

تحديد الكفاءة الحرارية الأمثل لنموذج مركز شمسي خطي قطعي

د. عيسى مراد**

براءه حمادي*

تاريخ الإيداع 18 / 9 / 2016. قُبل للنشر في 5 / 12 / 2016

□ ملخص □

إنَّ ازدياد الطلب على الطاقة والمشاكل الناجمة عن تلوث البيئة أدى إلى التوجه لرفع كفاءة استخدام الطاقة من خلال الأبحاث العلمية المرتبطة بالطاقات المتجددة. خاصة أنَّ سورية تتمتع بإشعاع شمسي عالي وزمن سطوع شمسي طويل.

يتركز البحث حول تحديد الكفاءة الحرارية لنموذج مركز شمسي خطي قطعي (PTC) بهدف الحصول على النموذج الأمثل حرارياً واقتصادياً وفق الشروط المناخية لمدينة دمشق.

تم وضع نموذج رياضي للمركز المدروس وفق الأبعاد التصميمية المحسوبة من خلال حل معادلات الزوايا الشمسية والإشعاع الشمسي المباشر على مدار السنة. وقد تم حل هذا النموذج باستخدام عدة برامج حاسوبية (Excel, EES).

بينت النتائج أنَّ زيادة زاوية الحافة تؤدي إلى زيادة كفاءة المركز، وإنَّ أفضل كفاءة للمركز حرارياً واقتصادياً بلغت ($\eta_{th} = 0.74$) عند زاوية حافة ($\varphi_r = 45^\circ$). وتكون الأبعاد التصميمية لنموذج المركز هي: ($S = 3.66$ [m], $W_a = 3.56$ [kg/s], $f = 1.84$ [m], $r_r = 2.15$ [m]) لأجل تدفق 0.61 [kg/s] ودرجة حرارة تصميمية [C] 85 لمائع نقل الحرارة (الماء) عند قطر خارجي للمستقبل $D_{a,o} = 0.02$ [m].

الكلمات المفتاحية: المركز الشمسي الخطي ذو القطع المكافئ - الزوايا الشمسية - الإشعاع الشمسي المباشر - الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي الخطي القطعي.

** أستاذ، قسم الميكانيك العام، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق، سورية.
* معيدة (طالبة دكتوراه)، قسم الميكانيك العام، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق، سورية.

Determining the Optimum Thermal Efficiency for a Prototype of a Parabolic Trough Solar Concentrator

Dr. Issa Mrad*
Baraah Hamadi**

(Received 18 / 9 / 2016. Accepted 5 / 12 / 2016)

□ ABSTRACT □

The drastically increase in energy demand and the problems resulted from environmental pollution have led to a serious trend towards energy utilization efficiency improvement through scientific researches related to renewable energies, particularly that Syria has a high solar irradiance and prolonged sunshine hours.

This research focuses on determining the thermal efficiency for a prototype of a parabolic trough solar concentrator (PTC) to obtain the optimal prototype thermally and economically according to climatic conditions in Damascus.

It has been deposited the mathematical model of the studied concentrator depending on the calculated design parameters through calculating the solar angles equations and direct solar irradiance throughout the year. And it has been solved this model by using numerous computer programs (Excel, EES).

The results showed that the increasing of rim angle lead to increasing the thermal efficiency of the concentrator and the preferable efficiency of the concentrator thermally and economically reached ($\eta_{th} = 0.74$) at rim angle ($\varphi_r = 45^\circ$). And the design parameters of the concentrator prototype are ($S = 3.66$ [m], $W_a = 3.56$, $f = 1.84$ [m], $r_r = 2.15$ [m]) for mass flow rate 0.61 [kg/s] and design temperature 85 [°C] of heat transfer fluid (water) at the outer diameter of the receiver $D_{a,o} = 0.02$ [m].

Key Words: Parabolic trough solar concentrator, solar angles, direct solar radiation, thermal efficiency of parabolic trough solar concentrator.

*Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical & Electrical Engineering, Damascus University, Syria.

**Postgraduate Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical & Electrical Engineering, Damascus University, Syria.

مقدمة:

برز الاهتمام بالطاقة في سورية خلال العقود القليلة الماضية، حيث أنّ سورية تعتمد بشكل أساسي لتلبية حاجتها من مصادر الطاقة على المشتقات النفطية والغاز الطبيعي. وفي ظل الظروف الاقتصادية والبيئية وازدياد الطلب على الطاقة اتجهت الدول باتجاه ترشيد الاستهلاك والحفاظ على البيئة والبحث عن موارد محلية إضافية جديدة مثل الطاقات المتجددة كالطاقة الشمسية.

إنّ استخدام المركز الشمسي الخطي ذي القطع المكافئ (Parabolic Trough Solar Concentrator, PTC) في محطات الطاقة الكهروشمسية يُمنّل حالياً التكنولوجيا الواعدة من أجل إنتاج الطاقة الحرارية الشمسية مما يحقق وفراً هاماً في استهلاك الوقود اللازم لتلبية الطلب المتزايد على الطاقة وبالتالي يخفف من الأضرار البيئية الناتجة عن التلوث.

أهمية البحث وأهدافه:

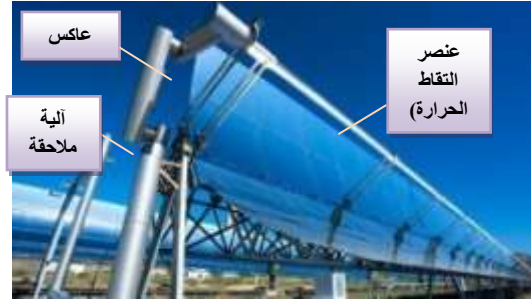
يكمّن الهدف الأساسي من البحث بتحديد الكفاءة الحرارية المثلى لنموذج مركز شمسي خطي ذي قطع مكافئ تم حساب كافة أبعاده التصميمية التالية: (طول العاكس S ، عرض فتحة العاكس W_a ، البعد المحرقي f ، نصف قطر الحافة r_f) بهدف الحصول على النموذج الأمثل حرارياً واقتصادياً وفق الشروط المناخية لمدينة دمشق، وبالتالي استخدامه في تطبيقات حرارية متنوعة في سورية.

منهجية البحث:

تم في هذا البحث حساب قيم الزوايا الشمسية الساعية وقيم الإشعاع الشمسي المباشر على مدار السنة، وبالتالي تحديد الأبعاد التصميمية المثلى لمركز شمسي خطي قطعي وفق الظروف المناخية لمدينة دمشق من خلال حساب قيمة الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي عند قيم مختلفة لزوايا الحافة ضمن المجال 0° إلى 90° . وقد تمت الدراسة عن طريق وضع نموذج رياضي للمركز وحلّه باستخدام برامج حاسوبية (EES, Excel).

الدراسة المرجعية:

تركزت الدراسات السابقة على استخدام تقنية PTC في دعم محطات الطاقة نظراً لإمكانية تسخين مائع نقل الحرارة (Heat Transfer Fluid, HTF) إلى درجة حرارة أعظمية تصل إلى حوالي 400°C . الشكل (1) يبين المركز الشمسي الخطي ذو القطع المكافئ [1].



الشكل (1) مكونات المركز الشمسي الخطي القطعي

في مصر [4], [1] تم إنشاء محطة الكريمات باستطاعة [140 [MW_e] يتم تأمين 20 [MW_e] منها من حقل شمسي يعتمد على PTCs.

في إيطاليا [2] يعرض الباحثون نموذج لمركز شمسي خطي قطعي بأبعاد مُفترضة:
 $S = 2.1$ [m], $W_a = 1$ [m], $D_{a,o} = 0.03$ [m], $C = 9.25$, $\varphi_r = 90^\circ$
 حاسوبي لتحديد موقع الشمس. المستقبل من الألمنيوم بانعكاسية 0.94. الاختبارات تم إنجازها تبعاً لمنهجية ASHRAE 2010. المائع المستخدم هو الماء. درجة الحرارة الأعظمية [°C] 85. لقد تم قياس كل من درجة حرارة المائع عند مدخل ومخرج المركز، ودرجة حرارة الوسط المحيط. أيضاً تم قياس شدة الإشعاع الشمسي المباشر وسرعة الرياح. استنتج الباحثون علاقة مردود المركز مع تغير درجة حرارة HTF وتبين أن أعظم مردود ممثلاً بالكفاءة البصرية هو $F_R \eta_0 = 0.658$.

في الأردن [5] قام الباحث Khaled عام 2012 بدراسة واختبار حقل شمسي باستخدام PTC في منطقة البحر الميت لغرض تزويد الطاقة الحرارية المطلوبة لآلة تبريد امتصاصية وقد استنتج أنه يمكن لمائع نقل الحرارة أن يكون مصدراً لإعطاء الحرارة لآلة التبريد الامتصاصية، الأمر الذي يؤكد إمكانية استخدام PTC في تطبيقات حرارية متنوعة وليس فقط لقطاع توليد الكهرباء.

في المكسيك [7] قام الباحثون بتصميم نموذج لمركز شمسي خطي قطعي بأبعاد مُفترضة:
 $W_a = 0.5$ [m], $f = 0.112$ [m], $C = 67.5$, $\varphi_r = 90^\circ$, $S = 0.95$ [m]
 الماء. نتائج التقييم كانت درجة حرارة أعظمية عند مخرج المركز [°C] 47.3 من أجل إشعاع شمسي مباشر 783 [W/m²] وتدفق 0.2 [L/min].

في الهند [9] قام الباحثون بدراسة النتائج التجريبية لنموذج مركز شمسي خطي قطعي بأبعاد مُفترضة:
 $S = 1.21$ [m], $W_a = 1.1$ [m], $C = 13.69$, $D_{a,o} = 0.025$ [m], $\gamma = 0.95$, $\varphi_r = 90^\circ$
 زجاجية معززة بالبلاستيك. العاكس مغطى بالألمنيوم بانعكاسية 0.85 والمستقبل من الفولاذ مغطى بمادة سوداء بامتصاصية 0.82 وقد تم اختبار المستقبل بوجود غلاف زجاجي، وبدون غلاف زجاجي. HTF المستخدم هو الماء. وتم تدوير المركز يدوياً حول المحور شرق-غرب (E-W). استنتج الباحث أن الغلاف الزجاجي يلعب دور عازل حول المستقبل حيث تم ملاحظة أن الكفاءة اللحظية بوجود غلاف زجاجي % 51 وبدون غلاف زجاجي % 39.

أيضاً في الهند [11] قام الباحث بتصميم مركز شمسي خطي قطعي بأبعاد مُفترضة:
 $S = 1.9$ [m], $D_{a,o} = 0.032$ [m], $f = 0.3$ [m]
 وذلك عند استبدال مادة تصنيع العاكس (Stainless steel, Aluminum foil, Aluminum sheet).

المستخدم هو الهواء. استنتج الباحث أنه أولاً: عند استخدام صفيحة ستانلس ستيل كعاكس، تكون درجة حرارة الهواء الخارج من المركز $42.1 [^{\circ}\text{C}]$ والتي يمكن استخدامها لتدفئة الغرفة. وعند استخدام رقائق الألمنيوم كعاكس، تكون درجة حرارة الهواء الخارج من المركز أكبر بنسبة 14.5% من الدرجة التي يمكن الحصول عليها في حال العاكس ستانلس ستيل. وعند استخدام صفيحة ألمنيوم كعاكس، تكون درجة حرارة الهواء الخارج من المركز أكبر بنسبة 24.22% من الدرجة التي يمكن الحصول عليها في حال العاكس ستانلس ستيل، وأكبر بنسبة 8.5% من الدرجة التي يمكن الحصول عليها في حال العاكس رقائق الألمنيوم. ثانياً: عند استخدام صفيحة ألمنيوم كعاكس، تكون كفاءة المركز أكبر بنسبة 61.18% مقارنة مع حالة العاكس ستانلس ستيل، وأكبر بنسبة 18.98% في حال العاكس رقائق ألمنيوم. ثالثاً: إن استخدام ستانلس ستيل كعاكس مكلف اقتصادياً بالمقارنة مع رقائق الألمنيوم وصفيحة الألمنيوم لذلك تمّ استنتاج أن صفيحة الألمنيوم هي أكثر اقتصادية لتستخدم كعاكس مع إمكانية تأمين درجة حرارة الهواء عند مخرج المركز.

في العراق [12] قام الباحث بدراسة نظرية وعملية لمركز شمسي خطي قطعي بأبعاد مُفترضة: $S = 1.9$ $\varphi_r = 90^{\circ}$, $C = 10.3$, $f = 0.25$ [m], $D_{a,o} = 0.03$ [m], $W_a = 1$ [m], وذلك لتقييم كفاءته حسب الشروط المناخية لمدينة تكريت خلال فصلي الصيف والشتاء. الإشعاع الشمسي لمدينة تكريت حُسب نظرياً. الدراسة النظرية أُنجزت باستخدام برنامج الفورتان 90. مائع نقل الحرارة هو الماء. عند تصميم المركز تم اعتماد العاكس من الألمنيوم المصقول بانعكاسية 0.85 ، المستقبل من الفولاذ المغلفن بامتصاصية 0.9 دون إحاطته بالغلّاف الزجاجي. تم استنتاج أن الكفاءة الحرارية العملية للمركز أقل من الكفاءة الحرارية النظرية بنسبة تتراوح بين $(7-15)\%$. وإنّ الزيادة في التدفق الكتلي للماء تؤدي إلى الزيادة في الكفاءة الحرارية، ولا يوجد تغير في الكفاءة الحرارية عندما يزيد التدفق الكتلي للماء عن 40 [kg/h].

من خلال الدراسات المرجعية السابقة التي اعتمدت جميعها على افتراض أبعاد تصميمية لتصنيع نموذج المركز الشمسي الخطي القطعي المدروس ومن ثم حساب كفاءته الحرارية تبعاً للأبعاد المفترضة، تمّ في هذا البحث تحديد الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي من خلال إعداد دراسة تصميمية لنموذج المركز وحساب كافة أبعاده.

حساب الإشعاع الشمسي المباشر:

من المعلوم أن المركز الشمسي الخطي القطعي لا يستقبل إلا الإشعاع الشمسي المباشر حصراً ولأجل تحويل هذا الإشعاع الشمسي المباشر من سطح العاكس إلى أنبوب المحرق بشكل كامل يجب تزويد وحدات PTC بأجهزة تمكنها من ملاحقة قرص الشمس وفق محور توجيه جغرافي محدد. لقد تمّ في هذه الدراسة اعتماد محور التوجيه شمال- جنوب (N-S) حيث أنه التوجيه الأمثل من وجهة نظر الطاقة المستخلصة لأجل التطبيقات الهندسية التي تحتاج إلى طاقة حرارية على مدار السنة، [3], [4]. تمّ حساب قيم الإشعاع الشمسي المباشر لمدينة دمشق من ساعة الشروق حتى الغروب لكافة أيام السنة من المعادلات التالية [12]:

$$\frac{P_L}{P_0} = \exp(-0.0001184 * H_{ait}) \quad (1)$$

$\frac{P_L}{P_0}$: نسبة الضغط في الموقع المدروس إلى الضغط الجوي النظامي.

H_{ait} : الارتفاع عن مستوى البحر بالأمتار (ارتفاع مدينة دمشق عن سطح البحر هو 707 [m]).

$$\frac{P_L}{P_0} = 0.92 \quad \text{فيكون:}$$

$$A_1 = 1158 * [1 + 0.066 * \cos(360 * N/370)] \quad (2)$$

N: رقم اليوم في السنة.

$$B = 0.175 * [1 - 0.2 * \cos(0.93 * N)] - 0.0045 * [1 - \cos(1.86 * N)] \quad (3)$$

تُحسب زاوية ارتفاع الشمس من المعادلة التالية [10]

$$\sin(\alpha) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h) \quad (4)$$

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (5)$$

L: زاوية خط العرض، وقيمتها لمدينة دمشق 33.513°

δ : زاوية الانحراف.

h: الزاوية الساعية ومعادلتها [10].

$$h = \pm 0.25 * \hat{N} \quad (6)$$

\hat{N} : عدد الدقائق بدءاً من الظهر الشمسي (الساعة 12).

تُحسب زاوية الورود من المعادلة التالية [10]:

$$i = 90 - \alpha \quad (7)$$

يُحسب الإشعاع الشمسي الناظمي على سطح الأرض من المعادلة التالية [12]:

$$\dot{I}_N = A_1 * \exp \left(- \frac{P_L}{P_0} * \frac{B}{\sin(\alpha)} \right) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (8)$$

ويُحسب الإشعاع الشمسي المباشر من المعادلة التالية [13]:

$$\dot{I}_b = \dot{I}_N * \cos(i) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (9)$$

نتيجة لحل مجموعة المعادلات السابقة وفق الشروط المناخية لمدينة دمشق

($H_{alt} = 707 \text{ [m]}$, $L = 33.513^\circ$) تمّ حساب شدة الإشعاع الشمسي المباشر خلال كافة ساعات السطوع

الشمسي على مدار السنة. الجدول (1) يبين النتائج لحساب قيم كل من زاوية الانحراف، زاوية ارتفاع الشمس،

والإشعاع الشمسي المباشر لجميع أيام كانون الثاني عند الظهر الشمسي ($h = 0^\circ$).

الجدول (1) قيم زاوية الانحراف، زاوية ارتفاع الشمس، الإشعاع الشمسي المباشر لأيام كانون الثاني عند الظهر الشمسي

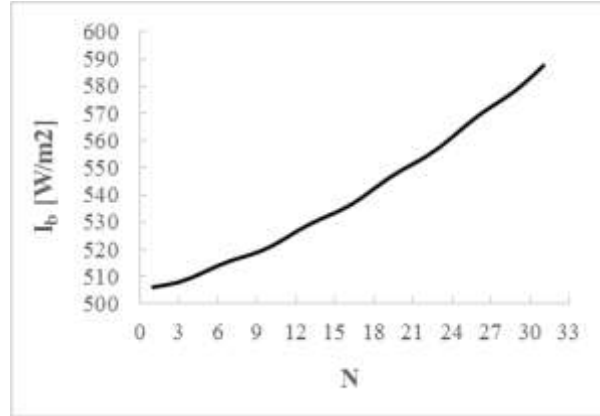
| N | A ₁ | B | δ [°] | α [°] | \dot{I}_b [W/m ²] |
|---|----------------|-------|--------------|--------------|---------------------------------|
| 1 | 1158.751 | 0.140 | -23.012 | 33.475 | 506.076 |
| 2 | 1157.511 | 0.140 | -22.931 | 33.556 | 506.863 |
| 3 | 1156.699 | 0.140 | -22.843 | 33.644 | 507.942 |
| 4 | 1157.024 | 0.140 | -22.748 | 33.739 | 509.625 |
| 5 | 1158.203 | 0.140 | -22.647 | 33.840 | 511.791 |
| 6 | 1159.204 | 0.140 | -22.538 | 33.949 | 513.987 |
| 7 | 1159.153 | 0.140 | -22.424 | 34.063 | 515.820 |

| | | | | | |
|----|----------|-------|---------|--------|---------|
| 8 | 1158.094 | 0.140 | -22.302 | 34.185 | 517.306 |
| 9 | 1156.953 | 0.140 | -22.174 | 34.313 | 518.853 |
| 10 | 1156.728 | 0.140 | -22.040 | 34.447 | 520.909 |
| 11 | 1157.615 | 0.140 | -21.898 | 34.589 | 523.565 |
| 12 | 1158.839 | 0.140 | -21.751 | 34.736 | 526.476 |
| 13 | 1159.329 | 0.140 | -21.597 | 34.890 | 529.154 |
| 14 | 1158.658 | 0.140 | -21.436 | 35.051 | 531.396 |
| 15 | 1157.411 | 0.141 | -21.269 | 35.218 | 533.464 |
| 16 | 1156.679 | 0.141 | -21.096 | 35.391 | 535.857 |
| 17 | 1157.102 | 0.141 | -20.917 | 35.570 | 538.875 |
| 18 | 1158.310 | 0.141 | -20.731 | 35.756 | 542.352 |
| 19 | 1159.247 | 0.141 | -20.540 | 35.947 | 545.796 |
| 20 | 1159.093 | 0.141 | -20.342 | 36.145 | 548.814 |
| 21 | 1157.984 | 0.141 | -20.138 | 36.349 | 551.460 |
| 22 | 1156.888 | 0.141 | -19.928 | 36.559 | 554.190 |
| 23 | 1156.765 | 0.141 | -19.713 | 36.774 | 557.462 |
| 24 | 1157.721 | 0.141 | -19.491 | 36.996 | 561.336 |
| 25 | 1158.921 | 0.141 | -19.264 | 37.223 | 565.411 |
| 26 | 1159.316 | 0.142 | -19.031 | 37.456 | 569.174 |
| 27 | 1158.560 | 0.142 | -18.792 | 37.695 | 572.443 |
| 28 | 1157.315 | 0.142 | -18.548 | 37.939 | 575.536 |
| 29 | 1156.668 | 0.142 | -18.298 | 38.189 | 578.988 |
| 30 | 1157.186 | 0.142 | -18.043 | 38.444 | 583.090 |
| 31 | 1158.416 | 0.142 | -17.782 | 38.705 | 587.621 |

استناداً لقيم الإشعاع الشمسي المباشر المحسوبة سابقاً لكل ساعات سطوع الشمس في السنة، تم الاعتماد في حساباتنا على القيمة الوسطية للإشعاع الشمسي المباشر على مدار السنة وهي:

$$I_{b,avs,y} = 285.99 [W/m^2] \quad (11)$$

الشكل (2) يبين تغير الإشعاع الشمسي المباشر بالنسبة لجميع أيام شهر كانون الثاني عند الظهر الشمسي.



الشكل (2) تغير الإشعاع الشمسي المباشر بالنسبة لجميع أيام كانون الثاني عند الظهر الشمسي (N) رقم اليوم لشهر كانون الثاني في السنة

حيث نلاحظ من الشكل أنّ الإشعاع الشمسي المباشر يتزايد في كل يوم عند نفس الزمن (الساعة 12) بالنسبة لشهر كانون الثاني.

حساب الأبعاد التصميمية للمركز الشمسي الخطي القطعي:

إنّ الهدف الأساسي من الحساب التصميمي لمركز شمسي خطي ذي قطع مكافئ هو تحديد الأبعاد التصميمية المثلى التي تعطي أفضل أداء حراري واقتصادي يمكن الحصول عليه من المركز عند شروط محددة.

النموذج الرياضي للمركز الشمسي الخطي القطعي:

تم وضع نموذج رياضي للحسابات التصميمية للمركز وفق المعادلات المبينة أدناه وحله باستخدام برامج حاسوبية (Excel, EES).

حساب نصف قطر الحافة (Calculating the Rim Radius):

يتم حساب نصف قطر الحافة [10] من المعادلة التالية:

$$r_r = \frac{D_{a,o}}{2 \cdot \sin(\theta_m)} \quad (12)$$

حساب البعد المحرقي (Calculating the Focal Distance):

يتم حساب البعد المحرقي لمركز شمسي خطي قطعي [10] من المعادلة التالية:

$$f = \frac{r_r}{2} [1 + \cos(\varphi_r)] \quad (13)$$

حساب طول المركز القطعي (Calculating the Length of Parabola):

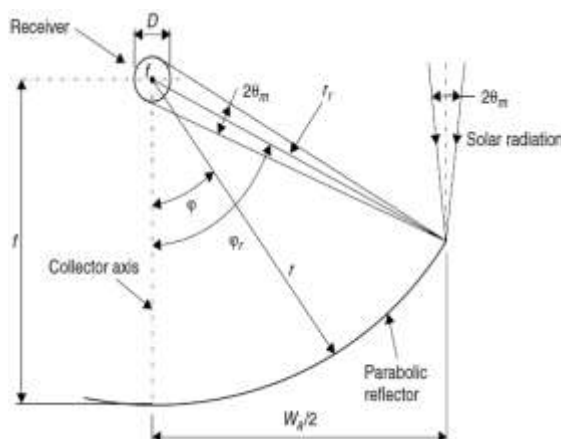
يتم حساب طول المركز الشمسي الخطي القطعي [10] من العلاقة التالية:

$$S = \frac{H_p}{2} \left[\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln\left(\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right)\right) \right] \quad (14)$$

$$H_p = 4f \quad (15)$$

φ_r : زاوية الحافة، وهي الزاوية بين مركز الإشعاع المنعكس من حافة العاكس إلى المحرق ومحور المركز.

الشكل (3) يبين مقطع عرضي للمركز الخطي القطعي يظهر فيه بارامترات المركز وكل من زاوية الحافة φ_r وزاوية القبول $2\theta_m$.



الشكل (3) مقطع عرضي للمركز الخطي القطعي [10]

حساب عرض العاكس (Calculating the Reflector Width):

يتم حساب عرض المركز [10] من المعادلة التالية:

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (16)$$

حل النموذج الرياضي للمركز الشمسي الخطي القطعي:

لحساب الأبعاد التصميمية للمركز الشمسي الخطي القطعي تم افتراض قيمة قطر المستقبل وذلك لحل جملة

المعادلات السابقة (12)، (13)، (14)، (15) و (16).

حسب السوق المحلية أُعتمدت قيمة قطر المستقبل [m] 0.02، وتمَّ تحديد المواد التي سيتم تصنيع النموذج

منها (مادة العاكس من الألمنيوم المصقول بانعكاسية 0.86 ومادة المستقبل من الستانلس ستيل بامتصاصية 0.95).

نتيجة لحل النموذج الرياضي لمجموعة المعادلات السابقة تبين أنَّ هناك عدة قيم لأبعاد المركز وذلك بسبب

تغير قيمة زاوية الحافة.

الجدول (2) يبين تغير قيم طول وعرض المركز والبعد المحرقي له تبعاً لتغير زاوية الحافة.

الجدول (2) قيم أبعاد المركز مع تغير زاوية الحافة

| زاوية الحافة φ_r [°] | نصف قطر الحافة r_r [m] | البعد المحرقي f [m] | طول المركز S [m] | عرض المركز W_a [m] |
|---------------------------------|-----------------------------|--------------------------|-----------------------|-------------------------|
| 5 | 2.15 | 2.15 | 0.38 | 0.38 |
| 10 | | 2.14 | 0.75 | 0.75 |
| 15 | | 2.12 | 1.14 | 1.13 |
| 20 | | 2.09 | 1.52 | 1.52 |
| 25 | | 2.05 | 1.92 | 1.91 |
| 30 | | 2.01 | 2.33 | 2.30 |
| 35 | | 1.96 | 2.76 | 2.71 |
| 40 | | 1.90 | 3.20 | 3.13 |

| | | | | |
|----|--|------|------|------|
| 45 | | 1.84 | 3.66 | 3.56 |
| 50 | | 1.77 | 4.15 | 4.01 |
| 55 | | 1.69 | 4.67 | 4.48 |
| 60 | | 1.62 | 5.23 | 4.96 |
| 65 | | 1.53 | 5.83 | 5.48 |
| 70 | | 1.45 | 6.48 | 6.02 |
| 75 | | 1.36 | 7.20 | 6.60 |
| 80 | | 1.26 | 7.99 | 7.22 |
| 85 | | 1.17 | 8.87 | 7.88 |
| 90 | | 1.08 | 9.87 | 8.60 |

نستنتج من الجدول (2) أنه بازدياد زاوية الحافة يزداد كل من طول وعرض المركز، وتقل قيمة البعد المحرقي

له.

النتائج والمناقشة:

تأثير تغير زاوية الحافة على الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي الخطي القطعي:

لأجل تحديد زاوية الحافة الأفضل عند تصميم المركز الخطي القطعي يتم دراسة علاقة الكفاءة الحرارية للمركز

مع تغير زاوية الحافة.

تُعطى معادلة الكفاءة الحرارية للمركز [10] بالشكل التالي:

$$\eta_{th} = F_R \eta_o - [F_R U_L (T_{f,i} - T_a) / (C I_b)] \quad (16)$$

η_o : الكفاءة البصرية للمركز ومعادلتها تُعطى بالشكل التالي [11]:

$$\eta_o = \gamma * \rho_r * \tau_c * \alpha_a \quad (17)$$

ملاحظة: تم اعتماد نموذج المركز المراد تصنيعه في هذا البحث فقط بمستقبل (دون إحاطته بغلاف زجاجي

أي $\tau_c = 1$)، والسبب في ذلك أنه سيتم اختبار هذا النموذج من أجل التطبيقات المنزلية أي التي لا تحتاج لدرجات

حرارة عالية جداً [6].

γ : معامل دقة التصنيع وقيمته 0.95 من أجل زاوية حافة 90° [8]

ρ_r : انعكاسية العاكس المصنوع من الألمنيوم، قيمتها 0.86 [5], [6]

α_a : امتصاصية المستقبل المصنوع من الستانلس ستيل، قيمتها 0.95 [5], [6]

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (17) نحصل على $\eta_o = 0.78$

$T_{f,i}$: درجة حرارة دخول مائع نقل الحرارة (الماء) إلى المركز، تم اعتماد القيمة 30°C .

T_a : درجة حرارة الوسط المحيط، تم حساب متوسط درجة حرارة الهواء المحيط لكافة أيام السنة وقيمتها 15°C .

\dot{I}_b : شدة الإشعاع الشمسي المباشر، تم اعتماد القيمة الوسطية للإشعاع الشمسي المباشر على مدار السنة

$$\dot{I}_{b,avg,y} = 285.99 [W/m^2] \quad \text{وهي:}$$

C: نسبة التركيز وهي نسبة مساحة فتحة العاكس إلى مساحة المستقبل (الأنبوب الماص) [10] وتعريف

بالعلاقة:

$$C = \frac{A_r}{A_{a,o}} = \frac{W_a}{\pi D_{a,o}} \quad (18)$$

$D_{a,o}$: القطر الخارجي للمستقبل وقيمه 0.02 [m]

A_r : مساحة العاكس.

فتكون نسبة التركيز متغيرة تبعاً لتغير أبعاد المركز (عرض العاكس) كما هو مبين في الجدول (3).

U_L : معامل الضياع الحراري الكلي ويُحسب بالعلاقة التالية [10]:

$$U_L = h_w + h_{r,r-a} \quad (19)$$

h_w : معامل انتقال الحرارة بالحمل بين المستقبل والهواء المحيط بسبب الرياح. يحسب من علاقة نوسلت [10]

المعطاة بالشكل التالي:

$$Nu_a = \frac{h_w \times D_{a,o}}{\lambda_a} \quad (20)$$

$$h_w = \frac{Nu_a \times \lambda_a}{D_{a,o}} \quad (21)$$

λ_a : الموصلية الحرارية للهواء، تم اعتماد المواصفات الحرارية للهواء عند درجة حرارة وسطية بين سطح المستقبل والهواء المحيط. باعتبار درجة حرارة سطح المستقبل [°C] 60، ومتوسط درجة حرارة الهواء المحيط على مدار السنة [°C] 15 بالتالي تكون المواصفات الحرارية للهواء عند درجة الحرارة الوسطية [°C] 37.5 هي [10]:

$$\lambda_a = 0.02662 [W/m^{\circ}C] \quad nyu_a = 0.00001702 [m^2/s]$$

من أجل حساب عدد نوسلت يجب حساب رينولدز لمعرفة نوع الجريان. علاقة رينولدز تعطى بالشكل التالي

[10]:

$$Re_a = \frac{v_a \times D_{a,o}}{nyu_a} \quad (22)$$

v_a : سرعة الهواء، تم اعتماد القيمة 2 [m/s]

بتعويض القيم السابقة في العلاقة (22) نحصل على: $Re_a = 2350.176$ ، هذا يعني أن الجريان مضطرب

وتكون علاقة نوسلت [10] من أجل $1000 < Re_a < 50000$ بالشكل:

$$Nu_a = 0.3 Re_a^{0.6} \quad (23)$$

بتعويض قيمة رينولدز بالعلاقة (23) يكون $Nu_a = 31.61$ ، وبالتعويض في المعادلة (21) يكون:

$$h_w = 42.07 [W/m^2 \cdot ^{\circ}C]$$

$h_{r,r-a}$: معامل انتقال الحرارة بالإشعاع بين المستقبل والهواء المحيط، يحسب من العلاقة [11]:

$$h_{r,r-a} = 4\sigma\epsilon T_r^3 \quad (24)$$

σ : ثابت ستيفان بولتسمان قيمته $5.67 \cdot 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$

ϵ_r : انبعاثية المستقبل، قيمته 0.2

T_r : درجة حرارة سطح المستقبل وتساوي [°C] 60

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (24) نحصل على:

$$h_{r,r-a} = 1.67 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

وبتعويض كل من قيمة h_w ، $h_{r,r-a}$ في المعادلة (19) نحصل على: $U_L = 43.74 [W/m^2 \cdot ^\circ C]$

F_R : معامل إزالة الحرارة وقد تمَّ حسابه من معادلته التي تُعطى بالشكل التالي [10]:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_{a,i} U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_{a,i} U_L F}{\dot{m} C_p}\right) \right] \quad (25)$$

حيث:

\dot{m} : معدل التدفق الكتلي لمائع نقل الحرارة، يُحسب من معادلة الاستمرار التالية [3]:

$$\dot{m} = \rho_w * v_w * A_{a,i} \quad (26)$$

v_w : سرعة جريان المائع. حسب الدراسات والأبحاث تكون سرعة جريان المائع ضمن المجال 2-4 [m/s]

والسرعة المثلى التي نصحت بها مخابر الطاقات المتجددة الأمريكية (NREL) [8] والتي تم اعتمادها في هذه الدراسة هي 2 [m/s].

$A_{a,i}$: مساحة المقطع الداخلي للمستقبل، وتُعطى معادلته بالشكل التالي:

$$A_{a,i} = \frac{\pi * D_{a,i}^2}{4} \quad (27)$$

$D_{a,i}$: القطر الداخلي للمستقبل وقيمته التي تم اعتمادها: 0.0198 [m]

بالتعويض في المعادلة (27) نحصل على: $A_{a,i} = 0.0003 [m^2]$

ρ_w : كثافة المائع.

يتم اعتماد المواصفات الحرارية للمائع عند درجة الحرارة الوسطية بين المائع وسطح المستقبل.

بفرض درجة حرارة المائع $50 [^\circ C]$ ، ولدينا درجة حرارة سطح المستقبل $60 [^\circ C]$ ، عندها تكون المواصفات

الحرارية للمائع عند درجة الحرارة $55 [^\circ C]$ هي [10]:

$$\rho_w = 985.2 [kg/m^3],$$

$$c_p = 4183 [J/kg \cdot ^\circ C]$$

$$\mu_w = 0.000504 [kg/m \cdot s],$$

$$Pr_w = 3.25$$

$$\lambda_w = 0.649 [J/kg \cdot ^\circ C]$$

c_p : السعة الحرارية للمائع.

μ_w : اللزوجة الحركية للمائع.

Pr_w : عدد براندل للمائع.

λ_w : الموصلية الحرارية للمائع.

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (26) نحصل على: $\dot{m} = 0.61 [kg/s]$

\dot{F} : معامل كفاءة المجمع، وتُعطى معادلته بالشكل التالي [10]:

$$\dot{F} = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{a,o}}{h_{f,i} D_{a,i}} + \left(\frac{D_{a,o}}{2k} \ln \frac{D_{a,o}}{D_{a,i}} \right)} \quad (28)$$

k : الموصلية الحرارية للمستقبل المُفترض أنه مصنوع من الستانلس ستيل، قيمتها حسب المراجع

$$[6] \quad 302 [W/m^{\circ}C]$$

$h_{f,i}$: معامل انتقال الحرارة بالحمل بين المائع وجدار المستقبل، ويحسب بالشكل التالي:

نحسب عدد رينولدز للمائع من العلاقة التالية [10]:

$$Re_w = \frac{v_w \times D_{a,i} \times \rho_w}{\mu_w} \quad (29)$$

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (29) نحصل على: $Re_w = 77408.57$

بما أن: $Re_w > 2300$ فإن معادلة نوسلت تُعطى بالشكل [10]:

$$Nu_w = 0.023(Re_w)^{0.8}(Pr_w)^{0.4} \quad (30)$$

بالتعويض في المعادلة (30) نحصل على: $Nu_w = 300.270$ ، وبالتعويض في:

$$h_{f,i} = \frac{Nu_w \times \lambda_w}{D_{a,i}} \quad (31)$$

نحصل على قيمة: $h_{f,i} = 9842.19 [W/m^2^{\circ}C]$

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (28) نحصل على: $\bar{F} = 0.9951$ وبالتعويض في المعادلة (25)

نحصل على: $F_R = 0.9950$

بتعويض القيم السابقة في المعادلة (16) مع الأخذ بالاعتبار تغير زاوية الحافة لمعرفة تأثير تغييرها على كفاءة

المركز الحرارية نحصل على الجدول (3).

الجدول (3) تغير المواصفات التصميمية والحرارية للمركز مع تغير زاوية الحافة

| زاوية الحافة $\varphi_r [^{\circ}]$ | البعد المحرقي $f [m]$ | طول المركز $S [m]$ | عرض المركز W_a | نسبة التركيز C | الكفاءة الحرارية η_{th} |
|--|--------------------------|-----------------------|---------------------|-------------------|---------------------------------|
| 5 | 2.15 | 0.38 | 0.38 | 5.98 | 0.39 |
| 10 | 2.14 | 0.75 | 0.75 | 11.97 | 0.59 |
| 15 | 2.12 | 1.14 | 1.13 | 18.02 | 0.65 |
| 20 | 2.09 | 1.52 | 1.52 | 24.13 | 0.68 |
| 25 | 2.05 | 1.92 | 1.91 | 30.34 | 0.70 |
| 30 | 2.01 | 2.33 | 2.30 | 36.67 | 0.71 |
| 35 | 1.96 | 2.76 | 2.71 | 43.15 | 0.72 |
| 40 | 1.90 | 3.20 | 3.13 | 49.82 | 0.73 |
| 45 | 1.84 | 3.66 | 3.56 | 56.69 | 0.74 |
| 50 | 1.77 | 4.15 | 4.01 | 63.82 | 0.74 |
| 55 | 1.69 | 4.67 | 4.48 | 71.25 | 0.74 |
| 60 | 1.62 | 5.23 | 4.96 | 79.02 | 0.75 |
| 65 | 1.53 | 5.83 | 5.48 | 87.19 | 0.75 |

| | | | | | |
|----|------|------|------|--------|------|
| 70 | 1.45 | 6.48 | 6.02 | 95.83 | 0.75 |
| 75 | 1.36 | 7.20 | 6.60 | 105.02 | 0.75 |
| 80 | 1.26 | 7.99 | 7.22 | 114.84 | 0.76 |
| 85 | 1.17 | 8.87 | 7.88 | 125.41 | 0.76 |
| 90 | 1.08 | 9.87 | 8.60 | 136.87 | 0.76 |

نلاحظ من الجدول (3) أن:

• زيادة زاوية الحافة تؤدي إلى زيادة أبعاد المركز وبالتالي زيادة الكفاءة الحرارية للمركز، ونحصل على أعلى كفاءة للمركز عند $\varphi_r = 80^\circ$ وما فوق.

• كلما زادت قيمة زاوية الحافة تنخفض قيمة البعد المحرق وتزداد الكفاءة الحرارية للمركز.

• تكون قيمة الكفاءة الحرارية للمركز عند زاوية حافة 45° هي 0.74 وكل زيادة فوق هذه القيمة لزاوية الحافة تؤدي إلى زيادة طفيفة جداً لكفاءة المركز، ولكن تؤدي إلى زيادة أبعاد المركز بشكل كبير، والذي بدوره يؤدي إلى كلفة اقتصادية أكبر. لذلك من أجل أخذ الجانب الاقتصادي بعين الاعتبار نختار عند تصميم المركز بالشروط المذكورة سابقاً زاوية حافة قدرها 45° .

تحديد البارامترات التصميمية لنموذج المركز الشمسي الخطي القطعي:

من خلال قراءة الجدول (3) تم استنتاج أن الأبعاد المثلى لتصنيع نموذج لمركز شمسي خطي قطعي وفقاً لمعطيات مدينة دمشق : ($T_{a,avg,y} = 15 [^\circ\text{C}]$, $v_a = 2 [m/s]$, $I_{b,avg,y} = 285.99 [W/m^2]$) ، $(H_{alt} = 707 [m])$ ، تكون عند زاوية الحافة (45°) والبارامترات التصميمية هي:

$$S = 3.66 [m]$$

$$W_a = 3.56 [m]$$

$$r_r = 2.15 [m]$$

$$f = 1.84 [m]$$

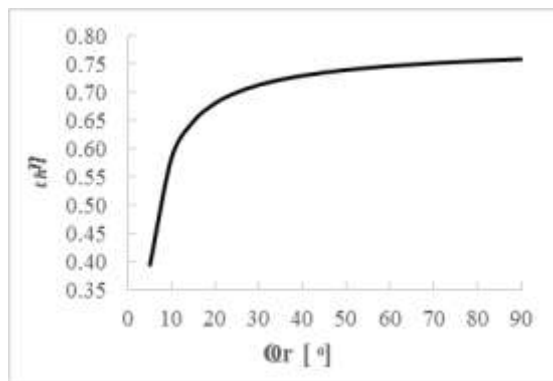
عند قطر خارجي للمستقبل $D_{a,o} = 0.02 [m]$ ، وتكون نسبة التركيز عند هذه الزاوية 56.69.

الاستنتاجات والتوصيات:

بإنجاز كافة الحسابات الساعية للزوايا الشمسية مع الحساب التفصيلي لمعادلات الإشعاع الشمسي المباشر لكافة أيام السنة حسب الشروط المناخية في مدينة دمشق وحساب كافة البارامترات التصميمية لنموذج المركز الشمسي الخطي القطعي عند قيم مختلفة لزاوية الحافة من أجل تحديد قيم الأبعاد المثلى لهذا النموذج ولأجل التدفق 0.61 [kg/s] ودرجة حرارة أعظمية تصميمية $85 [^\circ\text{C}]$ لمائع نقل الحرارة (الماء) وبتوجيه المركز على المحور N-S لملاحقة قرص الشمس تبين ما يلي:

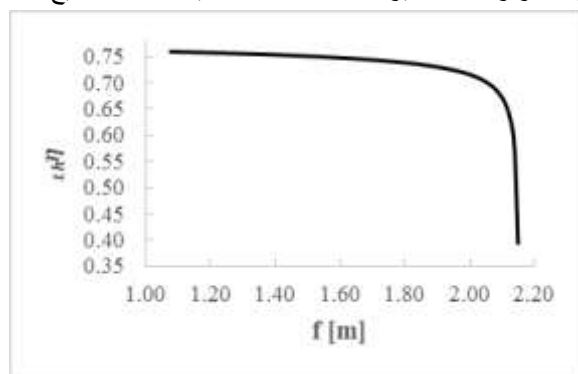
(1) إن زيادة زاوية الحافة تؤدي إلى زيادة أبعاد المركز وبالتالي زيادة الكفاءة الحرارية له حيث تستقر

تقريباً عند القيمة $\eta_{th} = 0.74$ الموافقة لزاوية حافة $(\varphi_r = 45^\circ)$ وما فوق كما هو مبين في الشكل (4).



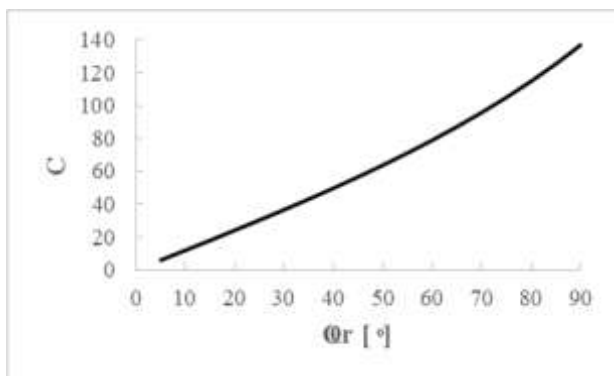
الشكل (4) علاقة كفاءة المركز مع تغير زاوية الحافة

(2) إنَّ زيادة زاوية الحافة تؤدي إلى انخفاض قيمة البعد المحرقي وتكون أقل قيمة للبعد المحرقي [m] 1.08 عند أكبر قيمة لزاوية الحافة 90° كما هو مبين في الجدول (3)، ونلاحظ من الشكل (5) أنَّه بزيادة البعد المحرقي فوق القيمة [m] 1.84 تنحدر قيمة الكفاءة الحرارية للمركز بشكل كبير، لذلك نعتمد هذه القيمة عند التصنيع.



الشكل (5) تأثير تغير البعد المحرقي على الكفاءة الحرارية للمركز

(3) من أجل بعد محرقي $f = 1.84 [m]$ ، وقطر خارجي للمستقبل $D_{a,o} = 0.02 [m]$ ، $\varphi_r = 45^\circ$ ، يكون الطول التصميمي الأمثل لنموذج المركز $3.66 [m]$ والعرض التصميمي الأمثل له $3.56 [m]$.
 (4) إنَّ انخفاض قيمة البعد المحرقي تؤدي إلى زيادة أبعاد المركز بشكل كبير وزيادة الكفاءة الحرارية بشكل طفيف كما هو واضح في الجدول (3)، حيث نحصل على كفاءة مركز 0.74 عند زاوية حافة 45° وبعد محرقي [m] 1.84 كما هو مبين في الشكل (5)، لذلك يتم اعتماد قيمة [m] 1.84 كبعد محرقي من أجل الجانب الاقتصادي بالاعتبار.
 (5) تزداد نسبة التركيز مع زيادة زاوية الحافة كما هو مبين في الشكل (6).



الشكل (6) تأثير تغير زاوية الحافة على نسبة التركيز

لذلك نوصي عند تصميم وتصنيع نموذج لمركز شمسي خطي قطعي ذي قطر خارجي للمستقبل $0.02 [m]$

مايلي:

- اعتماد زاوية الحافة 45° التي يتم من خلالها الحصول على النموذج الأمثل حرارياً واقتصادياً.
- تصغير قيمة البعد المحرقي قدر الإمكان ، واعتماد القيمة $1.84 [m]$ للبعد المحرقي من أجل أخذ الجانب الاقتصادي والحراري بالاعتبار .

المراجع:

1. BREYER, A. *Overview of the Kuraymat 150 MW_e Integrated Solar Combined Cycle Power Plant (ISCC)*. Kuraymat, Egypt. 2011.
2. COCCIA, G; Nicola, G & SOTTE M. *Design, Manufacture, and Test of a Prototype for a Parabolic Trough Collector for Industrial Process Heat*. Renewable Energy. Elsevier Inc. 2015, 727-736.
3. DUFFIE, J & BECKMAN, W. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2nd. ed, John. Wiley & Sons, Inc New York, 1991, 469.
4. HORST, D. *Performance Simulation for Parabolic Trough Concentrating Solar Power Plants and Export Scenario Analysis for North Africa*. University of Kassel. 2012, 122.
5. KHALED, A. *Technical and Economic Performance of Parabolic Trough in Jordan*. University of Kassel. 2012, 133.
6. JARAMILLO, O; VENEGAS, E & AGUILAR, J. *Parabolic Trough Concentrators for Low Enthalpy Processes*. Renewable Energy. Elsevier Inc. 2013, 529-539.
7. MACEDO, J; VALENCIAA, J; ÁVILLA, R; ACOSTA, O & AGULIARA, J. *Design, Construction and Evaluation of Parabolic Trough Collector as Demonstrative Prototype*. Elsevier Inc. Energy Procedia 57. 2014, 989 – 998.
8. PADILLA, R. *Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants*. Florida. 2011, 283.
9. SAGADE, A; AHER, S & SHINDE, N. *Performance Evaluation of Low-Cost FRP Parabolic Trough Reflector with Mild Steel Receiver*. International Journal of Energy and Environmental Engineering, Doi: 10.1186/2251 -6832-4-5. 2013.
10. KALOGIROU, S. *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. NREL (USA). Elsevier Inc- UK. (2009), 756.
11. YADAV, A; KUMAR, M & BALRA, M. *Experimental Study and Analysis of a Parabolic Trough Collector with Various Reflectors*. International Journal of Mathematical, Computational, Physical and Quantum Engineering. Vol: 7, No: 12. 2013.
12. YASSEN, T. *Experimental and Theoretical Study of a Parabolic Trough Solar Collector*. Anbar Journal for Engineering Sciences. Vol: 5, No: 1. 2012.