. برای جبران افت فشار ناشی از مبدل و افت‌های استاتیکی و دینامیکی کانال و اتصالات به ناچار از فن افزایش فشار استفاده شده و به واسطه این افزایش فشار، دمای سیال به ۳۴/۸ درجه سلسیوس رسیده است. از طرف کاربر محدودیت ارتفاع در محل نصب مبدل ۲ متر اعلام شده و سایر شرایط کاری در جدول (۲) ارائه شده است. مطلوب مسئله، مشخصات هندسی این مبدل شامل ابعاد، زاویه شیار، تعداد بهینه و جنس صفحات این مبدل است.

در معادله (۳)،  $h_h (w/m^2 \cdot ^\circ K)$  و  $h_c (w/m^2 \cdot ^\circ K)$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای سیال گرم و سرد،  $t$  ضخامت صفحه و  $k$  ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای سیال گرم و سرد از رابطه (۶) و (۷) محاسبه می‌شود. زیرنویس  $h$  و  $c$  مربوط به سیال گرم و سرد است.

$$Nu_h = \frac{h_{h,f} D_h}{k_{h,f}} \quad (6)$$

$$Nu_c = \frac{h_{c,f} D_h}{k_{c,f}} \quad (7)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از روش کاکاک و لیو [۱۴]، ابتدا به محاسبه عدد ناسلت را برای مبدل حرارتی صفحه‌ای پرداخته می‌شود.

$$Nu = C_h \left( \frac{D_h G_c}{\mu} \right)^n \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (8)$$

که ضرایب ثابت  $C_h$  و  $n$  با توجه رژیم جریان و زاویه شیارها در جدول (۴) ارائه شده است. رژیم جریان به عدد رینولدز درون صفحات مبدل‌های صفحه‌ای وابسته است که از طریق سرعت جرمی سیال در کانال به دست می‌آید [۱۴].

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \quad (9)$$

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (10)$$

که مقدار  $G_c$  سرعت جرمی کانال،  $N_{cp}$  تعداد کانال‌های درون یک گذر است، که مقدار آن برای سیال سرد و گرم مساوی است.

$$N_t = (n_p N_{cp})_c + (n_p N_{cp})_h + 1 \quad (11)$$

$n_p$  تعداد گذرگاه درون مبدل است [۱۵]. میزان حرارت انتقالی کل، برای سیال گرم و سرد از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{h,f} = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{c,f} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (13)$$

جدول ۴. ثابت‌های انتقال حرارت برای مبدل حرارت صفحه‌ای [۱۴]

$Re$	$C_h$	$n$	زاویه شیار (شیار)
$Re < 10$	$0.718$	$0.349$	$45^\circ$
$10 \leq Re \leq 100$	$0.400$	$0.598$	
$Re > 100$	$0.300$	$0.668$	

#### ۴-۲. سطح تبادل حرارت

شیارهای موجود در صفحات، سبب افزایش سطح انتقال حرارت به نسبت صفحات بدون شیار می‌شوند. نسبت طول توسعه یافته به طول را ضریب رشد سطح تعریف می‌کنند که به زبان ساده نسبت طول توسعه یافته به طول صفحه تخت است.

#### ۲-۲. فرضیات و محدودیت‌های مسئله

در تحلیل مبدل‌های حرارتی از فرضیاتی جهت ساده‌سازی فرمولاسیون استفاده می‌شود که شامل:

- عملکرد مبدل حرارتی در شرایط پایدار،
- انتقال حرارت به اطراف (محیط) ناچیز است،
- هیچ منبع تولید گرما در مبدل وجود ندارد،
- دمای محیط آزمایش ۲۵ درجه سلسیوس،
- مقاومت حرارتی در طول صفحات مبدل ثابت است.

با توجه به هدف مسئله طراحی مبدل حرارتی برای تونل‌های زیرزمینی، از این رو محدودیت‌های را به همراه دارد. پارامترهای هندسی صفحات طبق استاندارد ASME<sup>۱</sup> متعارف طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای انتخاب و در جدول (۳) ارائه شده است.

جدول ۳. پارامترهای هندسی در طراحی مبدل حرارتی

پارامتر	مقدار
محدودیت ارتفاع	$h_p \leq 2m$
ضخامت صفحه	$t = 0.6mm$
ضریب رشد سطح	$\phi = 1/20$
تعداد گذرگاه	$N_p = 1$
پارامتر توزیع جریان یکنواخت	$L_p/L_w \leq 1/8$

#### ۳-۲. نظریه انتقال حرارت در مبدل

قانون اول ترمودینامیک بیان می‌کند که انرژی نمی‌تواند خلق و یا نابود شود، بلکه تنها می‌تواند تغییر شکل دهد. بنابراین هر جزئی از انرژی در فرآیند باید در نظر گرفته شود. در یک مبدل حرارتی میزان انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم به صورت رابطه (۱) و در حالت کلی به صورت رابطه (۲) نشان داده می‌شود: [۱۴].

$$Q_r = (\dot{m} \cdot C_p)_c (T_{c,2} - T_{c,1}) \quad (1)$$

$$= (\dot{m} \cdot C_p)_h (T_{h,2} - T_{h,1}) \quad (2)$$

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} \quad (3)$$

که در آن،  $U (w/m^2 \cdot ^\circ K)$  ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه (۳) محاسبه می‌شود،  $A$  سطح مؤثر کل و  $\Delta T_{lm}$  اختلاف دمای میانگین لگاریتمی است که از رابطه (۴) برای جریان ناهم‌سو به دست می‌آید.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (3)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{((T_{h,f,in} - T_{c,f,out}) - (T_{h,f,out} - T_{c,f,in}))}{\ln\left(\frac{(T_{h,f,in} - T_{c,f,out})}{(T_{h,f,out} - T_{c,f,in})}\right)} \quad (5)$$

<sup>1</sup> American Society of Mechanical Engineers

$$G_p = \frac{4m}{\pi D_p^2} \quad (20)$$

در نهایت افت فشار کلی مجموعه حاصل مجموع افت در کانال و مجرا است.

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (21)$$

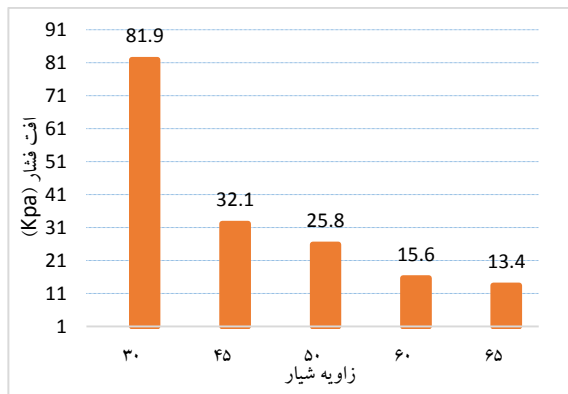
جدول ۵. ثابت‌های افت فشار برای مبدل حرارت صفحه‌ای [۱۳]

زاویه شیار	$m$	$k_p$	$Re$
۴۵°	۱/۰۰۰	۴۷/۰۰	$Re < 10$
	۰/۶۵۲	۱۸/۲۹	$10 \leq Re \leq 100$
	۰/۲۰۶	۱/۴۴۱	$Re > 100$

### ۳. تحلیل مبدل صفحه‌ای شیاردار

#### ۳-۱. بهینه‌سازی شیار

در این پژوهش با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار متلب، به بهینه‌سازی شیاردار در شرایط عملکردی یکسان پرداخته شده است. هدف، دستیابی به میزان ضریب انتقال حرارت بالا در افت فشار کم است. نتایج کدنویسی با استفاده از روابط تحلیلی نشان می‌دهد که میزان انتقال حرارت و متناسب با آن افت فشار درون مبدل در زاویه شیار ۴۵ درجه به نسبت دیگر زوایا در شرایط بهینه قرار دارد. شکل‌های (۶ و ۷) که از حل تحلیلی به دست آمده نشان می‌دهد، میزان انتقال حرارت و افت فشار، با افزایش زاویه شیارها کاهش می‌یابد. این امر به دلیل ایجاد ورتکس و جریان چرخشی میان دو صفحه است که باعث کاهش ضریب انتقال حرارت و متناسب با آن میزان عدد ناسلت شده و افت فشار نیز کاهش می‌یابد. برای تأمین میزان انتقال حرارت مشخص درون مبدل می‌بایست سطوح تبدالی را افزایش داد که این امر نیز سبب افزایش افت فشار سیال درون صفحات و همین‌طور افزایش هزینه ساخت صفحات خواهد شد.



شکل ۶. اثر تغییر زاویه شیار بر میزان افت فشار

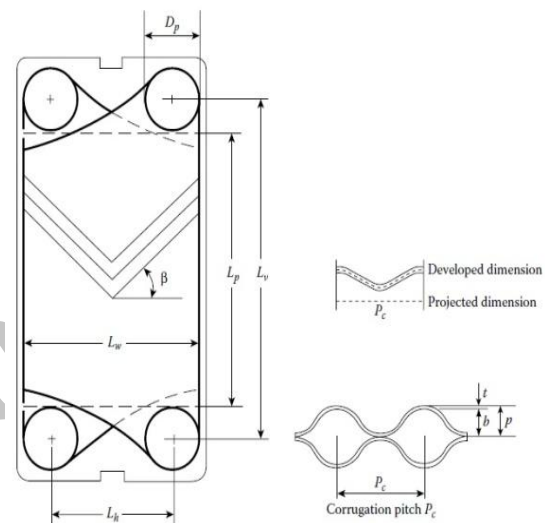
$$\phi = \frac{A_1}{A_p} \quad (14)$$

$$A_{1p} = L_p \times L_w \quad (15)$$

$A_1$  سطح کلی مورد نیاز برای تبادل حرارت،  $A_{1p}$  سطح مورد نیاز به همراه شیار،  $L_p$  طول مؤثر افقی صفحه و  $L_w$  میزان عرض صفحه است. مقدار طول مؤثر افقی از تفریق طول افقی کلی از قطر مجرا به دست می‌آید [۱۶].

$$L_p = L_v - D_p \quad (16)$$

در شکل (۵) پارامترهای مورد نیاز طراحی یک صفحه از مبدل صفحه‌ای شیاردار به صورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۵. شماتیک پارامترهای طراحی یک صفحه از مبدل [۱۴]

#### ۲-۵. افت فشار

افت فشار در مجموعه مبدل حرارتی صفحه‌ای، متشکل از افت فشار کانال و افت فشار مجرا است. افت فشار در کانال  $\Delta P_p$  افت فشار در مجرا است و برای محاسبه آن ابتدا می‌بایست به تعریف ضریب اصطکاک پرداخت که این ضریب همانند عدد ناسلت به دو پارامتر زاویه شیارها و رژیم جریان وابسته است [۱۴].

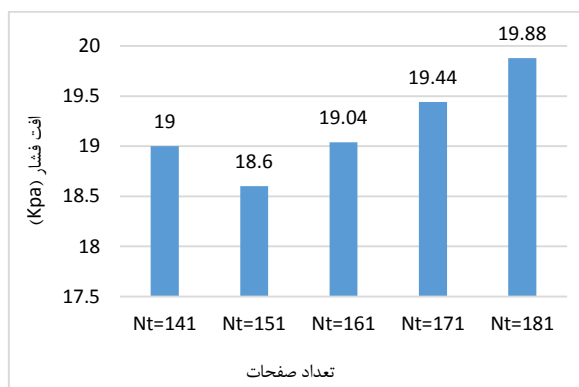
$$f = \frac{k_p}{Re^m} \quad (17)$$

مقدار  $m$  و  $k_p$  از روابط تجربی به دست می‌آید که در جدول (۵) ارائه شده است.

$$\Delta P_c = 4f \frac{L_{eff} N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (18)$$

$$\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (19)$$

افت فشار درون مجرا، تقریباً ۱/۴ هد سرعت تخمین زده می‌شود. می‌بایست دقت داشت که  $G_p$  سرعت دبی جرمی در مجرا بوده که به صورت زیر محاسبه می‌شود:



شکل ۹. اثر تعداد صفحات مبدل بر افت فشار سیال گرم

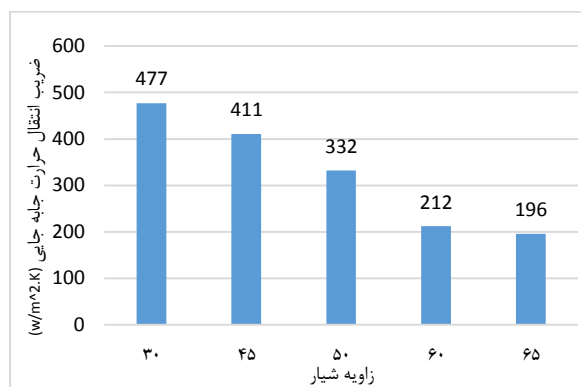
طبق الگوریتم شکل (۴)، در گام آخر پس از بهینه‌سازی‌های صورت گرفته با استفاده از روابط (۱۶-۲) تحلیل حرارتی، سطح مورد نیاز برای تبادل حرارتی و ابعاد صفحات محاسبه شده است. مشخصات ابعادی و تعداد صفحات برای مبدل در جدول (۶) ارائه شده است.

جدول ۶. مشخصات ابعادی صفحات مبدل

پارامتر	مقدار
سطح مؤثر	$۳۶۴/۶۷ (m^2)$
تک صفحه صاف	$۲/۲۹ (m^2)$
تک صفحه با شیار	$۱/۹۱ (m^2)$
عرض صفحه	$۱/۱ (m)$
قطر مجرا	$۰/۲۰۰ (m)$
طول مبدل فشرده	$۰/۵۸۰ (m)$
تعداد صفحات	۱۶۱

### ۳-۳. تحلیل سازه‌ای

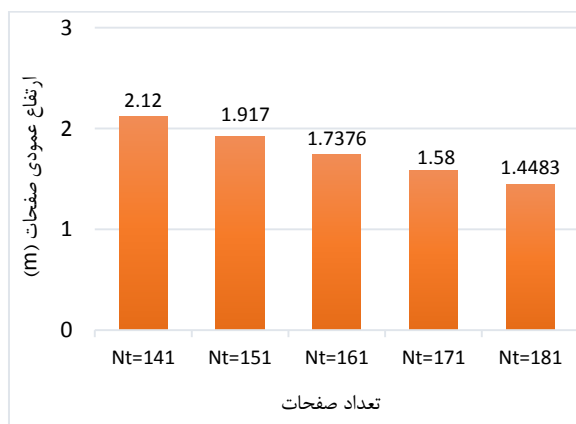
جنس صفحات مبدل حرارتی به صورت یک مقاومت حرارتی در تحلیل اثر می‌گذارد که به ضخامت و میزان ضریب هدایتی ماده بستگی دارد. انتخاب صحیح جنس صفحات سبب استحکام صفحات در برابر تحمل تنش‌های حرارتی و مکانیکی می‌شود. در این بررسی برای پنج ماده متفاوت میزان تغییر ضریب انتقال حرارت کل و سطح مورد نیاز در شرایط رسیدن به انتقال حرارت کل ثابت محاسبه شده است. رابطه (۳) تأثیر جنس صفحات در مقاومت حرارتی نشان می‌دهد. در مقایسه به عمل آمده، تمامی شرایط عملکردی و هندسه صفحات، ثابت فرض شده و روند تحلیلی با تغییر در جنس صفحات تکرار شده و میزان کاهش و افزایش سطح کل تبدالی مورد بررسی قرار گرفته شده است. جدول (۷) نشان می‌دهد که تغییر جنس صفحات اثر چندانی در سطح مورد نیاز برای انتقال حرارت نداشته است و این امر حاکی از سهم بالای انتقال حرارت به صورت جابه‌جایی به نسبت هدایتی



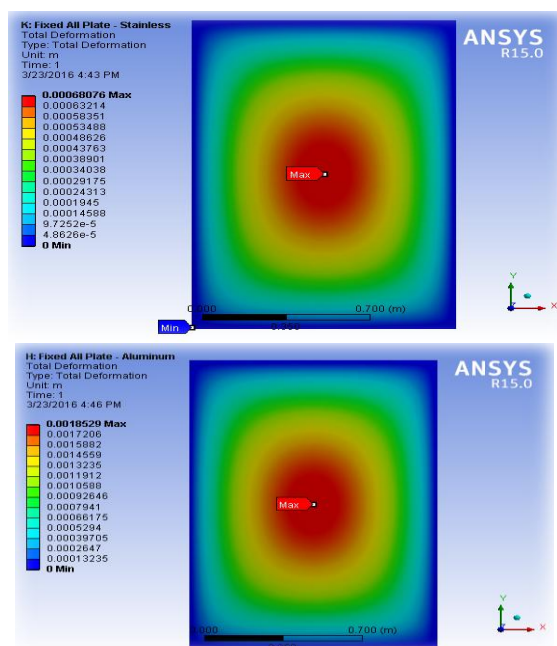
شکل ۷. اثر زاویه شیار بر میزان ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی

### ۳-۲. بهینه‌سازی تعداد صفحات

هندسه صفحات مبدل حرارتی و تعداد صفحات در شرایط کارآمد، پس از انتخاب زاویه شیار مناسب از حل معادلات روابط ترمودینامیکی و افت فشار به دست می‌آید. با توجه به اینکه این مبدل در سقف سازه امن مدفون در سقف تونل دسترسی ورودی نصب می‌شود، افزایش ارتفاع مبدل برای عبور و مرور خودروها مشکل ایجاد خواهد کرد. برای این مبدل محدودیت ارتفاع ۲ متر در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در نمودار به دست آمده (شکل (۸)) نشان داده شده است، اگر تعداد صفحات کل ۱۶۱ صفحه باشد، ارتفاع صفحات از نظر محدودیت ارتفاعی در حالت مناسب قرار دارد. در حالت ۱۷۱ صفحه، ارتفاع صفحات ۰/۱۵ متر، کاهش ارتفاع داشته و همان‌طور که در شکل (۹) نشان داده شده است میزان افت فشار درون مجموعه نیز بیشتر از نسبت ۱۶۱ صفحه است که به دلیل افزایش تعداد صفحات است. افزایش تعداد صفحات علاوه بر افزایش میزان افت در مجموعه، هزینه‌های جانبی ساخت، تعمیر و نگهداری را بالا خواهد برد. بنابراین هدف این تحلیل دستیابی به حالت بهینه طراحی یعنی بیشترین انتقال حرارت و کمترین افت فشار است.



شکل ۸. اثر تعداد صفحات مبدل بر طول عمودی صفحه

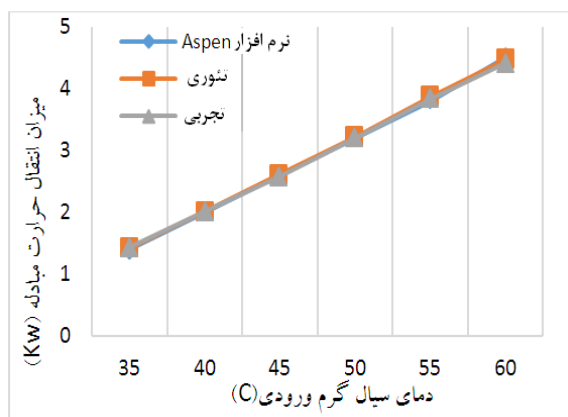


شکل ۱۱. میزان تغییر شکل تحت اثر گذر سیال بر روی صفحه از جنس فولاد ضد زنگ و آلومینیوم

#### ۴. شبیه سازی مبدل

##### ۴-۱- اعتبارسنجی نرم افزار

مبدل حرارتی صفحه‌ای، به دست آمده از حل تحلیلی در این بخش با استفاده از نرم افزار ASPEN شبیه سازی شده است. این نرم افزار با توجه به قابلیت های در شبیه سازی فرآیندهای صنعتی دارد یکی از معتبرترین شبیه ساز مبدل های حرارتی است. در گام اعتبارسنجی نرم افزار، یک مدل آزمایشگاهی [۱۷] توسط نرم افزار شبیه سازی شده است. شکل (۱۲) نشان می دهد در شرایط یکسان از نظر هندسی و کاری، میزان انتقال حرارت میان مدل آزمایشگاهی و مدل شبیه سازی شده از دقت بسیار مطلوبی برخوردار است.



شکل ۱۲. انتقال حرارت جریان در دمای سیال گرم متفاوت و دبی جرمی سیال سرد  $\dot{m}_c = 0.0416 (kg/s)$

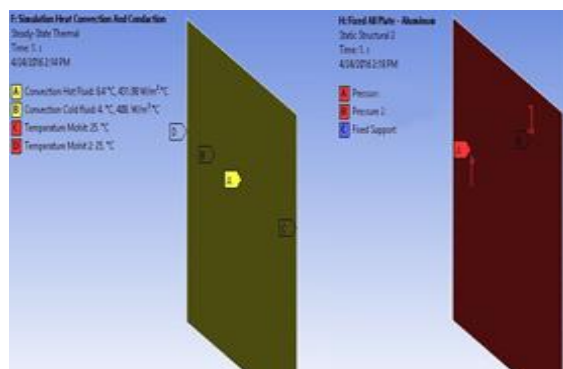
است. انتخاب صفحات از جنس آلومینیوم و فولاد ضد زنگ به علت نرخ بهای کمتر مناسب است. در ادامه دو جنس صفحات از نظر تحلیل مقاومت در برابر شرایط فرآیندی مورد آنالیز قرار گرفته شده است. در این تحلیل ابتدا یک صفحه صاف با ابعاد جدول (۶) مورد تحلیل حرارتی و سیالاتی توسط نرم افزار ANSYS قرار گرفته است. شرایط مرزی و بارگذاری روی صفحات به گونه ای است که صفحه در راستای ضخامت، ثابت شده است و سطح جلوی و پشتی آن تحت گذر سیال است و در سطح صفحات اثرات ضریب جابه جایی سیال و هدایت در صفحات در تحلیل لحاظ شده است. شکل (۱۰) شماتیک شرایط مرزی را در محیط نرم افزار نشان می دهد. در این تحلیل، استحکام دو ماده آلومینیوم و فولاد ضد زنگ گرید ۳۰۴ مورد آنالیز قرار گرفته است. مشاهدات به دست آمده از تحلیلگر نرم افزار، شکل (۱۱) نشان می دهد که در شرایط یکسان فولاد ضد زنگ نسبت به آلومینیوم در برابر تغییر شکل مقاومت بیشتری را تحمل می کند.

جدول ۷. اثر جنس در ضریب انتقال حرارت کل و سطح مؤثر

ماده	ضریب هدایتی $(w/m \cdot ^\circ K)$	ضریب انتقال حرارت کل $(w/m^2 \cdot ^\circ K)$	سطح مؤثر
فولاد ۳۰۴	۱۵/۵	۲۰۸/۱۲	۳۶۴/۶۷
مس	۴۰۰	۲۰۹/۷۵	۳۶۱/۸۹
آلومینیوم	۲۰۵	۲۰۹/۶۷	۳۶۲/۰۰
نیکل	۹۱	۲۰۹/۵۳	۳۶۲/۶۸
تیتانیوم	۲۲	۲۰۸/۶۳	۳۶۳/۵۸

جدول ۸. مشخصات شبکه بندی روی صفحه

نوع المان	Dominat Hexa
تعداد گره	۷۱۸۱۰۹
تعداد المان	۱۵۰۰۰۰
نوع شبکه	سازمان یافته



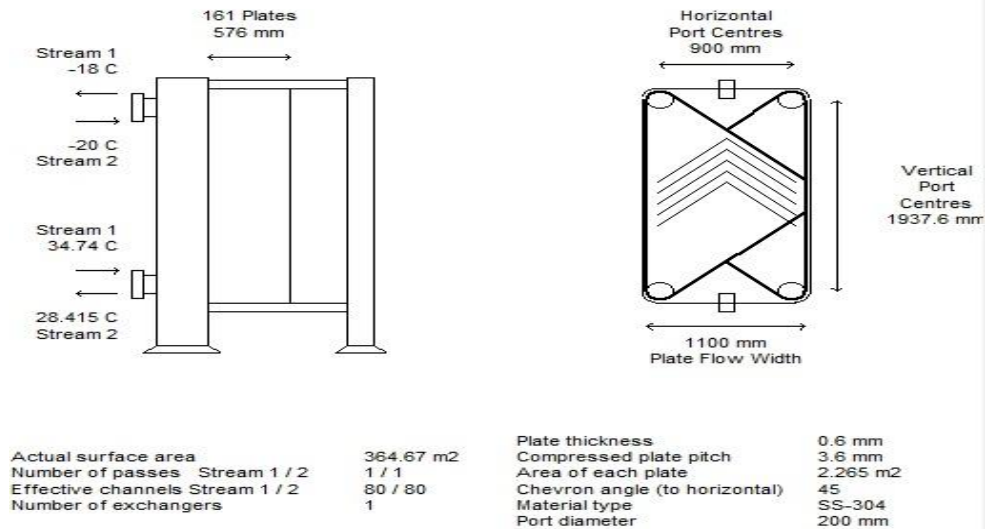
شکل ۱۰. نحوه تنظیم شرایط مرزی در محیط نرم افزار ANSYS



صفحه و مبدل حرارتی طراحی به‌دست آمده در شکل (۱۳) نشان داده شده است. نتایج تحلیل ترمودینامیکی انجام‌شده توسط نرم‌افزار در شکل (۱۴) و جدول (۹) ارائه شده است.

۲-۴. شبیه‌سازی مدل تحلیلی

اطلاعات هندسی صفحات و شرایط عملکردی مبدل با توجه به نتایج به‌دست آمده در بخش‌های گذشته توسط نرم‌افزار شبیه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای مدل‌سازی شده و شماتیک



شکل ۱۳. اطلاعات کلی صفحه و نوع آرایش جریان و شماتیک کلی مبدل حرارتی

Rating / Checking	Hot Side		Cold Side	
Total mass flow rate	5.6161		6.1778	
Vapor mass flow rate (In/Out)	5.6161	5.6161	6.1778	6.1778
Liquid mass flow rate	0	0	0	0
Vapor mass quality	1	1	1	1
Temperatures	34.74	-18	-20	28.42
Dew / Bubble point				
Heat transfer coeff. (mean)	415		440.8	
Fouling resistance	0		0	
Velocity (Port/Plate)	31.55	3.76	283.84	33.79
Residence volume	0.5311		0.5311	
Residence time	0.58		0.09	
Total heat exchanged	300.2		Exchangers	1
Overall coef. (dirty/clean)	212 / 212		Plates	161
Effective surface area	360.1		Passes - hot / cold	1 / 1
Effective MTD	3.74		Channels - hot / cold	80 / 80
Actual/Reqd. area (dirty/clean)	0.95 / 0.95		Plate - length / width	2037.6 / 1100
Actual/Reqd. area (incl. fouling margin)			Plate - pitch / thk	3.6 / 0.6
Risk of maldistribution	No		Port diameter	200
			Chevron angle	45

شکل ۱۴. اطلاعات خروجی از نرم‌افزار شبیه‌سازی مبدل حرارتی

جدول ۹. مقایسه نتایج جریان برای سیال سرد و گرم در حالت تحلیلی و شبیه‌سازی

نرم‌افزاری		تحلیلی		
سیال سرد (هوا)	سیال گرم (هوا)	سیال سرد (هوا)	سیال گرم (هوا)	
۳۰۰/۲ (KJ/s)		۲۹۷/۷۲ (KJ/s)		حرارت تبدیلی
۲۸/۴۲	-۱۸°C	۲۷/۹۹°C	-۱۸°C	دمای خروجی
۳/۷۴°C		۳/۹۲۳۵°C		دمای لگاریتمی
۳°C		۳°C		دمای سطح صفحات
۶۶۶۶/۲۴	۵۴۲۵/۹۸	۶۸۸۲/۶	۵۵۹۸/۲	رینولدز جریان
۴۴۰/۸ (w/m <sup>۲</sup> .°K)	۴۱۵ (w/m <sup>۲</sup> .°K)	۴۳۱/۹۸ (w/m <sup>۲</sup> .°K)	۴۰۸ (w/m <sup>۲</sup> .°K)	ضریب انتقال جابه‌جایی
۲۱۲ (w/m <sup>۲</sup> .°K)		۲۰۸/۱۲ (w/m <sup>۲</sup> .°K)		ضریب انتقال حرارت کلی

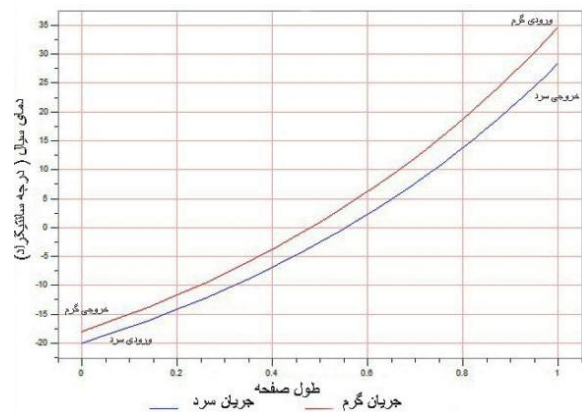
شناسایی نیست. در این مقاله با هدف استتار حرارتی یا حداقل مشکل کردن شناسایی سازه امن مدفون توسط این سامانه‌ها، ایده استفاده از مبدل حرارتی صفحه‌ای جهت هم‌دمای سازی هوای اگزاست سازه امن با محیط خارج مطرح و یک نمونه مبدل صفحه‌ای شیاردار تحلیل و طراحی شده است. برای این منظور با کدنویسی در نرم‌افزار متلب میزان و زاویه شیار و تعداد صفحات بهینه برای مبدل صفحه‌ای شیاردار تعیین شده است. سپس با در نظر گرفتن محدودیت ارتفاع مبدل در سازه‌های زیرزمینی، مشخصات هندسی صفحات مورد نیاز به روش تحلیلی محاسبه شده است. در ادامه تأثیر جنس صفحات بر میزان انتقال حرارت و مقاومت در برابر تغییر شکل نیز توسط نرم‌افزار ANSYS بررسی شده است. در نهایت اطلاعات هندسی به‌دست آمده از حل تحلیلی، در نرم‌افزار ASPEN شبیه‌سازی و تحلیل شد. نتایج بهینه‌سازی در شرایط کاری مد نظر نشان می‌دهد که در زاویه ۴۵ درجه و تعداد صفحات ۱۶۱ عدد، میزان انتقال حرارت و افت فشار مطلوبی در مقایسه با سایر حالات دارد، تحلیل سازه‌ای در نرم‌افزار ANSYS نشان داد که تغییر در جنس صفحات یا ضریب هدایتی مواد، اثر چندانی بر میزان سطح تبادل حرارتی مورد نیاز نخواهد داشت. علت این امر ناچیز بودن سهم انتقال حرارت هدایت نسبت به جابجایی است. بنابراین جهت کاهش هزینه و تغییر شکل و همچنین افزایش استحکام، جنس صفحات از فولاد ضد زنگ گرید ۳۰۴ انتخاب شده است. دمای سیال خروجی از سازه دارای اختلاف دمای ۲ درجه‌ای با محیط خارج است، که این امر کارآمدی به‌کارگیری مبدل حرارتی صفحه‌ای را در استتار حرارتی اثبات می‌کند. شبیه‌سازی و تحلیل در مورد یک مطالعه موردی خاص انجام گرفته است ولی با توجه به نتایج حاصله، این روش جهت استتار حرارتی انواع سازه‌های امن مدفون قابل کاربرد است.

## ۶. مراجع

- [1] Sepp, E. M.; USAF, L. C. "Deeply Buried Facilities Implications for Military Operations"; Oxford University Press: Oxford, 2000.
- [2] Radmard, H.; Sharifi, A.; Kheyrandish, M. "Temperature Equalization of Exhaust Air of Buried Safe Structures in order to Thermal Camouflage"; Proc. 4<sup>th</sup> Int. Conf. on Sci. Defence and Eng. 2016 (In Persian).
- [3] Galeazzo, F. "Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger"; J. Chem. Eng. Sci. 2006, 61, 7133-7138.
- [4] Foke, W. "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermal Hydraulic Performance of Plate Heat Exchanger"; J. Heat Mass Transfer 1985, 28, 1479-1469.
- [5] Gut, J.; Pinto, G. "Optimal Configuration Design for Plate Heat Exchanger"; J. Heat Mass Transfer 2004, 47, 4833-4848.

مقایسه نتایج از نظر میزان انتقال حرارت تبدیلی، سطح مؤثر و ضریب انتقال حرارت کلی در مدل‌سازی نرم‌افزاری و تحلیلی در شرایط هندسی یکسان، دقت بالای تحلیل و مدل را اثبات می‌کند. در آنالیز دمای به عمل آمده برای سیال در روند تحلیلی و شبیه‌سازی نشان می‌دهد که میزان اختلاف دمای خروجی سیال سرد ۰/۴ درجه سلسیوس است. حال با توجه دمای سیال گرم در لحظه خروج از مبدل و ارضاء شدن محدودیت اختلاف دمای ۲ تا ۸ درجه سلسیوس بین محیط و سیال خروجی که توسط سنجنده‌های دشمن قابل شناسایی است، می‌توان گفت که این روند تحلیل و آنالیز شبیه‌سازی توسط نرم‌افزار از دقت بالای برخوردار است و در شرایط کاری متفاوت با مدل تحلیلی در این مقاله، کافی است در کد تحلیلی شرایط کاری مد نظر وارد شود ابعاد هندسی مبدل به‌دست آمده را برای تهیه و یا ساخت مبدل به‌کار گرفت.

جریان گذرنده در مبدل طراحی شده از نوع ناهم‌سو است که این امر سبب دستیابی به دماهای بالاتری به نسبت دمای سیال گرم خروجی است در حالی که در جریان هم‌سو همیشه به دماهای کمتر از جریان سیال گرم خروجی می‌توان دست یافت. شکل (۱۵) تغییرات دمای سیال سرد و گرم را برای جریان ناهم‌سو در طول مبدل نشان می‌دهد.



شکل ۱۵. تغییرات دمای سیال گرم و سرد در طول صفحه مبدل

## ۵. نتیجه‌گیری

امروزه یکی از تهدیدات کشور، سامانه‌های سنجش از دور دشمن و شناسایی سازه‌های امن مدفون است. سنجش از دور هوایی و ماهواره‌ای از طریق به‌کارگیری حسگرهای ثبت تابش الکترومغناطیسی بازتاب یافته از اشیاء در سطح زمین یا کانال‌های خروجی هوای سازه امن مدفون، سازه را قابل شناسایی خواهد کرد. با بررسی‌های به عمل آمده اختلاف دمای حدود ۲ تا ۸ درجه سلسیوس اشیاء با محیط اطراف برای این حسگرها قابل

- [12] Radmard, H.; Kheirandish, M. R. "Consideration of Designing the Ventilation of Defencive Underground Spaces"; *Passive Defense* 2014, 5, 61-71 (In Persian).
- [13] Kandikar, S. G.; Shah, R. K. "Multi-Pass Plate Heat Exchangers-Effectiveness-NTU Result and Guidelines for Selecting Pass Arrangement"; *J. Heat. Transfer* 1987, 111, 300-313.
- [14] Kakac, S.; Liu, H. "Selection Rating and Thermal Design Heat Exchanger"; 3<sup>rd</sup> Ed., 2012, 490-451.
- [15] Cengel, Y.; Boles, M. "Thermodynamics an Engineering Approach"; 4<sup>th</sup> Ed., McGraw-Hill, 2006.
- [16] Shah, R.; Sekulic, P. D. "Fundamentals of Heat Exchanger Design"; Wiley, India 2003.
- [17] Sharifi, A.; Radmard, H. "Theoretical and Experimental Heat Transfer Analyses of Plate Heat Exchanger and Simulation with ASPEN Software"; *Proc. Int. Conf. on Mechanical and Aerospace Eng.* 2016 (In Persian).
- [6] Luan, Z.; Zhang, G. "Flow Resistance and Heat Transfer Characteristics of a New-Type Heat Exchanger"; *J. Hydro.* 2008, 20, 524-529.
- [7] Longo, G. "Refrigerant R134a Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside a Small Brazed Plate Heat Exchanger"; *Int. J. Refrig.* 2008, 31, 789-780.
- [8] Tiwari, A. "Performance Comparison of the Plate Heat Exchanger Using Different Nano Fluids"; *J. Exp. Therm. Fluid. Sci.* 2013, 49, 141-151.
- [9] Muley, A.; Manglik, R. M. "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates"; *J. Heat. Transfer* 1999, 121, 110-117.
- [10] Majidi, D. "Thermal Remote Sensing in Land Surface Processes"; Imam Hossein University Press, 2004 (In Persian).
- [11] Khazaie, S. "Basics of Remote Sensing with a View to Identifying and Espial"; Imam Hossein University Press, 2009 (In Persian).

Archive of SID