

Studying the Effect of Both Airflow Velocity and Water Flow Velocity on Heat Exchange Within a Touring Car Cooler

Dr. AYOB HASSAN*
Dr. Jihad Bador**
MYSAR SHHAIDAH**

(Received 11 / 1 / 2023. Accepted 27 / 4 / 2023)

□ ABSTRACT □

Heat exchangers used in various industrial fields, including refrigeration devices and internal combustion engines, are exposed to heat losses associated with the heat transfer process, and to pressure losses that are indirectly associated with the rate of heat transfer, which leads to a decrease in the efficiency of the heat exchange process, which negatively affects the work of the exchanger. The proposed experimental and analytical study aims to study and test the Kia Rio passenger car cooler, including a complete modeling process for the cooler using the MATLAB program simulation process, which led to a high speed in data processing, conducting thermal calculations for the exchanger variables with high accuracy and speed, and drawing the curves of all the studied cases in addition to comparison of the analytical results with the experimental results made on the previous car cooler. The car radiator was also drawn with its dimensions using the solid program to be exported to the ansys program in order to calculate the values of other variables. The results of the previous study were compared with the results of the reference study and were superior to them by 10% for heat transfer coefficients.

Keywords: Touring car cooler- Convection heat transfer- Similar equations- heat flow- Cooling system- Average logarithmic mean temperatures- Pressure flow.

Copyright



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

* Professor , Department of Mechanical power Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria.

**Professor , Department of Mechanical power Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria.

***Master student , Department of Mechanical power Engineering, Tishreen University, Latakia, Syria.mysaarshhadah@gmail.com

دراسة تأثير كل من سرعة تدفق الهواء وسرعة جريان المياه على التبادل الحراري ضمن مبرد السيارات السياحية

د. أيوب حسن*

د. جهاد بدور**

ميسر شحيدة***

(تاريخ الإيداع 11 / 1 / 2023. قُبِلَ للنشر في 27 / 4 / 2023)

□ ملخص □

تتعرض المبادلات الحرارية المستخدمة في مختلف المجالات الصناعية بما فيها أجهزة التبريد ومحركات الاحتراق الداخلي إلى ضياعات حرارية مرتبطة بعملية انتقال الحرارة وإلى ضياعات في الضغط ترتبط بصورة غير مباشرة مع معدل انتقال الحرارة، الأمر الذي يؤدي إلى انخفاض كفاءة عملية التبادل الحراري مما يؤثر سلباً على عمل المبادل. تهدف الدراسة التجريبية والتحليلية المقترحة إلى دراسة و اختبار مبرد سيارة سياحية نوع KIA Rio متضمناً عملية نمذجة كاملة للمبرد باستخدام برنامج MATLAB وإجراء عملية المحاكاة SIMULATION، مما أدى للتوصل إلى سرعة عالية في معالجة البيانات وإجراء الحسابات الحرارية لمتغيرات المبادل بدقة وسرعة عاليتين ورسم منحنيات الحالات المدروسة جميعها بالإضافة إلى مقارنة النتائج التحليلية مع النتائج التجريبية التي تمت على مبرد السيارة السابقة. وتم أيضاً رسم مبرد السيارة بأبعاده باستخدام برنامج Solid ليتم تصديره لبرنامج Ansys من أجل حساب قيم متغيرات أخرى. تمت مقارنة نتائج الدراسة السابقة مع نتائج الدراسات المرجعية وتوقفت عليها بنسبة 10% لمعاملات انتقال الحرارة.

الكلمات المفتاحية: مبرد سيارة سياحية، انتقال الحرارة بالحمل، معادلات تشابه، التدفق الحراري، نظام تبريد، متوسط درجات الحرارة اللوغاريتمية الوسطية، جريان انضغاطي.

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



CC BY-NC-SA 04

*أستاذ ، قسم القوى الميكانيكية، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة تشرين، اللاذقية، سورية.
**أستاذ ، قسم القوى الميكانيكية، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة تشرين، اللاذقية، سورية.
***طالبة دراسات عليا (ماجستير) ، قسم هندسة القوى الميكانيكية، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة تشرين، اللاذقية، سورية.

مقدمة:

إن التطور الكبير في المجال الصناعي وخاصة الصناعات الهندسية فرض استخدام المبادلات الحرارية على نطاق واسع، فالمبادل الحراري هو جهاز لنقل الطاقة الحرارية من مائع ذو درجة حرارة مرتفعة إلى مائع ذو درجة حرارة منخفضة، وذلك عندما ينساب المائع خلالهما. كما يمكن تبريد السائل أو الغاز المطلوب تبريده بتمريره في أنابيب تمر في وسط آخر درجة حرارته منخفضة. بالتالي تتمثل المهمة الرئيسية للمبادل الحراري في نقل الطاقة الحرارية من سائل إلى آخر في مستويات درجة حرارة مختلفة [1]. تختلف استخدامات المبادلات الحرارية بشكل كبير ما بين الاسترجاع الحراري أو تسخين وتبريد الموائع والكثير من الاستخدامات الأخرى. وتعتبر المبردات من المبادلات الحرارية التي تضمن تبديد الطاقة الحرارية غير القابلة للاسترجاع من عملية ما إلى الوسط الخارجي [2]. تتعرض مبردات السيارات السياحية لتأثير العديد من البارامترات بما فيها تأثير سرعة جريان المياه داخل مبرد السيارة وأيضاً تأثير سرعة تدفق الهواء على التبادل الحراري في المبرد. اهتمت الدراسات المتعلقة بمبردات السيارات السياحية بدراسة تأثير العديد من البارامترات بما فيها البارامترين السابقين والدراسات استندت إلى عدة طرق أولها الطرق التقليدية في الحسابات الحرارية مثل [3]، [4] والتي تم من خلالها التوصل لتحسين في معدل نقل الحرارة بنسبة 40% إضافة إلى تحديد معدل انخفاض الضغط لتحديد التكوين الأمثل لمبرد الهواء والماء. فيما اتجهت دراسات أخرى إلى النمذجة والمحاكاة Simulation مثل [5] والتي تم من خلالها التوصل إلى فعالية تبريد بلغت 25% باستخدام مبرد ذو لوحات متداخلة أما الدراسة [6] بالإضافة التي قَدَمَتها الدراسة هي قياس درجات الحرارة الداخلية والخارجية للمبرد مع زعانف لزيادة سطح التبادل الحراري حيث بلغت أعلى وأقل درجة حرارة 52.3 و 47.4، أما بدون استخدام زعانف بلغت أعلى وأقل درجة حرارة 70.39 و 66.5، تظهر النتائج أن استخدام الزعانف قد قلل درجات الحرارة بمقدار 25%. استخدام الزعانف أدى لتبديد 74% من الحرارة أما عدم استخدام الزعانف أدى لتبديد 40.8%. أما بالنسبة للدراسات التي اعتمدت الطرق التجريبية والتحليلية معاً مثل [7] فقد تم في هذه الدراسة إيجاد إجراء بديل لتحسين درجة حرارة الهواء الداخلة والخارجة من وإلى المبرد وذلك باستخدام الزعانف. تظهر نتائج المحاكاة العددية للمبرد أن الحرارة الناتجة من المبرد المعدل زادت بنحو 45% مقارنة بالنموذج الأصلي. أما نسبة التفاوت بين النتائج التجريبية والتحليلية كانت بنسبة قليلة جداً بلغت 6%. بينما الدراسات التي اعتمدت على برنامج ANSYS و CFD مثل الدراسة [8] قدمت نظام ديناميكي حسابي مع محاكاة عددية لكتلة الهواء التي تمر عبر أنابيب مبرد وذلك عند إجراء تجربتين، في التجربة الأولى: درجة حرارة الهواء 35°C والضغط 1.01325 pas والقطر 7mm. أما في التجربة الثانية: درجة حرارة الهواء 28 و الضغط 1.65 pas والقطر نفسه. أظهرت نتائج المحاكاة العددية والرسوم البيانية أن ازدياد معدل انتقال الحرارة وكذلك الكفاءة العالية مرتبطة بزيادة معدل كتلة الهواء.

هكذا نجد أن الدراسات السابقة استخدمت طرق متنوعة لدراسة بعض البارامترات المؤثرة على مبردات السيارات دون أن تشمل جميع هذه البارامترات وأحياناً دون دراستها على مدار فصول السنة.

أهمية البحث وأهدافه:**1. هدف البحث وطريقته**

التوصل للقيم المناسبة للمتغيرات التي تحقق أفضل تصميم لمبرد السيارات السياحية إضافة الى نمذجة تصميم المبرد باستخدام الحاسوب لما يوفره من سرعة عالية في معالجة البيانات وإعطاء المعلومات المطلوبة للتصميم الأمثل لكافة متغيرات المبادل بدقة وسرعة عاليتين. تم الاعتماد على الدراسة النظرية (المرجعية) والدراسة التجريبية (العملية) وفق الخطوات التالية:

- 1- الدراسة النظرية
- 2- الدراسة العملية (التجريبية)

1.2 الدراسة النظرية

إن دراسة منظومة التبريد في السيارة تشمل التعريف بأجزائها، إضافة إلى التركيز على أهمية دورها لما لها من تأثير على أداء المحرك.

2.2 الدراسة العملية والتجريبية

تحديد البارامترات المؤثرة على التبادل الحراري في المبرد والتي ستدرس في هذه المقالة. البارامترات التي سيتم دراسة تأثيرها:

- تأثير سرعة جريان المياه داخل أنابيب مبرد السيارة على معامل انتقال الحرارة.
- تأثير سرعة تدفق الهواء على التبادل الحراري في المبرد.

بعد ذلك تحديد متغيرات الأداء للجريان، وهي: $To, Ti, M, Mw, Cp, K, L, Di, Do, F$

بعد معرفة متغيرات الأداء للجريان يصبح بالإمكان إجراء الحسابات النظرية لمعرفة قيم: رقم برانتل Pr ، سرعة جريان المائع U ، رقم رينولدز Re ، نوع جريان المائع $Type\ Flow$ ، رقم نوسلت Nu ، معامل انتقال الحرارة الداخلي hi ، ومعامل انتقال الحرارة الخارجي ho ، ومعامل الاحتكاك f . أما القيم التي سيتم استنتاجها هي: معامل انتقال الحرارة الإجمالي U ، كمية الحرارة الداخلية المنتقلة Q_i ، المساحة الداخلية لأنبوب المبادل الحراري A_i . وبعد استنتاج القيم سيتم إنشاء برنامج رياضي باستخدام MATLAB لحساب القيم السابقة ومن ثم إجراء مقارنة بين القيم النظرية ونتائج النمذجة.

1.2.2 آلية إجراء الدراسة التجريبية

تم اتباع الخطوات التالية من أجل إجراء الدراسة التجريبية:

- 1- اختيار شكل المبرد.
- 2- تحديد مواصفات المبرد.
- 3- توصيف مكونات دائرة التبريد.

اختيار شكل المبرد

تم اختيار مبرد سيارة سياحية نوع **Kia Rio** لإجراء الدراسة التجريبية عليه، كما يظهر الشكل (1).



الشكل (1): مبرد السيارة السياحية الذي تم إجراء التجربة عليه

مواصفات المبرد

يمكن إجمال مواصفات هذا المبرد في الجدول (1):

الجدول(1): مواصفات المبرد المدروس.

القيمة	بارامترات المبرد
440 mm	ارتفاع المبرد
260 mm	البعد بين أنبوب المبرد العلوي وأنبوب المبرد السفلي
0.00635 m = بوصة 1/4	قطر الأنبوب الخارجي للمبرد
0.000762 m = بوصة 0.030	سماكة قطر الأنبوب
0.005588 m	قطر الأنبوب الداخلي للمبرد
نحاس	مادة الصنع

توصيف مكونات دائرة التبريد

تجسدت المرحلة اللاحقة لإختيار المبرد، بإستكمال التجهيزات المتممة لدائرة التبريد من أجل تركيب بعضها ببعض بحيث تكتمل الدارة المراد إجراء التجارب عليه. يمكن تصنيف هذه التجهيزات كما يلي:

التجهيزات الميكانيكية:

تضمنت هذه التجهيزات المبرد بالإضافة إلى الأجزاء الأخرى التي يظهرها الشكل (2). يتم استعراض هذه الأجهزة مع توصيفها كما يلي:

1 - **الضاغط (المضخة):** يضغط المياه من خزان المبرد إلى ضمن الأنابيب، تستمد المضخة القوة اللازمة للدفع من عمود الكامات، وتحتوي المضخة على حشوة مطاطية لمنع تسرب الماء إلى الخارج .

2- **خزان الماء الاحتياطي:** يوجد بجانب المحرك ، وهو مزود بأنبوب صغير يسمح لماء المبرد بالخروج من المحرك إذا كان ساخناً بدرجة كافية ، وهو شفاف اللون لملاحظة مستوى الماء بداخلها مع وجود علامات الدالة (Low-Full)، يتم التوصيل مع المبرد عن طريق أنبوب مطاطي ، يجب الانتباه إلى أن الخزان يجب أن يكون مملوءاً بالماء على الأقل 3 mm أسفل الأنبوب.

3- **مكثف:** يعمل بالتزامن مع الحساس الحراري الترموستات لكي يتم فتح الترموستات عندما تبلغ درجة الحرارة الطبيعية 80°C (تقريباً) وعندها يبدأ الترموستات بالفتح الجزئي ليسمح بتبريد بعض الماء وبالتالي التخفيض من درجة الحرارة ، ليفتح بشكل كامل عند 85°C ، وبالتالي تصبح دورة التبريد مفتوحة بالكامل ويمر سائل التبريد عبر المبرد بغزارة.

4- **متممات الدارة الأخرى:** تتمثل متممات الدارة بأنابيب الدارة الرئيسية بين المبرد وخزان التبريد، بالإضافة إلى أنابيب المبرد العلوية والسفلية ، تظهر في الأشكال (3) و(4).



الشكل (3): مضخة المياه لدارة التبريد.



الشكل (4): خزان المياه الاحتياطي لدارة التبريد.

حالات التجربة الخاصة بنظام التبريد

تمت دراسة تأثير ثلاث بارامترات على أداء مبرد السيارة المستخدمة و هذه البارامترات هي:

1. تأثير سرعة جريان المياه داخل أنابيب مبرد السيارة على معامل انتقال الحرارة.
2. تأثير سرعة تدفق الهواء على التبادل الحراري في المبرد.

الحالات الثلاث المدروسة للبارمتر الأول

تم إجراء التجربة المتعلقة بالبارمتر الأول في فصل الصيف عند متوسط درجات حرارة في محافظة اللاذقية ، كما هو مبين في الجدول (2).

الجدول (2): مواصفات التجربة المتعلقة بالبارامترات.

متوسط درجات الحرارة	أعلى درجة حرارة للهواء	أدنى درجة حرارة للهواء	الفصل
39□	44□	34□	الصيف

ووفقاً لذلك تمت ملاحظة الحالات الثلاث المبينة:

- الحالة الأولى تبين تأثير سرعة جريان المياه وذلك عند مستوى تدفق طبيعي للمياه داخل الأنابيب بلغت قيمته $0.00568 \text{ m}^3/\text{s}$.

- الحالة الثانية تبين تأثير سرعة جريان المياه وذلك عند مستوى تدفق منخفض للمياه ناتج عن نقص المياه بسبب الحرارة بلغت قيمة التدفق $0.00256 \text{ m}^3/\text{s}$.
- الحالة الثالثة تبين تأثير سرعة جريان المياه وذلك عند مستوى مياه مرتفع عن الحد المسموح به بلغت قيمته $0.0093 \text{ m}^3/\text{s}$ مما يؤدي إلى ارتفاع الضغط داخل خزان التمدد وانفجاره في بعض الحالات. وتبين الجداول (3) و(4) و(5) مواصفات التجارب الخاصة بالبارامتر الأول.

الجدول (3) مواصفات التجربة الخاصة عند تدفق مرتفع للمياه ضمن الأنابيب.

1	رقم التجربة
10/8/2021	تاريخ إجراء التجربة
ساعتين	مدة التجربة
$0.0093 \text{ m}^3/\text{s}$	تدفق المياه ضمن الأنابيب

الجدول (4) مواصفات التجربة الخاصة عند تدفق طبيعي للمياه ضمن الأنابيب.

2	رقم التجربة
11/8/2021	تاريخ إجراء التجربة
ساعتين	مدة التجربة
$0.00568 \text{ m}^3/\text{s}$	تدفق المياه ضمن الأنابيب

الجدول (5) مواصفات التجربة الخاصة عند تدفق منخفض للمياه ضمن الأنابيب.

3	رقم التجربة
14/8/2021	تاريخ إجراء التجربة
ساعتين	مدة التجربة
$0.00256 \text{ m}^3/\text{s}$	تدفق المياه ضمن الأنابيب

الحالات المدروسة للبارامتر الثاني

تم إجراء التجربة المتعلقة بالبارامتر الثاني في محافظة اللاذقية على مدار فصول السنة الأربعة عند قيم مختلفة لدرجات الحرارة ولسرعة الرياح ، وفقاً لذلك تم اعتماد القيم التالية لدرجات الحرارة وسرعة الرياح كما في الجدول المبين:
الجدول (6): متوسط درجات الحرارة ومتوسط سرعة الرياح خلال فصول السنة التي تم اعتمادها للمبرد المدروس في محافظة اللاذقية.

متوسط سرعة الرياح	متوسط درجات الحرارة	أعلى درجة حرارة للهواء	أدنى درجة حرارة للهواء	
3 m/s	40□	46□	34□	الصيف
5 m/s	30□	40□	20□	الخريف
15 m/s	17□	30□	4□	الشتاء
12 m/s	24□	36□	12□	الربيع

وتبين الجداول (7) و(8) و(9) و(10) مواصفات التجارب الخاصة بالبارامتر الثاني.
الجدول (7) مواصفات التجربة الخاصة بسرعة تدفق الهواء في فصل الصيف.

رقم التجربة	4
تاريخ إجراء التجربة	22/8/2021
مدة التجربة	ساعة
متوسط سرعة الرياح	3 m/s
متوسط درجات الحرارة	40□

الجدول (8) مواصفات التجربة الخاصة بسرعة تدفق الهواء في فصل الخريف.

رقم التجربة	5
تاريخ إجراء التجربة	2/11/2021
مدة التجربة	ساعة
متوسط سرعة الرياح	5 m/s
متوسط درجات الحرارة	30□

الجدول (9) مواصفات التجربة الخاصة بسرعة تدفق الهواء في فصل الشتاء.

رقم التجربة	6
تاريخ إجراء التجربة	13/1/2022
مدة التجربة	ساعة
متوسط سرعة الرياح	15 m/s
متوسط درجات الحرارة	17□

الجدول (10) مواصفات التجربة الخاصة بسرعة تدفق الهواء في فصل الربيع.

رقم التجربة	7
تاريخ إجراء التجربة	20/3/2021
مدة التجربة	ساعة
متوسط سرعة الرياح	12 m/s
متوسط درجات الحرارة	24□

اختبار تجهيزات دارة التبريد

تم تركيب مختلف تجهيزات دارة التبريد (المبرد مع التجهيزات الميكانيكية) وذلك قبل البدء بإجراء التجارب الرسمية، بغية التأكد من دقة الحسابات المراد الحصول عليها من نظام التبريد، ولفهم آلية عمل هذه الأجزاء وبعض الأعطال التي يمكن أن تعيق عملها. استمرت فترة إجراء التجارب لمرحلتين متتاليتين ولعامين متتاليين: من (17/3/2021) ولغاية (26/8/2021) ثم في المرحلة التالية من (25/9/2021) ولغاية (9/2/2022). تم أيضاً إجراء عملية تنظيف المبرد للتأكد من خلوه من الترسبات واختبار حساس الحرارة للتأكد من دقة عمله وعدم تلفه وكذلك تم التأكد من عدم وجود أي تسريب من ناحية مضخة الماء.

الجران خلال الأنابيب:

تمت دراسة مختلف حالات جريان المائع ضمن أنابيب مبرد السيارة السياحية من نوع KIA RIO.

الجران الصفائحي:

يتم استخدام العلاقة الترابطية للعالم زيدروتيت (1) [9] وذلك من أجل الجران الصفائحي ضمن الأنابيب ذات الجدار الثابت درجة الحرارة:

$$Nu = 1.86(Re.Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \mu^{0.14} \quad (1)$$

لا يمكن استعمال المعادلة السابقة في حالة الأنابيب الطويلة جدا حيث أنها ستؤدي لقيمة صفرية لرقم نوسلت ولهذا فإن المعادلة (2) [9] صالحة للمقدار:

$$Re.Pr (D/L) > 10 \quad (2)$$

الجران المضطرب:

توجد علاقات ترابط لرقم نوسلت كامل التطور وذلك للجران المضطرب في الأقفية باعتبار أن منطقة المدخل الحراري قصيرة. تبين المعادلات التالية علاقات الجران المضطرب الكامل التطور داخل الأنابيب: العلاقة (3) [9] في حالة التسخين:

$$Nu = 0.023.Re^{0.8}.Pr^{0.4} \quad (3)$$

في حالة التبريد نستخدم العلاقة (4) [9]:

$$Nu = 0.023.Re^{0.8}.Pr^{0.3} \quad (4)$$

الجران المتصالب على أنبوب:

يتركز اهتمامنا في معظم التطبيقات الهندسية على تعيين رقم نوسلت المتوسط. ونظرا لصعوبة التنبؤ برقم نوسلت للجران المتصالب على إسطوانة بسبب الطبيعة المعقدة لعملية الانفصال تستعمل علاقات الترابط التجريبية للغازات (5) [10] على نطاق واسع وهي تتوافق مع النتائج التجريبية بدقة عالية:

$$Nu = [0.4Re^{1/2} + 0.06Re^2] Pr^{0.4} \cdot \mu^{1/4} \quad (5)$$

حيث:

$$0.67 < Pr < 300$$

$$10 < Re < 10^5$$

$$0.25 < \mu < 5.2$$

المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة للمبادل الحراري المتعامد الانسياب:
تعطى علاقة فرق درجة الحرارة الوسطي (LMTD) بالمعادلة (6) [10]:

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left\{\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}\right\}} \quad (6)$$

معدل انتقال الحرارة في المبادل الحراري المتعامد الانسياب:

يتم حساب معدل انتقال الحرارة في المبادل الحراري المتعامد الانسياب من المعادلة (7) [10]:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot (LMTD) \quad (7)$$

بتطبيق المعادلات من (1) وحتى (7) تم التوصل للنتائج التجريبية للبارامترين الأول والثاني:

الجدول (11): نتائج الدراسة التجريبية للبارامتر الأول

الوحدات	الحالة الثالثة	الحالة الثانية	الحالة الأولى	قيم المدخلات و المخرجات
قيم المدخلات				
m	0.00635	0.00635	0.00635	Do
m	0.005588	0.005588	0.005588	Di
s ³ /m	0.0093	0.00256	0.00568	Flow
s Kg/m ·	0.000281	0.000281	0.000281	Mw
الوحدات	الحالة الثالثة	الحالة الثانية	الحالة الأولى	قيم المخرجات
-	7.9004	7.9004	7.9004	Pr
-	3720	2889	3100	Re
	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	نوع الجريان
m/s	6.11281	0.90891	2.1020	U
-	0.1524	0.083	0.1222	Nu
s. ² W/m	21.9966	17.1704	19.5470	ho
s. ² W/m	1923	1359	1657	hi
W	5851.7	4425.7	5199.5	Qo
W	6300	5045.4	5690.5	Qi
	92.8%	87.7%	91.3%	المردود
m ²	0.021	0.021	0.021	Ai
m ²	0.0239	0.0239	0.0239	Ao
□	39	39	39	LMTD
W/m ² .°C	21.747	16.956	19.319	H
Pas	6.1095	0.81172	2.1003	Δp

الجدول (12): نتائج الدراسة التجريبية للبارامتر الثاني

الوحدات	فصل الربيع	فصل الشتاء	فصل الخريف	فصل الصيف	قيم المدخلات
m	0.00635	0.00635	0.00635	0.00635	Do
m	0.005588	0.005588	0.005588	0.005588	Di
s ³ /m	0.00568	0.00568	0.00568	0.00568	Flow
s Kg/m·	0.000281	0.000281	0.000281	0.000281	Mw
°C	24	17	30	40	LMTD
الوحدات	فصل الربيع	فصل الشتاء	فصل الخريف	فصل الصيف	قيم المخرجات
-	4.8617	3.4437	6.0772	8.1029	Pr
-	3020	2760	3730	3900	Re
	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	نوع الجريان
m/s	1.2935	0.9162	1.6169	2.15589	U
-	0.0752	0.053	0.094	0.12533	Nu
s. ² W/m	12.0289	11.520	15.0361	20.048	ho
s. ² W/m	1320	1045	2275	2700	hi
W	3199.69	2266.448	3999.6	5332.82	Qo
W	3655.61	2693.60	4428	5723.358	Qi
	87.5%	84.1%	90.3%	93.1%	المردود
m ²	0.021	0.021	0.021	0.021	Ai
m ²	0.0239	0.0239	0.0239	0.0239	Ao
W/m ² .°C	11.9202	11.394	14.937	19.900	H
Pas	1.2924	0.9155	1.6156	2.1541	Δp

آلية اجراء الدراسة التحليلية

تم اتباع الخطوات التالية من اجل اجراء الدراسة التجريبية:

- 1- حساب معامل انتقال الحرارة الداخلي.
- 2- حساب معامل انتقال الحرارة الخارجي.
- 3- حساب معامل انتقال الحرارة الكلي.

حساب معاملات انتقال الحرارة للبارامتر الأول

تم تطوير ثلاثة برامج منفصلة لحساب جميع متغيرات الأداء للمبادلات الحرارية المتعامدة الجريان اعتمادا على برنامج **MATLAB** وذلك ليتمكن الباحث من استخدام البرنامج المطلوب ولكل حالة من حالات التحليل لهذا النوع من

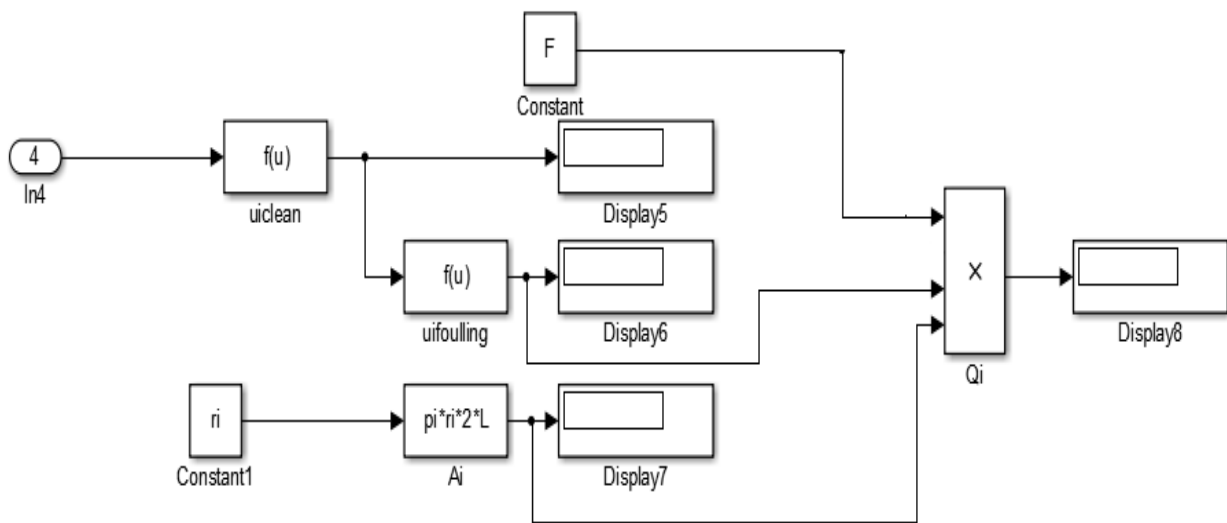
المبادلات الحرارية لدراساتها. يختص البرنامج الأول بحساب معامل انتقال الحرارة الداخلي بينما يختص البرنامج الثاني بحساب معامل انتقال الحرارة الخارجي للمبادل. أما البرنامج الثالث فيختص بحساب كمية الحرارة الكلية المنقولة في المبادل الحراري. يبين الشكل (5) المخطط الصندوقي لحساب معامل انتقال الحرارة الداخلي، بينما يوضح الشكل (6) المخطط الصندوقي لحساب معامل انتقال الحرارة الخارجي. الشكل (7) بين المخطط الصندوقي لحساب معامل انتقال الحرارة الكلي.

الجدول (13): يتضمن نتائج البرامج الثلاث التي تمت برمجتها بواسطة برنامج MATLAB بالإضافة إلى قيم مدخلات البرامج التي تم إدخالها للبرنامج ليقوم بحساب قيم المخرجات، والخاصة بالبارامتر الأول.

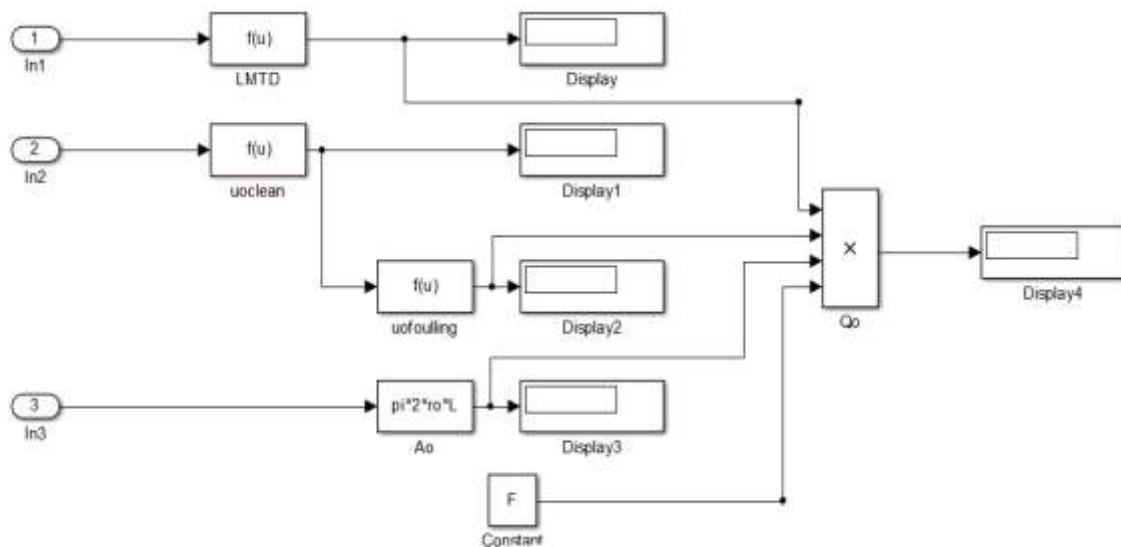
الوحدات	الحالة الثالثة	الحالة الثانية	الحالة الأولى	قيم المدخلات و المخرجات
قيم المدخلات				
m	0.00635	0.00635	0.00635	Do
m	0.005588	0.005588	0.005588	Di
s ³ m	0.0093	0.00256	0.00568	Flow
s Kg/m·	0.000281	0.000281	0.000281	Mw
الوحدات	الحالة الثالثة	الحالة الثانية	الحالة الأولى	قيم المخرجات
-	7.9004	7.9004	7.9004	Pr
-	3976	3005	3306	Re
	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	نوع الجريان
m/s	6.3039	1.1	2.29309	U
-	0.3651	0.2957	0.3349	Nu
s ² W/m	22.1334	17.9293	20.3059	ho
s ² W/m	2075	1512	1810	hi
W	6033.3	4607.3	5381.1	Qo
W	6400	5200.3	5755.4	Qi
	94%	88.5%	93%	المردود
m ²	0.021	0.021	0.021	Ai
m ²	0.0239	0.0239	0.0239	Ao
□	39	39	39	LMTD
W/m ² .°C	21.89980	17.719	20.080	H
Pas	6.351766	1.108352	2.31050	Δp

الجدول (14): يتضمن نتائج البرنامج الذي تمت برمجته بواسطة برنامج MATLAB بالإضافة إلى قيم مدخلات البرامج التي تم إدخالها للبرنامج ليقوم بحساب قيم المخرجات، والخاصة بالبارامتر الثاني

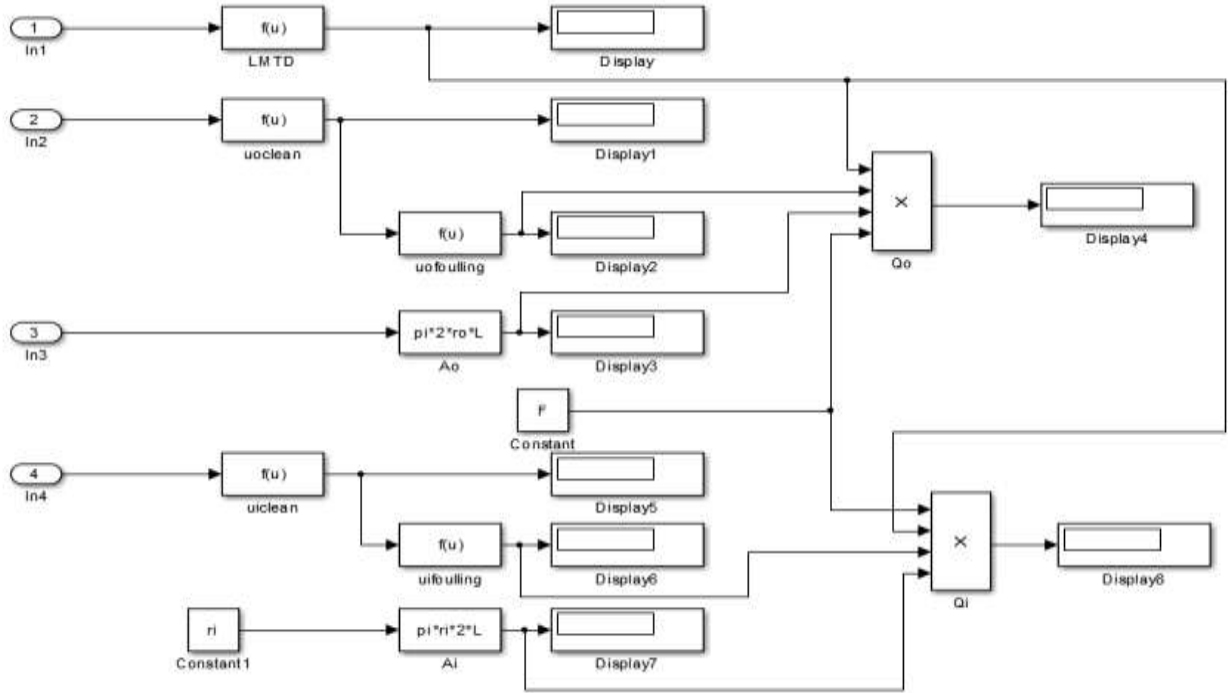
الوحدات	فصل الربيع	فصل الشتاء	فصل الخريف	فصل الصيف	
قيم المدخلات					
m	0.00635	0.00635	0.00635	0.00635	Do
m	0.005588	0.005588	0.005588	0.005588	Di
s ³ m	0.00568	0.00568	0.00568	0.00568	Flow
s Kg/m·	0.000281	0.000281	0.000281	0.000281	Mw
°C	24	17	30	40	LMTD
الوحدات	فصل الربيع	فصل الشتاء	فصل الخريف	فصل الصيف	
قيم المخرجات					
-	4.9012	3.598	6.122	8.345	Pr
-	3367	3089	3980	4231	Re
	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	جريان مضطرب	نوع الجريان
m/s	1.4105	1.4162	1.76	2.544	U
-	0.0941	0.281	0.134	0.32533	Nu
s ² W/m	12.8677	11.720	15.9339	23.0548	ho
s ² W/m	1563	1197	2356	2967	hi
W	3357.01	2453.098	4129.34	5655.11	Qo
W	3800.98	2833	4476.7	5988.5	Qi
	88.3%	86.5%	92.3%	94.4%	المردود
m ²	0.021	0.021	0.021	0.021	Ai
m ²	0.0239	0.0239	0.0239	0.0239	Ao
W/m ² .°C	12.762	11.606	15.826	22.877	H
Pas	1.0154	1.120	1.900	2.531	Δp



الشكل (5) مخطط Simulink لمعامل انتقال الحرارة الداخلي



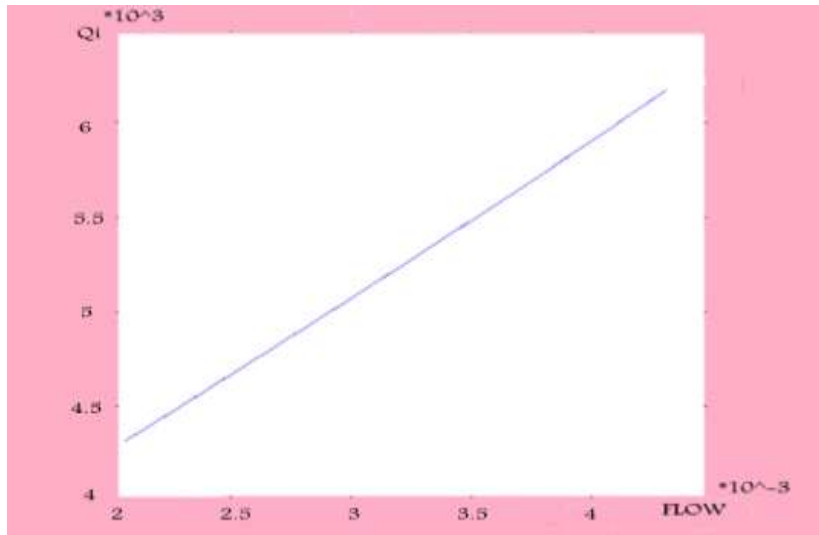
الشكل (6) مخطط Simulink لمعامل انتقال الحرارة الخارجي



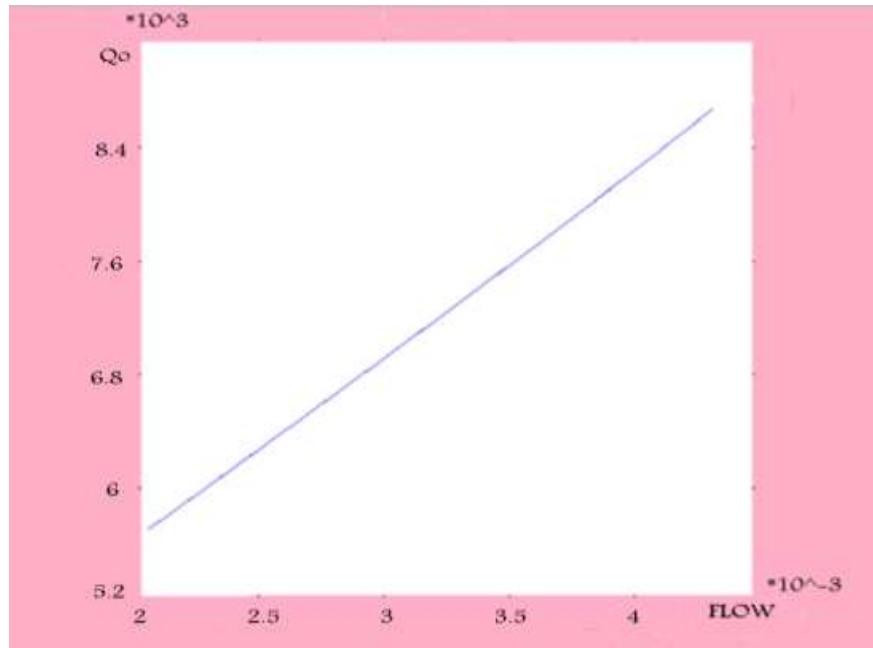
الشكل (7) مخطط Simulink لمعامل انتقال الحرارة الكلي

النتائج والمناقشة:

يبين الشكل (8) الخط البياني لتغير Q_i بدلالة التدفق Flow. حيث أنه بزيادة تدفق المياه زادت سرعة جريان المياه وبالتالي زيادة رقم رينولدز ورقم نوسلت وبالتالي زيادة معامل انتقال الحرارة الداخلي الأمر الذي يؤدي إلى زيادة كمية الحرارة الداخلة.

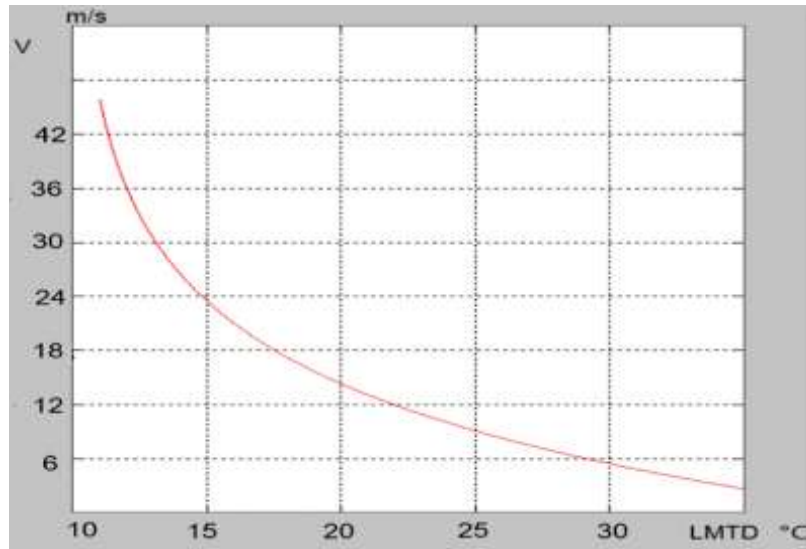
الشكل (8) الخط البياني لتغير Q_i بدلالة التدفق Flow

يبين الشكل (9) الخط البياني لتغير Q_o بدلالة التدفق Flow. حيث أنه بزيادة تدفق المياه زادت سرعة جريان المياه وبالتالي زيادة رقم رينولدز ورقم نوسلت وبالتالي زيادة معامل انتقال الحرارة الخارجي الأمر الذي يؤدي إلى زيادة كمية الحرارة الخارجة.



الشكل (9) الخط البياني لتغير Q_o بدلالة التدفق Flow

نلاحظ من الخط البياني لتغير السرعة V بدلالة متوسط درجات الحرارة أنه مع زيادة سرعة الهواء فإن متوسط درجات الحرارة ينخفض وهذا ينعكس على معدل انتقال الحرارة الكلي والذي بدوره يؤدي إلى انخفاضه كما يبين الشكل (10).



الشكل (10): الخط البياني لتغير السرعة V بدلالة متوسط درجات الحرارة LMTD

من المخططات والأشكال السابقة يتبين لنا أن:

- بلغ التراوح في كمية الحرارة الداخلة بين الدراستين 3.3% فكانت أكبر قيمة تحليلياً 5755.4 W أما أصغر قيمة تجريبياً 5690.5 W وذلك عند قيمة طبيعية للتدفق بلغت $0.00568 \text{ m}^3/\text{s}$ وهي الأفضل من الناحية التصميمية للمبرد بالنسبة للبارامتر الأول.

- بلغ التراوح في كمية الحرارة الداخلة بين الدراستين 2.2% فكانت أكبر قيمة تحليلياً 5988.5 W أما أصغر قيمة تجريبياً 5723.358W وذلك خلال فصل الصيف وهي الأفضل من الناحية التصميمية للمبرد بالنسبة للبارامتر الثاني.
 - بلغ التراوح في كمية الحرارة الخارجية بين الدراستين 3% فكانت أكبر قيمة تحليلياً 5381.1W أما أصغر قيمة تجريبياً 5199.5 W وذلك عند قيمة طبيعية للتدفق بلغت $0.00568 \text{ m}^3/\text{s}$. وهي الأفضل من الناحية التصميمية بالنسبة للمبرد بالنسبة للبارامتر الأول.
 - بلغ التراوح في كمية الحرارة الخارجية بين الدراستين 1.99% فكانت أكبر قيمة تحليلياً 5655.11W أما أصغر قيمة تجريبياً 5322.8 W وذلك خلال فصل الصيف بالنسبة للبارامتر الثاني.
 - بينت التجارب أن أعلى قيم لمعامل انتقال الحرارة كانت خلال فصل الصيف عند سرعة هواء بلغت 3 m/s ، حيث بلغت قيمته $19.900 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$ تجريبياً، بينما بلغت قيمة معامل انتقال الحرارة $22.877 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$ تحليلياً. وبالتالي نجد أن:
- A. أفضل مردود للمبرد المدروس كان عند تدفق طبيعي بلغ 93% وهو يتناسب مع معدل استهلاك وقود طبيعي ويراعي الناحية التصميمية للمبرد.
- B. أفضل مردود للمبرد المدروس كان خلال فصل الصيف بلغ 94.4% وهو يتناسب مع معدل استهلاك وقود طبيعي ويراعي الناحية التصميمية للمبرد.
- يبين الجدول (15) نسبة التباين بين نتائج الدراستين التجريبية والتحليلية للبارامتري الأول والثاني المدروسين المؤثرين على مبرد السيارة السياحية.

الجدول (15): نسبة التباين بين نتائج الدراستين التجريبية والتحليلية للبارامتر الأول المدروس المؤثر على مبرد السيارة السياحية.

المخرجات	نسبة التباين بين الدراسة التجريبية والتحليلية للبارامتر الأول
Re	1.2%
U	4%
Nu	6.3%
h o	3.7%
hi	8.4%
Qi	3.3%
Qo	3%
H	10%
Δp	9.09%
المردود	1.8%

الجدول (16): نسبة التباين بين نتائج الدراساتين التجريبية والتحليلية للبارامتر الثاني المدروس المؤثر على مبرد السيارة السياحية.

المخرجات	نسبة التباين بين الدراسة التجريبية والتحليلية للبارامتر الثاني
Re	2.3%
U	6.5%
Nu	8.1%
h o	3.9%
hi	7.6%
Qi	2.2%
Qo	1.99%
H	10%
Δp	11%
المردود	1.3%

الاستنتاجات والتوصيات:

- التوصيات التي يمكن أن ينصح بها في الأبحاث القادمة ويمكن لها أن تكون متممة لهذا العمل، يمكن إجمالها بما يلي:
1. القيام بمزيد من التجارب على مبردات سيارات سياحية متضمنة دراسة بعض المتغيرات التي لم نعلم بدراستها.
 2. إجراء المزيد من الأبحاث بواسطة CFD (ديناميك الموائع الحسابية) لما يتيسر من تغيير بعض المتغيرات ودراسة تأثير ذلك في أداء هذا النظام، ويوفر وقت كبير في معالجة البيانات.
 3. تطبيق البرامج التي تم التوصل إليها على أجهزة التدفئة والتكييف وعلى أنواع مختلفة لمبردات السيارات السياحية مع مراعاة الأبعاد التصميمية.
 4. القيام بمزيد من التجارب خلال ظروف مختلفة لأحوال الطقس مثلاً الطقس الغائم حيث تتباين درجات الحرارة.
 5. ضرورة توفر أجهزة القياس المطلوبة كافة لإجراء التجارب. فخلال دراستنا لم نتتمكن من تأمين بعض هذه الأجهزة بسبب غلاء أسعارها وعدم توفرها في السوق المحلية (مقاييس التدفق).
 6. تأمين التمويل الكافي لمختلف الأبحاث التي من شأنها النهوض بمستوى تطوير المبادلات الحرارية واستخداماتها.

References:

- [1] **gonu. Alex**, Heat transfer- *John Wiley and Son Inc*, New York, 1993.
- [2] Applied thermodynamics for Engineering technologists. S .I. Units. T.D. EASTOP, A. Mc CONKEY .1998. Singapore. Fifth Edition.
- [3] *Salmo, P. .2016 Numerical investigation on various heat exchanger performances to determines an optimum configuration for charge air cooler; oil and water radiators . Cranfield University pp. 2-8.*
- [4] *cai, H. ,Lio ,Y .weng ,Z. .2016 Numerical and experimental study on the influence of tube bypass flow on the performance of plate fin heat exchang .Xiamen University.*
- [5] *A holistic performance evaluation of ventilation radiators –An assessment according to EN 442-2 using numerical simulations. Journal of Building Engineering-Adnan Ploskic [2019].*
- [6] *Modelling and Simulation of car radiator under the Atmospheric condition of Kano, Nigeria. International Journal of thermal sciences- Kabir Bashis Shariff , 2018].*
- [7] Experimental and numerical analysis of a modified hot water radiator with improved performanc. International Journal of thermal sciences- A.R Rahmati [2020].
- [8] *Study of the effect of mass flow rate of air on heat transfer rate in automobile radiator by CFD. Government Engineering College- p.k Trivedi -India [2020].*
- [9] *Hassan, Ayoub - Heat and Mass Transfer, Tishreen University Press, first edition, 2007.*
- [10] *Sayegh, al-Masri. heat transfer. Aleppo University Press, first edition, 1996.*