

Typical Design of a Reclaimed Spiral Heat Exchanger

Dr. Ayuob Hasan*
Afraa Ahmed Alghada**

(Received 19 / 9 / 2023. Accepted 29 / 10 / 2023)

□ ABSTRACT □

The heat exchanger is used in thermal groups, and to use it, there must be a temperature difference between the two fluids, in order to ensure heat transfer. This thermal difference can be reduced by using a heat exchanger of a larger size, but this will lead to an increase in both size and costs. Considerations of these two trends are very important when designing the integrated engineering of the exchanger, not only in terms of performance characteristics, but also in terms of pumping capacity requirements and the economic cost of the system.

The reclaimed spiral heat exchanger is designed to reduce fuel consumption within the combustion chamber and thus reduce harmful gases emitted to the external environment. Through modeling using Matlab and as a result of using a spiral heat exchanger, the increase in thermal yield was approximately 10%. In addition to reducing the proportion of fuel consumed within the combustion chamber from 8,424 kg/h to 5,616 kg/h, thus, this leads to reducing the proportion of gases to the external environment that cause global warming, and this is considered an important factor in preserving the environment.

Keywords: Helical heat exchanger- Recovery rates - Thermal losses - Matlab program.

Copyright



:Tishreen University journal-Syria, The authors retain the copyright under a CC BY-NC-SA 04

* Associate professor, Department of the Mechanical Forces Engineering, faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria. Ayuobhasan@gmail.com

**Postgraduate student (Master), Department of the Mechanical Forces Engineering, faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria. Afraahmedalghada@gmail.com

تصميم المبادل الحراري الحلزوني المسترجع نموذجاً

د. أيوب عيسى حسن*

عفراء أحمد الغدا**

(تاريخ الإيداع 19 / 9 / 2023. قُبِلَ للنشر في 29 / 10 / 2023)

□ ملخص □

يستخدم المبادل الحراري في المجموعات الحرارية، ولاستخدامه لا بد من وجود فرق في درجات الحرارة بين المائعين، وذلك لضمان انتقال الحرارة ويمكن تقليل الفرق الحراري هذا عن طريق استخدام مبادل حراري بحجم أكبر، ولكن سيؤدي ذلك إلى زيادة كل من الحجم والتكاليف. إن اعتبارات هذين الاتجاهين مهمة جداً عند التصميم الهندسي المتكامل للمبادل، ليس فقط من ناحية خصائص الأداء، ولكن من ناحية متطلبات قدرة الضخ أيضاً والكلفة الاقتصادية للمنظومة. يتم تصميم المبادل الحراري الحلزوني المسترجع بحيث يقلل من نسبة استهلاك الوقود ضمن حجرة الاحتراق وبالتالي تقليل الغازات الضارة المنبعثة للوسط الخارجي. من خلال النمذجة باستخدام الـ **Matlab** ونتيجة لاستخدام المبادل الحراري الحلزوني نموذجياً كان مقدار الزيادة في المردود الحراري بحوالي 10%. بالإضافة إلى تقليل نسبة الوقود المستهلكة ضمن حجرة الاحتراق من 8.424 kg/h إلى 5.616 kg/h وبالتالي هذا يؤدي إلى تقليص نسبة الغازات إلى الوسط الخارجي والمسببة للاحتباس الحراري ويعتبر هذا عاملاً مهماً في الحفاظ على البيئة.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري الحلزوني المسترجع - الضياعات الحرارية - نسبة الاسترجاع - برنامج الـ **Matlab**.

حقوق النشر : مجلة جامعة تشرين- سورية، يحتفظ المؤلفون بحقوق النشر بموجب الترخيص



CC BY-NC-SA 04

* أستاذ مساعد - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Ayuobhasan@gmail.com

** طالبة دراسات عليا (ماجستير) - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية -

سورية. Afraahmedalghada@gmail.com

مقدمة:

يعتبر المبادل الحراري جهازاً حرارياً يتم فيه تبادل الحرارة بين مادتين إحداهما ساخنة والثانية باردة، وعادة ما تكونان من الموائع (السوائل أو الغازات)، وتوجد ثلاثة أنواع رئيسية من المبادلات الحرارية:

1. المبادلات الحرارية المسترجعة 2. المبادلات الحرارية المحولة (المتجددة) 3. المبادلات الحرارية (المزجبة) ذات التماس المباشر.

يتم انتقال الحرارة في المبادل الحراري المسترجع بمرور الناقلين الحراريين على جدار الفصل (المسمى بسطح التبادل الحراري) بوقت واحد فيقوم جدار الفصل بانتزاع قسم من طاقة المائع الساخن وإعطائها إلى المائع البارد في حالة التسخين أو العكس في حالة التبريد.

تمت الدراسة النمذجية من أجل تصميم المبادل الحراري المسترجع بالاعتماد على قيم تجريبية لدرجات الحرارة وقيم مختلفة لنسب استرجاع الحرارة الضائعة مع غازات العادم، ومن أجل دراسة إمكانية استخدام هذا النوع من المبادلات المسترجعة في رفع كفاءة الوحدات المنتجة للطاقة. تمت نمذجة المبادل الحراري المسترجع من خلال برنامج

Matlab [1].

أهمية البحث وأهدافه:

تأتي أهمية هذا البحث في الحصول على التصميم الأمثل للمبادل الحراري الحلزوني المسترجع عن طريق برنامج النمذجة والمحاكاة Matlab. أما الأهمية الأخرى فتأتي من كون هذا البحث يدرس إمكانية تقليل كمية الوقود المستهلكة في حجرة الاحتراق للوحدات الغازية ومن هنا تأتي أهمية البحث البيئية في التقليل من نسبة الغازات الضارة المنبعثة للحد من التلوث البيئي بالتالي يمكن لهذا البحث أن يساهم في التوصل إلى نتائج جيدة تساهم في حل بعض المشاكل.

طرائق البحث ومواده:

لإنجاز هذا البحث تم الاعتماد في البداية كخطوة أولى على قيم تجريبية لدرجات الحرارة بالإضافة إلى معرفة كمية الحرارة الضائعة مع غازات العادم واستخدام نسب مختلفة لفعالية استرجاع الحرارة واختيار القيمة الأنسب لكي يتم نمذجة المبادل الحراري الحلزوني المسترجع عندها. كانت الخطوة الثانية نمذجة قيم درجات الحرارة وهي درجة حرارة الهواء المضغوط الداخل إلى حجرة الاحتراق T_2 ودرجة حرارة الغازات الساخنة الخارجة من المدخنة T_5 استخدام برنامج الماتلاب لنمذجة المبادل الحراري واختيار مواصفاته المناسبة. الخطوة الثالثة كانت معرفة مقدار انخفاض درجة حرارة غازات العادم مع مقدار زيادة درجة حرارة الهواء المضغوط بعد الاسترجاع، ومن ثم معرفة مقدار التوفير في نسبة الوقود المستهلكة.

مشكلة البحث والدراسات المرجعية:

يعرف عن العنفات الغازية انخفاض مردودها الحراري مقارنةً مع الآلات الحرارية الأخرى، فمشكلة البحث ستكون البحث في تحسين مردود العنفة الغازية من خلال اختيار التصميم الأمثل للمبادلات الحرارية المسترجعة.

حيث كان هناك عدة دراسات مرجعية لاختيار الطريقة الأنسب لتحسين مردود العنفة الغازية حيث تتحدث الدراسة المرجعية التي قام بها **Ibrahim Rahmana** عام (2011) عن اقتراح المكونات المثالية للعنفات الغازية في الدورة المركبة (CCGT) (Combined Cycle Gas Turbine). حيث اقترحت الدراسة عدة مكونات وهي:

1-العنفات ذات التكوين البسيط ذات المحورين (محور لإدارة الضاغط ومحور لإدارة المولد) يتم ربط الدورتين الغازية والبخارية من خلال مولد بخار لاسترداد الحرارة HRSG. HRSG (Heat Recovery steam Generator) 2.-

العنفات الغازية المتجددة: حيث يتم استخدام مبادل حراري بعد العنفة الغازية ويستخدم للاستفادة من غازات العادم الخارجة من العنفة في تسخين الوسيط العامل قبل حجرة الاحتراق 3.-استخدام مرحلتي انضغاط مع تبريد بيني.

تناولت الدراسة المرجعية لـ **Gubbala Sesha Saikrishna** عام (2013) ثلاث طرق لتحسين الكفاءة:

1. تقليل كمية الوقود المطلوبة من خلال استخدام مبادل حراري مسترجع.
2. ارتفاع الضغط على مراحل مع تبريد بيني.
3. التمدد على مراحل مع تسخين بيني.

لكن تبين ان تركيب مبادل حراري مسترجع يؤدي لنشوء مقاومات هيدروليكية مما ينعكس سلباً على مردود المنشأة. وأن استخدام التبريد البيني يؤدي لتعقيد المنشأة وزيادة كلفتها وزيادة الضياعات بسبب المقاومة الهيدروليكية لحركة الهواء لذلك فإن عدد المراحل لرفع الضغط محدود في الواقع العملي. وإعادة التسخين تتطلب أجهزة احتراق إضافية والتي من الواضح أنها تزيد من تكلفة المعدات وكذلك الوقود لإعادة تسخين الغاز. بينت الدراسة التي قام بها **Lalatendu Pattanayak** لعام (2015) تحليل إكسبرجي للعنفات الغازية ومن ثم إجراء نمذجة وتبيان أكثر منطقة لضياع الطاقة وهي حجرة الاحتراق ويعود ذلك إلى زيادة طاقة الوقود والتفاعلات الكيميائية للوقود مع الهواء. وفي عام (2017) قام الباحث **İlhan Tekin Öztürk** بدراسة تحسين كفاءة العنفة الغازية من خلال طريقة الحقن بالبخر وتعتبر هذه الطريقة فعالة في حالات درجات الحرارة المنخفضة والطلب الكبير للطاقة الكهربائية. ودرس كل من **A Wassermann and M a Shutenko** (2017) طرق زيادة الكفاءة الحرارية لمحطات التوربينات البخارية والغازية حيث اعتمدت هذه الدراسة على استخدام التسخين التجديدي للهواء بواسطة غازات العادم بعد تمدده في العنفات الغازية وهذا يؤدي لرفع درجة حرارة الهواء الداخل إلى حجرة الاحتراق وبهذه الطريقة درجة الحرارة الضائعة سوف تنخفض لأن درجة الحرارة للغازات بعد التمدد ستكون منخفضة و بينت الدراسة المرجعية التي تمت في الهند تحليل طاقة العنفات الغازية المصغرة ثنائية المحور مع اقتراح لتقليل هدر الطاقة الخارجة باستخدام مفهوم الإكسبرجي (2018) **Milad Babadi, Mojtaba Haratiana, MohammadSaleh Teymouri** حيث تمت دراسة تحليل الإكسبرجي للعنفات الغازية وتم اقتراح طريقة من أجل تقليل ضياع الطاقة الحرارية بعد العنفات ويشير تحليل الإكسبرجي إلى أن إضافة سخان مياه لاسترداد الحرارة إلى نتائج مثيرة للاهتمام في استعادة الطاقة من الغازات الساخنة الناتجة. تعتبر درجة حرارة الغازات المرتفعة إحدى النتائج غير المرغوب فيها لهذه الدورات. على الرغم من أن الغازات العادمة لا تسبب فقط تلوثاً حرارياً للبيئة، إلا أنها تحمل أيضاً الكثير من الطاقة.

تمت الدراسة التي قام بها **Mohammad Tariq** (2019) للتحقق من تحسين الأداء للعنفات عن طريق التبريد البيني وعن طريق التجديد والعمل على مطابقة النتائج من خلال المحاكاة وتبين في كلتا الحالتين أنه عند خفض درجة الحرارة المحيطة تزداد الكفاءة ويتناقص استهلاك الوقود. حيث تبين من خلال هذه الدراسة أن (درجة حرارة الوسط المحيط ودرجة حرارة مدخل العنفة ونسبة الانضغاط) تلعب دوراً حيوياً في الأداء العام في حال استخدام التبريد البيني

والتجديد. قامت الدراسة التي أجراها **Muhammad Usman Sikanda** (2019) على اختيار تصميم مناسب للمبادل الحراري لمحطات الطاقة الغازية، وتبين هذه الدراسة أن قيم درجات الحرارة والضغط تتأثر بشكل كبير بقطر الانابيب المختارة والعامل الأهم في تصميم المبادل الحراري الحلزوني هو عدد اللفات فهو يؤثر بشكل كبير على السرعة داخل الانابيب.

المعادلات المستخدمة لنمذجة المبادل الحراري:

طول أنبوب المبادل الحراري الحلزوني الملفوف أو طول لفة واحدة من الحلزون كما في الشكل (1) يعطى بالعلاقة: [2]

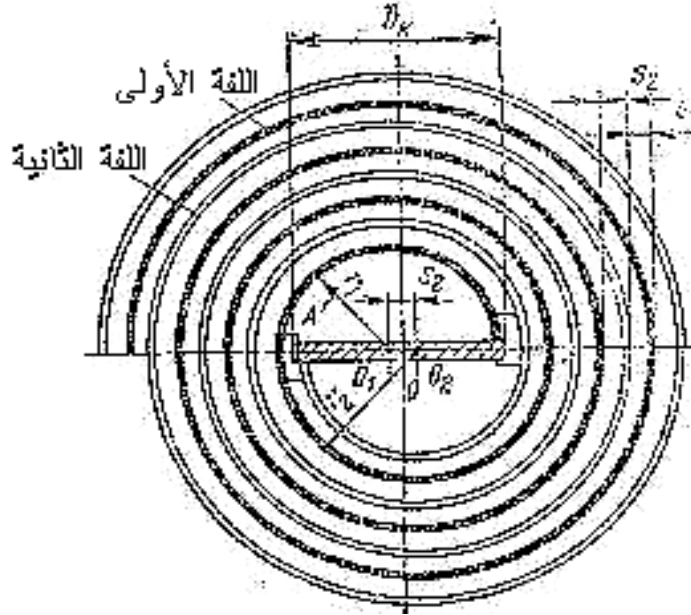
$$l = \sqrt{\pi D_{zeem}^2 + h^2} \approx \pi D_{zeem} \quad (1)$$

حيث D_{zeem} : قطر لفة الحلزون مقدره بالأمتار (m)؛ h : خطوة الحلزون بالاتجاه الشاقولي أو المسافة بين محاور لفات الأنبوب الحلزوني مقدره بالأمتار (m)؛ والطول الإجمالي للأنبوب الحلزوني مقدرًا بالمتر (m) عند عدد لفات n هو:

$$L = l.n = \pi D_{zeem} . n = \frac{F}{\pi d} = (2)$$

حيث: d القطر الخارجي للأنبوب الحلزوني مقدرًا بالأمتار (m)؛ F : سطح التسخين للأنبوب الحلزوني (m^2).
الارتفاع الكلي للأنبوب الحلزوني مقدرًا بالأمتار (m): [2]

$$H = n.h \quad (3)$$



الشكل (1) مقطع في المبادل الحراري الحلزوني

1. التحضير للنمذجة:

البرنامج المستخدم في هذه الدراسة لنمذجة أداء المبادل الحراري الحلزوني المسترجع هو برنامج **Matlab**، حيث تم أخذ المعادلات الخاصة بالعنفة الغازية ثنائية المحور بالاعتماد على قيم درجات الحرارة التجريبية وبعض المقادير الثابتة وقد لوحظ أنه بسبب سهولة استخدام البرنامج وإدخال مختلف البيانات يمكن تغيير الأوامر لإخراج البيانات في

أي مرحلة من مراحل البرنامج. يمكن للمستخدم إدخال أي بيانات للحصول على الناتج الرياضي لأداء المبادل الحراري الحلزوني من خلال البرنامج. مع العلم أن الجريان ضمن المبادل الحراري الحلزوني متعاكس حيث سيتم وضع المبادل الحراري الحلزوني (المبادل المسترجع) عند مجمع غازات العادم (المدخنة) للاستفادة من درجة حرارة غازات الاحتراق الساخنة في رفع درجة حرارة الهواء الداخل لحجرة الاحتراق وفقاً لجريان متعاكس. يتم التحضير للنمذجة من خلال معرفة المواصفات الفيزيائية والحرارية للهواء ولغازات الاحتراق عند الضغط الجوي النظامي حسب الجدولين (1) (2).

في المرحلة الأولى: تمت دراسة التوازن الحراري بين درجات حرارة غازات العادم T_5 ودرجة حرارة الهواء المضغوط اللازم لعملية الاحتراق T_2 بهدف معرفة درجة الحرارة التي يمكن تسخين الهواء لها وكمية الحرارة التي يمكن استرجاعها. في المرحلة الثانية: تمت دراسة الحركة الإضطرابية لكل من غازات العادم الخارجة من المدخنة بالإضافة إلى الهواء الداخل لحجرة الاحتراق من خلال حساب معامل Re (رينولدز) ومعامل الحمل الحراري للهواء ولغازات العادم الساخنة.

الجدول (1) الخواص الفيزيائية والحرارية للهواء عند الضغط الجوي النظامي

الواحدة	قيمة الرمز	الرمز	اسم الرمز
$\frac{kg}{m^3}$	0.9676	ρ	الكثافة
$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	1.009	C_p	السعة الحرارية النوعية
$\frac{W}{m \cdot K}$	3.146×10^{-2}	λ	معامل التوصيلية الحرارية
$\frac{m^2}{s}$	22.314	ν	اللزوجة
لا واحدة له	3.146×10^{-2}	P_r	عدد برانتل

الجدول (2) الخواص الفيزيائية والحرارية لغازات الاحتراق عند الضغط الجوي النظامي

الواحدة	قيمة الرمز	الرمز	اسم الرمز
$\frac{kg}{m^3}$	0.6412	ρ	الكثافة
$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	1.11634	C_p	السعة الحرارية النوعية
$\frac{W}{m \cdot K}$	4.65208×10^2	λ	معامل التوصيلية الحرارية
$\frac{m^2}{s}$	22.7354	ν	اللزوجة
لا واحدة له	0.654	P_r	عدد برانتل

2. مواصفات المبادل الحراري الحلزوني المسترجع المناسبة:

لاختيار مواصفات المبادل الحراري الحلزوني يجب اختيار نسبة فعالية الاسترجاع المناسبة والتي تحقق أفضل نسبة استرجاع. فوجدنا عند نسب استرجاع:

1. $\varepsilon = (10 \div 30) \%$ من كمية الحرارة الضائعة من غازات العادم تتخفض درجة حرارة غازات العادم وترتفع درجة حرارة الهواء ولكن تأثير الاسترجاع على المردود الحراري للعنفة الغازية يكون غير كبير.
 2. عند نسب استرجاع $\varepsilon = (40 \div 60) \%$ أيضاً تتخفض درجة حرارة غازات العادم وترتفع درجة حرارة الهواء الداخل لحجرة الاحتراق لكن تأثير الاسترجاع هنا يكون مجدي.
 3. أما عند نسب استرجاع $\varepsilon = (70 \div 90) \%$ من كمية الحرارة الضائعة مع غازات العادم فهذه الحالة تتطلب زيادة سطح التبادل الحراري في المبادل المسترجع وهذا يعني زيادة وزنه وأبعاده بشكل كبير. [8]
- تبين من خلال النمذجة كما هو موضح بالجدول (3) نسب الضياعات الحرارية قبل وبعد الاسترجاع عند قيم استرجاع مختلفة حيث كانت الضياعات قبل الاسترجاع 46% وبعد الاسترجاع:

الجدول (3) نسبة الضياعات بعد الاسترجاع وفقاً لنسب استرجاع مختلفة

نسبة الضياعات بعد الاسترجاع	نسبة الاسترجاع
26%	40%
23%	50%
15%	60%

- يتم تصميم أبعاد المبادل الحراري الحلزوني المسترجع نمذجياً اعتماداً على النمذجة الحرارية لأبعاد المبادلات الحرارية الحلزونية أي اعتماداً على كمية الحرارة التي يمكن استرجاعها فيتضمن تصميم المبادل الحراري معرفة: قطر الحلزون، معرفة قطر الأنابيب للمبادل الحراري بالإضافة إلى عدد اللفات والخطوة بين اللفات.
 - 3. قيم درجات الحرارة التجريبية المستخدمة في النمذجة:
- يبين الجدول (4) قيم درجات الحرارة التجريبية المستخدمة في نمذجة المبادل الحراري الحلزوني.
- T_1 درجة حرارة الهواء الخارجي، T_2 درجة حرارة خروج الهواء من الضاغط، T_3 درجة حرارة الغازات الخارجة من حجرة الاحتراق، T_4 درجة حرارة مدخل العنفة الأولى، T_5 درجة حرارة مدخل العنفة الثانية.
- الجدول (4) قيم درجات الحرارة التجريبية المستخدمة في نمذجة المبادل الحراري الحلزوني

درجات الحرارة ب °C					عدد الدورات ب الثانية	
T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	N_{T1}	N_{T2}
18.99	93.98	727	624.76	501.95	1514.16	612.11
18.77	83.59	713.38	622.31	505.86	1398.44	608.59
19.17	74.45	700	615.97	500.73	1281.25	602.73
19.31	67.07	700.2	618.65	501.95	1179.69	611.33
19.25	60.94	712.16	630.13	511.23	1085.45	608.01
19.54	55.27	747.31	656.25	529.05	977.05	608.59

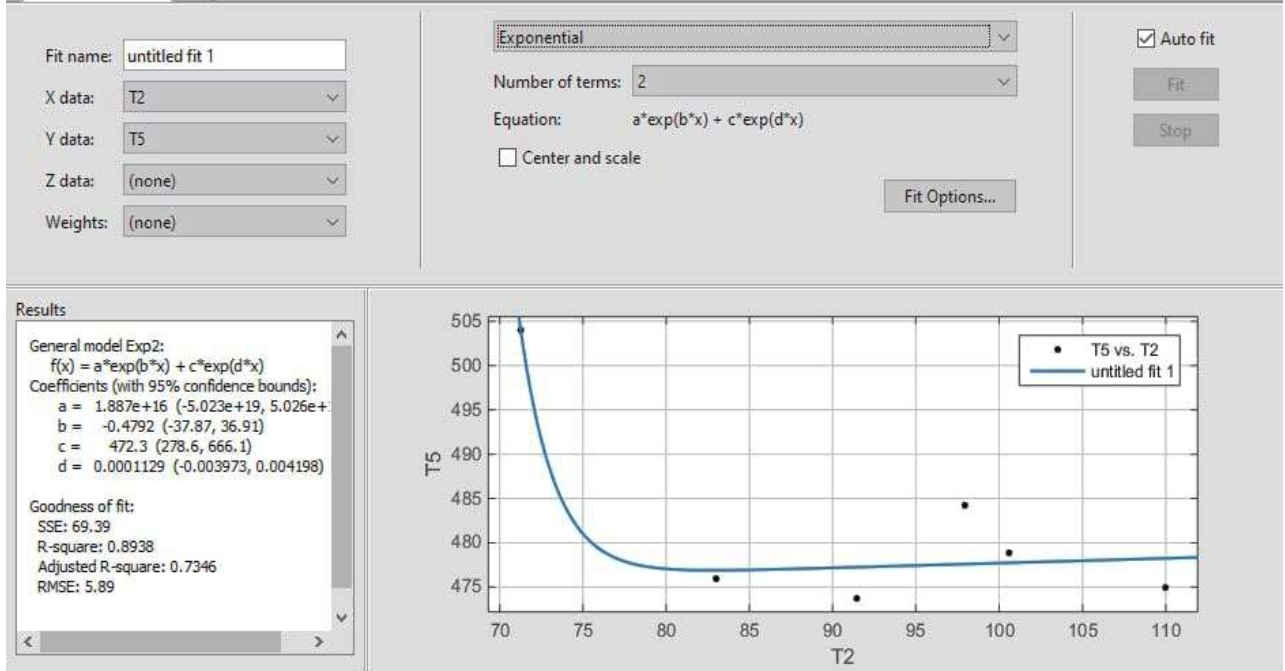
النتائج والمناقشة:

(1) تبين من خلال الدراسة أن أفضل نسبة استرجاع كانت $\epsilon = (40 \div 60)\%$ وتم اختيار القيمة $\epsilon = 50\%$ كونها تحقق أفضل قيمة لاسترجاع الحرارة، وعند هذه القيمة كانت مواصفات المبادل الحراري المسترجع كما هو موضح بالجدول (5) مواصفات المبادل الحراري المصمم نمذجياً.

الجدول (5) مواصفات المبادل الحراري الحلزوني المسترجع وفقاً للنمذجة

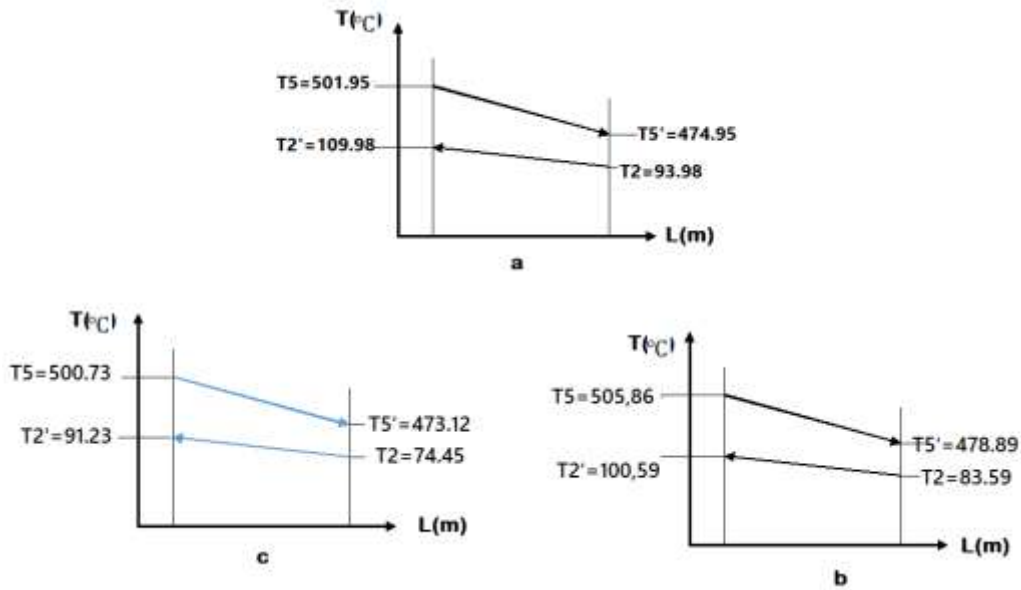
مواصفات المبادل الحراري الحلزوني		
عدد لفات المبادل	24 لفة	n
الخطوة بين اللفات	2cm	t
ارتفاع المبادل الحراري	80 cm	H
الطول الإجمالي لأنبوب المبادل الحلزوني	14m	L
القطر الخارجي لأنبوب المبادل الحراري الحلزوني	19mm	D_{zeem}
سماكة الأنبوب	1mm	D

(2) تبين من خلال النمذجة على برنامج **Matlab** وبعد استعمال المبادل الحراري الحلزوني انخفاض درجة حرارة غازات الاحتراق T_5 مع ازدياد درجة حرارة الهواء الداخل لحجرة الاحتراق T_2 أي يتم الاستفادة من درجة الحرارة المرتفعة للغازات الخارجة في تسخين الهواء الداخل لحجرة الاحتراق كما هو موضح في الشكل (2). فعندما كانت درجة حرارة غازات العادم $T_5 = 504^\circ\text{C}$ كانت درجة حرارة الهواء $T_2 = 71.27^\circ\text{C}$ وعندما كانت درجة الحرارة $T_5 = 478.86^\circ\text{C}$ كانت درجة حرارة الهواء $T_2 = 100.59^\circ\text{C}$ أي كلما زاد الاسترجاع قلت درجة حرارة غازات العادم.



الشكل (2) انخفاض درجة حرارة غازات الاحتراق T_5 مع ازدياد درجة حرارة الهواء الداخل لحجرة الاحتراق T_2

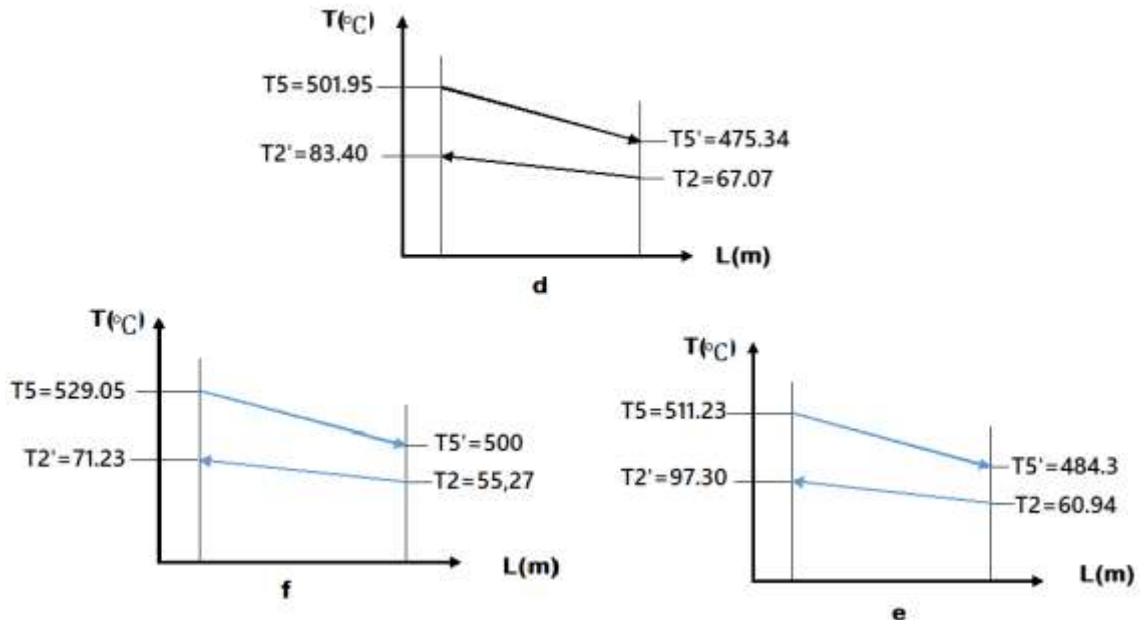
- (3) تبين الأشكال الآتية (7-6a-b-c) و (8-6d-e-f) تغير درجات الحرارة T_2, T_5 أثناء عمية التبادل الحراري ضمن المبادل الحراري الحلزوني خلال التجارب التي تم إجراؤها ويتم فيها جريان الأوساط المادية الكتلية بشكل موازي لسطح التبادل الحراري ولكن بجهتين متعاكستين (حالة جريان متعاكس).
- يبين الشكل (4) و (3) تغير درجات الحرارة لكل من غازات العادم الساخنة والهواء الداخل إلى حجرة الاحتراق تبعاً لقيم درجات الحرارة التجريبية لغازات العادم والهواء المضغوط.
 - حيث المحور الأفقي يمثل طول المبادل الحراري (L) مقدراً بالأمتار (m) والمحور الشاقولي يبين درجات الحرارة لكل من غازات الاحتراق والهواء مقدره بـ $^\circ\text{C}$.



الشكل (3) يبين تغير درجات الحرارة لغازات الاحتراق والهواء أثناء التبادل الحراري ضمن المبادل الحراري

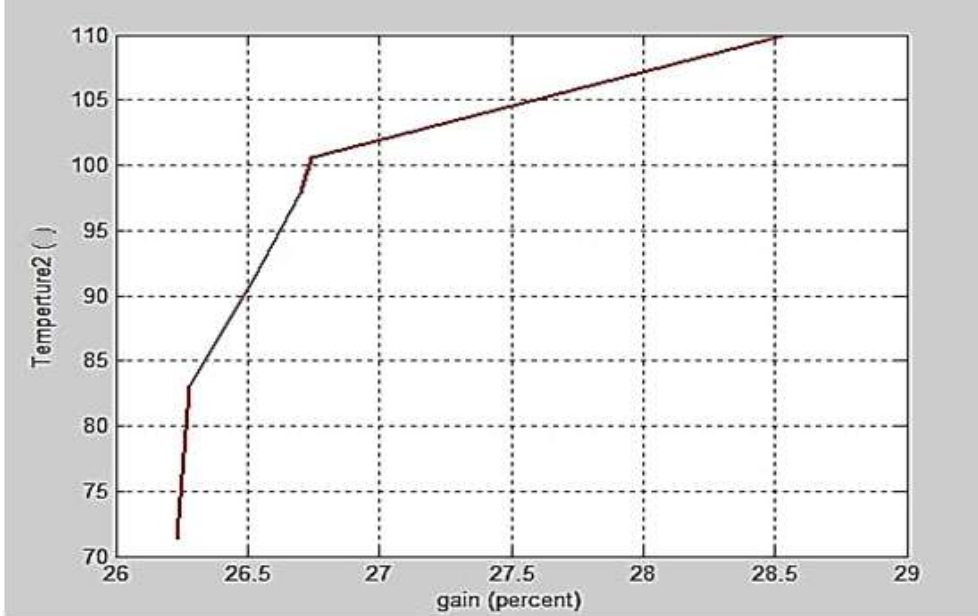
يبين الشكل (4) تغير درجات الحرارة لكل من غازات العادم الساخنة والهواء الداخل إلى حجرة الاحتراق تبعاً لقيم درجات الحرارة التجريبية لغازات العادم والهواء المضغوط.

- حيث المحور الأفقي يمثل طول المبادل الحراري (L) مقدراً بالأمتار (m) والمحور الشاقولي يبين درجات الحرارة لكل من غازات الاحتراق والهواء مقدرة بـ °C.



الشكل (4) يبين تغير درجات الحرارة لغازات الاحتراق والهواء أثناء التبادل الحراري ضمن المبادل الحراري

(4) تبين أن تغير درجة حرارة دخول الهواء إلى حجرة الاحتراق T'_2 هي العامل الأكثر تأثيراً على المردود الحراري η ، لذلك قمنا بنمذجة تغير المردود مع درجة حرارة دخول الهواء T'_2 وذلك بعد إضافة المبادل الحراري كما هو موضح على الخط البياني (5):



الشكل (5) النتائج النمذجية للمردود الحراري η ودرجة حرارة دخول الهواء لحجرة الاحتراق بعد استعمال المبادل الحراري الحلزوني T'_2

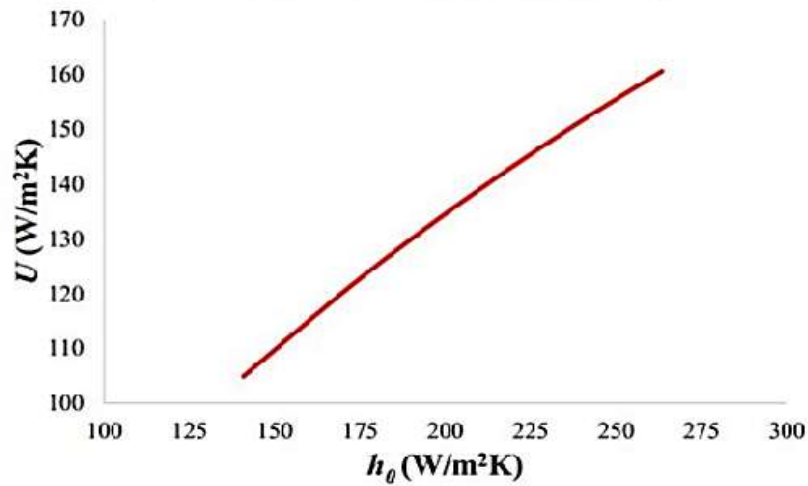
(5) تتوضح قيمة المردود الحراري بعد استعمال المبادل الحراري في الجدول (6)، حيث تمت المقارنة بين قيم المردود الحراري قبل استخدام المبادل المسترجع وبعد استخدام المبادل الحراري المسترجع خلال التجارب ضمن ظروف المخبر فكان مقدار الزيادة حوالي 7% وذلك عند نسبة استرجاع 50%.

الجدول (6) قيمة المردود الحراري قبل استخدام المبادل وبعد استخدام المبادل الحراري المسترجع

المردود الحراري قبل استخدام المبادل	المردود الحراري بعد استخدام المبادل
25%	29%
24%	28.53%
23.76%	26.70%
23%	26.53%
22.7%	26.28%
22%	26.23%

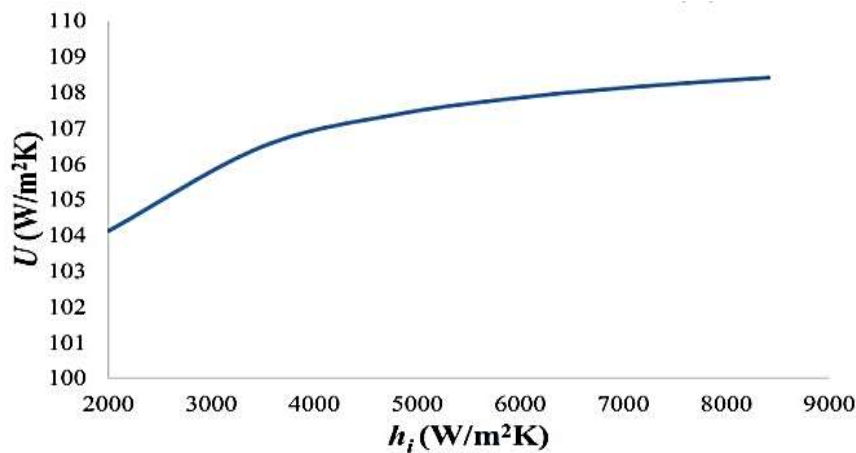
(6) النتائج النمذجية لعلاقة معامل الحمل الحراري الكلي U مع معامل التوصيلية الحرارية الداخلي h_i (داخل الملف الحلزوني) و معامل التوصيلية الحرارية الخارجي h_o :

من خلال الدراسة النمذجية تبين أن معامل الحمل الحراري الكلي يعتمد على معامل الموصلية الحرارية الداخلي وكذلك الخارجي. الدراسة النمذجية توضح أن تغير U الحمل الحراري الكلي وفق معامل الموصلية الحرارية الداخلي h_i أقل أهمية مقارنةً مع معامل الموصلية الحرارية الخارجي h_o كما هو موضح بالشكلين (6) (7) حيث من خلال الشكل (6) تتوضح العلاقة الخطية بين U و h_o . المحور الأفقي يدل على معامل الموصلية الحرارية الخارجي مقدراً بـ $W/m^2.K$ و المحور الشاقولي يدل على معامل الحمل الحراري الكلي مقدراً بـ $W/m^2.K$.



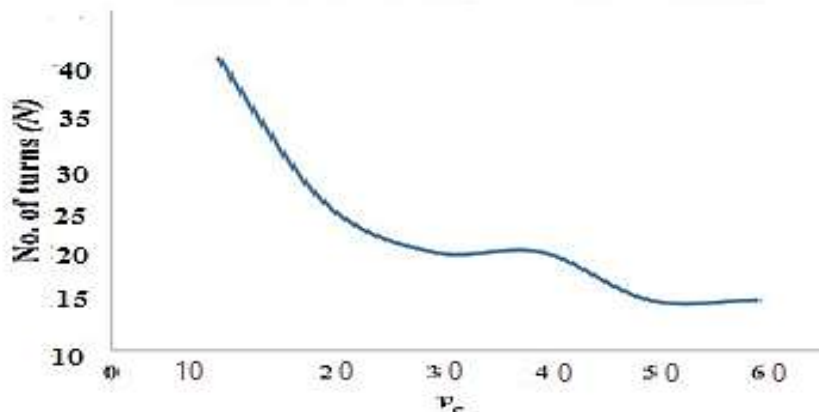
الشكل (6) تغير معامل الحمل الحراري الكلي مع تغيرات معامل الموصلية الحرارية الخارجي

- المحور الأفقي يدل على معامل الموصلية الحرارية الداخلي مقدراً بـ $W/m^2.K$ و المحور الشاقولي يدل على معامل الحمل الحراري الكلي مقدراً بـ $W/m^2.K$.



الشكل (7) تغير معامل الحمل الحراري الكلي مع تغيرات معامل الموصلية الحرارية الداخلي

(7) العلاقة بين عدد لفات المبادل الحلزوني N والسرعة داخل الملف الحلزوني V_C :
تمت دراسة العلاقة نمذجياً بين عدد اللفات للمبادل الحلزوني N والسرعة داخل الملف الحلزوني V_C وذلك لأن عدد اللفات يلعب دوراً مهماً في تصميم المبادل. فنلاحظ من خلال الشكل (8) عند ازدياد السرعة في الملف ينخفض عدد اللفات في البداية ثم عند قيم معينة تثبت السرعة V_C لتعود وتنخفض مرة أخرى عند ازدياد عدد اللفات N . المحور الأفقي يدل على سرعة الهواء داخل ملف المبادل الحراري والمحور الشاقولي يدل على عدد لفات المبادل الحلزوني.



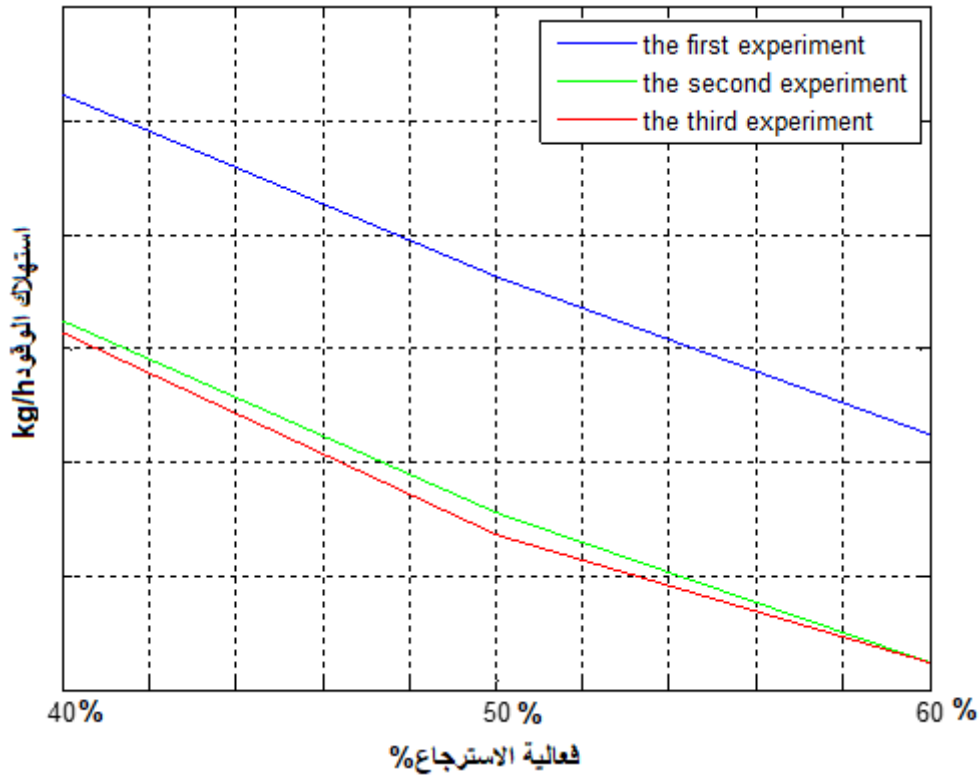
الشكل (8) تغير عدد لفات المبادل الحلزوني مع سرعة الهواء داخل الملف الحلزوني

(8) دراسة الجدوى الاقتصادية للوحدة الغازية:
تبين من خلال دراسة الجدوى الاقتصادية للوحدة الغازية بناءً على مقارنة استهلاك الوقود قبل وبعد الاسترجاع أنه كلما زادت نسبة الاسترجاع قل استهلاك الوقود حيث كان استهلاك الوقود في التجربة الأولى 8.424 kg/h وفي التجربة الثانية 7.632 kg/h والاستهلاك للوقود في التجربة الثالثة 6.732 kg/h وبعد الاسترجاع كما هو موضح بالشكل (9) وبالجداول (7) وذلك عند نسب استرجاع مختلفة 40%, 50%, 60% .
تم تنسيق قيم استهلاك الوقود ب kg/h ضمن الجدول (7) للتجارب الثلاثة عند فعاليات استرجاع مختلفة.

الجدول (7) قيم استهلاك الوقود وفقاً لنسب استرجاع مختلفة

نسبة الاسترجاع	40%	50%	60%
استهلاك الوقود في الحالة 1	7.211	5.615	4.243
استهلاك الوقود في الحالة 2	5.232	3.544	2.233
استهلاك الوقود في الحالة 3	5.133	3.366	2.241

- كان استهلاك الوقود في الحالة الأولى 8.424 kg/h وفي الحالة الثانية 7.632 kg/h والاستهلاك للوقود في الحالة الثالثة 6.732 kg/h .
- ومن خلال استخدام المبادل الحراري الحلزوني المسترجع سيتم تقليل كمية الوقود المستهلكة في حجرة الاحتراق من خلال الاستفادة من غازات العادم الساخنة وبالتالي تقليص نسبة الغازات الضارة الصادرة عن العنفات الغازية.



الشكل (9) انخفاض استهلاك الوقود عند فعاليات استرجاع مختلفة خلال ثلاث تجارب

- تمت مقارنة تغير قيمة المردود الحراري للنعفة الغازية η قبل وبعد الاسترجاع، حيث كانت قيمة المردود الحراري قبل الاسترجاع 25% وبعد الاسترجاع عند نسب استرجاع مختلفة كما هو موضح في الجدول (8):

الجدول (8) تغير المردود الحراري للنعفة وفقاً لنسب استرجاع مختلفة

نسبة الاسترجاع	المردود الحراري بعد الاسترجاع
40%	27%
50%	29%
60%	33%

الاستنتاجات والتوصيات:

الاستنتاجات:

- ارتباط المردود الحراري للمنشأة الغازية بدرجات حرارة الوسط الخارجي فكلما انخفضت درجة حرارة الوسط الخارجي كان المردود الحراري أعلى فكانت أعلى قيمة للمردود الحراري للنعفة الغازية كانت في شهر كانون الأول حيث كانت درجة حرارة دخول الهواء إلى الضاغط (درجة حرارة الوسط المحيط) $T_1 = 18^\circ\text{C}$.

(2) أعلى قيمة للاستطاعة المقدمة من وحدة العنفة الغازية 1922.1 Watt وذلك عند درجات الحرارة (درجة حرارة الهواء عند مدخل حجرة الاحتراق $T_2 = 93.98^\circ\text{C}$ و (درجة حرارة الغازات عند مدخل العنفة الأولى) و $T_3 = 726,07^\circ\text{C}$ ، وعند عدد دورات مولد الغاز $N_{G.G} = 1514.16 \text{ r/sec}$ ، و عدد دورات لعنفة الطاقة $N_{p.T} = 612.11 \text{ r/sec}$.

(3) استخدام المبادل الحراري الحلزوني أدى إلى تقليل نسبة الوقود المستهلكة ضمن حجرة الاحتراق من 8.424 kg/h إلى 5.616 kg/h أي كانت نسبة التوفير في الوقود المستهلك حوالي 22% وبالتالي تقليل الانبعاثات الغازية الناتجة عن الوحدة الغازية.

(4) زيادة المردود الحراري للعنفة الغازية عند نسب استرجاع مختلفة فكانت أفضل زيادة حوالي 10% بعد استخدام الاسترجاع وذلك عند نسبة استرجاع $\varepsilon = 50\%$.

(5) ارتباط عدد لفات المبادل الحلزوني N بالسرعة V_C داخل الملف الحلزوني، فكلما ازدادت السرعة داخل الملف الحلزوني قلت عدد لفات المبادل الحلزوني N فالعلاقة بينهما عكسية وفقاً للنموذج.

(6) يعتمد معامل الحمل الحراري الكلي U في المبادل الحراري الحلزوني بشكل أساسي على معامل انتقال الحرارة الخارجي h_o مقارنة مع h_i معامل انتقال الحرارة الداخلي فالعلاقة بين U و h_o علاقة طردية.
التوصيات:

- (1) القيام بالدراسة باستخدام نوع آخر من المبادلات الحرارية ومقارنتها مع البحث المدروس.
- (2) إجراء دراسة مماثلة في حالة الجريان الصفحي ومقارنتها مع الجريان المضطرب المدروس.
- (3) إجراء دراسة مماثلة باستخدام برامج حاسوبية مثل ANSYS للتأكد من وثوقية النتائج.

References:

- [1]. WILHELMSSON, B. Consider spiral heat exchangers for fouling application, Hydrocarbon Processing. 2010, 83.
- [2]. Martin, H. Heat Exchangers, (Hemisphere Publishing Corporation), London, 1992, 73-82.
- [3]. YANG, R.; CHIANG, F. An experimental heat transfer study for periodically varying curvature curved-pipe, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, No.15, 2002, 3199-32204.
- [4]. HUTTL, T.; FRIEDRICH, R. Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol .21, No. 3, 2011 345-353.
- [5]. RODRIGUEZ, J. Intercambiadores de placas en espiral, Introducción a la Termodinámica con Algunas Aplicaciones Ingeniería. 2000, 692-696.
- [6]. BURMEISTER, L. Effectiveness of a spiral plate heat exchanger with equal capacitance rates, Journal of Heat Transfer, Vol. 128, 2006, 295-301.
- [7]. Ismail, A.; DESIGN A SOFTWARE PROGRAM TO COMPUTE THE GAS TURBINE PERFORMANCE. Volume 9, Issue 13, December 2018, 276-876.
- [8]. TROM, L. Use spiral plate exchangers for various applications, Hydrocarbon Processing. 1995, 73-81.

