

## دراسة تجريبية لتحسين عامل أداء المضخة الحرارية باستخدام اللاقط الشمسي

الدكتورة مها أحمد أحمد\*

الدكتور بسام كسرى حمّود\*\*

رنا عبد الرزاق الضبعان\*\*\*

(تاريخ الإيداع 10 / 12 / 2015. قبل للنشر في 31 / 7 / 2016)

### □ ملخص □

تم في هذه الدراسة تعديل مضخة حرارية هوائية تقليدية بإضافة مبخر ثانوي موضوع ضمن خزان ماء ساخن يقوم بدور مصدر حراري مائي للمضخة الحرارية، جعلنا المضخة تعمل بالتناوب إما بالاعتماد على حرارة الهواء المحيط، أو بالاعتماد على حرارة الماء المستمدة من الطاقة الشمسية. قمنا بإجراء التجربة خلال خمسة أشهر اعتباراً من كانون الأول من عام 2014 وحتى نيسان من عام 2015، حيث تم قياس درجة الحرارة والضغط عند نقاط محددة من الدارة، ثم قمنا؛ من أجل كل من الدارتين؛ بتحديد انتالبي كل نقطة بالاعتماد على برنامج EES (وهو برنامج لمحاكاة العناصر الترموديناميكية)، وحساب كميات الحرارة المكتسبة في المبخر والمطروحة في المكثف، وعمل الضاغط، وعامل الأداء  $COP_{hp}$ ، والطاقة الكهربائية التي يستهلكها الضاغط.

وجدنا بالمقارنة بين الدارتين أن نسبة التحسين في عامل أداء الدارة المعدلة بالنسبة للدارة التقليدية هي 77.07%، ونسبة تخفيض الطاقة الكهربائية التي يستهلكها ضاغط الدارة المعدلة 33.54%.

**الكلمات المفتاحية:** المضخة الحرارية، مصدر حراري، برنامج EES، عامل الأداء  $COP_{hp}$ ، الطاقة الشمسية.

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

\*\* أستاذ - قسم الهندسة البحرية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

\*\*\* طالبة دراسات عليا - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

## Experimental study to improve Heat pump Coefficient of performance using solar power

Dr. Maha Ahmad Ahmad\*  
Dr. Bassam Kisra Hammoud\*\*  
Rana Abd Al-Razzaq Al-Dabaan\*\*\*

(Received 10 / 12 / 2015. Accepted 31 / 7 / 2016)

### □ ABSTRACT □

In this study, a traditional air source heat pump was modified by adding secondary evaporator within hot water tank which acted as a water heat source of the heat pump. We made the heat pump to run alternatively either using surrounding air heat or water heat gained from solar power.

We have done experiments during five months starting in December of 2014 until April 2015. Temperature and pressure were measured at specific points of the cycle. Then we defined the enthalpy at each point for both cycles using EES software (which is a software to simulate thermodynamic elements), and calculated the amounts of heat gained in the evaporator, heat charged from the condenser, compressor work, coefficient of performance  $COP_{hp}$ , and electrical power consumed by the compressor.

Then we made a compare between the two cycles and found that the improvement ratio in  $COP_{hp}$  of the modified cycle to the traditional cycle was 77.07%, and the reduction ratio in electrical power consumed by the compressor of the modified cycle was 33.54%.

**Key words:** Heat pump, heat source, EES software, coefficient of performance  $COP_{hp}$ , solar energy.

---

\* Assistant professor at Mechanical power Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria

\*\* Professor at Marine Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria

\*\*\* Postgraduate Student, Department of Mechanical power Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria

**مقدمة:**

نظراً لتكاليف الطاقة المتزايدة وزيادة الاهتمام بالبيئة، تجري دراسات كثيرة حول الأساليب المختلفة لتوفير الطاقة ولا سيما في القطاع السكني. نذكر من هذه الوسائل استخدام كل من المضخة الحرارية والطاقة الشمسية. تعتبر المضخات الحرارية العاملة بالهواء مرغوبة عندما تكون درجة الحرارة الخارجية معتدلة، ولكن عندما تنخفض درجة الحرارة الخارجية كثيراً فإن معامل أداء المضخة الحرارية سينخفض [1]، بالإضافة إلى تشكل الجليد على السطح الخارجي لملف المبخر، وهذا ما يقلل من فعالية التبادل الحراري بين الهواء والوسيط العامل، مما يجعل الدارة تحتاج إلى آلية لإزالة الجليد باستمرار [2]، وهذا يقلل أيضاً من معامل أداء المضخة الحرارية وبالتالي من فعالية التدفئة. نظراً لذلك وبسبب التحديات الناتجة عن نضوب الوقود الأحفوري، بالإضافة إلى الاحتباس الحراري كان من الضروري تحسين فعالية المضخة الحرارية لتلبية احتياجات التدفئة والتكييف وشروط الشعور بالارتياح الحراري من دون استهلاك مفرط في الطاقة الكهربائية. وقد تم مؤخراً دمج نظامي الطاقة الشمسية والمضخة الحرارية من أجل التدفئة وتأمين الماء الساخن [3]، [4]، ووجدوا أن أداء هذا النظام المدمج أفضل منه في حالة عمل كل من النظامين بشكل مستقل، حيث يستفيد اللاقط الشمسي من درجة حرارة الدخول المنخفضة للوسيط العامل (الجليكول) مما يزيد من فعاليته، وتستفيد المضخة الحرارية من ارتفاع درجة حرارة المبخر وذلك بفضل دعمه بالطاقة الشمسية الإضافية. كما تمت دراسة وإنجاز نماذج مختلفة من المضخات الحرارية المدعومة بالطاقة الشمسية (SAHPs) [5]، وركزت معظم الدراسات التي تم إنجازها في الماضي على استخدام هذه المضخات الحرارية في تطبيقات التدفئة متضمنة نماذجاً على التفرع أو على التسلسل، حيث يتم في كلا النظامين الاستفادة من الطاقة الشمسية لتزويد الحمل الحراري، وعند عدم توفر الطاقة الشمسية بشكل كافٍ فإنه يتم تشغيل مضخة حرارية عاملة إما على طاقة باطن الأرض أو على طاقة حرارة الهواء المحيط بحيث تكون على التوازي لدعم نظام الطاقة الشمسية. عند الربط على التسلسل، يتم امتصاص الطاقة الشمسية بواسطة مبخر المضخة الحرارية والاستفادة منها لتغطية الحمل الحراري المطلوب عن طريق مكثف المضخة الحرارية [6]، ويكون المبخر في معظم الحالات عبارة عن لاقط شمسي مكشوف قادر على امتصاص الطاقة الشمسية (في حال توفرها) أو طاقة الوسط المحيط من الهواء الخارجي وذلك عندما تكون الطاقة الشمسية غير متوفرة بشكل كافٍ، كما هو الحال في الأنظمة المتسلسلة المباشرة شائعة الاستخدام في تطبيقات تسخين مياه الشرب [7، 8]، إلا أنه بسبب بعض المشاكل التقنية فإنه يتم استخدام الأنظمة المتسلسلة ذات التمدد غير المباشر، لكن من مساوئها الحاجة إلى مضخة تدوير إضافية في الدارة الأساسية إضافة إلى مبادل حراري / مبخر مستقل، ومع ذلك فهي ذات أداء أفضل ووفر مادي أكبر مقارنة مع أنظمة تسخين الماء التقليدية الشائعة في الأسواق. تكون الصفائح الشمسية الماصة المكشوفة أكثر فعالية في نقل الحرارة من الهواء المحيط عندما تكون الطاقة الشمسية المتوفرة منخفضة [9].

نجد في دراسات أخرى كما هو الحال في النموذج المقترح من قبل Freeman [10] فإنه يتم نقل الحرارة التي يمتصها المبخر من الشمس والوسط المحيط (بالإضافة إلى الحرارة الناتجة عن عمل الضاغط) إلى الماء النظيف في الخزان الشمسي عبر مبادل حراري يمثل مكثف المضخة الحرارية.

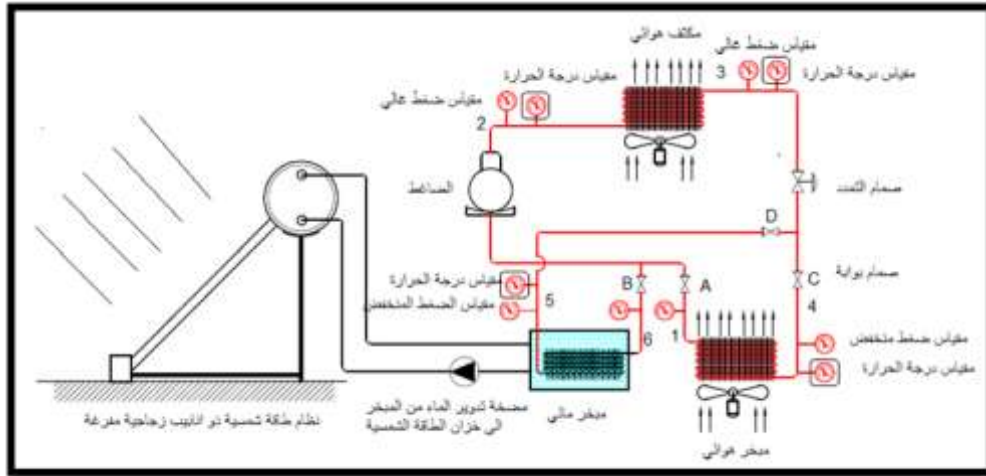
## أهمية البحث وأهدافه:

إن الهدف من البحث هو تحسين عامل أداء المضخة الحرارية عن طريق زيادة كمية الحرارة الممتصة في المبخر، حيث قمنا بالاستفادة من الطاقة الشمسية كمصدر حراري للمضخة الحرارية، وأيضاً الاستفادة من حرارة الماء الساخن الناتج عن لاقط شمسي ذي أنابيب مفرغة في تبخير الوسيط العامل. مما يساعد في منع تشكل الجليد على سطح المبخر وتقليل العمل اللازم لتشغيل الضاغط وبالتالي تخفيض استهلاك الطاقة الكهربائية وإطالة عمر الضاغط.

## طرائق البحث و مواد:

من أجل إنجاز البحث، قمنا باستخدام مضخة حرارية هوائية تقليدية (جهاز تدفئة وتكييف من شركة Hitachi)، وأجرينا على المبخر بعض التعديلات حيث جعلناه على جزأين أحدهما على تماس مباشر مع الهواء المحيط والآخر موضوع ضمن خزان مائي يتم تسخينه بواسطة لاقط شمسي ذي أنابيب مفرغة بحيث أصبح لدينا مضخة حرارية ثنائية المصدر. تسمح لنا هذه التعديلات بالمقارنة بين المضخة الحرارية ذات المصدر الحراري الهوائي والمضخة الحرارية ذات المصدر الحراري الشمسي.

قمنا بتركيب المعدات والتجهيزات اللازمة في غرفة مساحتها  $1.5 [m^2]$  تمثل المكان المراد تدفئته. وهي موجودة ضمن شقة سكنية في مدينة اللاذقية، حيث تم وضع اللاقط الشمسي على سطح البناء، وقمنا باستخدام مقاييس معايرة لقياس درجة الحرارة والضغط عند نقاط محددة من الدارة كما هو موضح على الشكل (1).



الشكل (1): مخطط رمزي للمضخة الحرارية المستخدمة في التجربة يبين مكان توضع مقاييس الحرارة والضغط والربط مع اللاقط الشمسي. يبين الشكل (2) صورة للمنشأة التجريبية.



الشكل (2) صورة المنشأة التجريبية

قمنا بتسجيل قراءات كل من درجات الحرارة والضغط خلال خمسة أشهر اعتباراً من شهر كانون الأول 2014 وحتى شهر نيسان من عام 2015، ومن ثم أجرينا الحسابات الضرورية من أجل تحديد عامل أداء المضخة الحرارية في كل حالة وإجراء المقارنة، وبالتالي تحديد مقدار التحسين.

### النتائج والمناقشة:

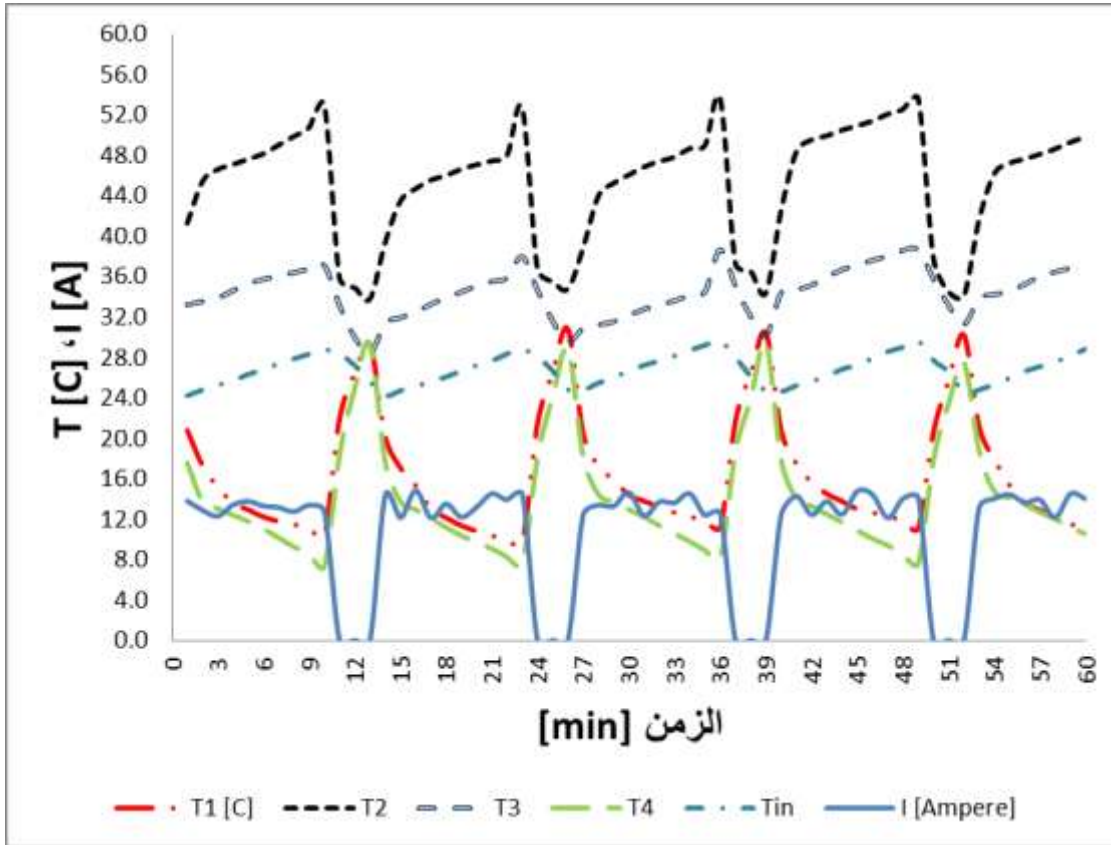
#### تسجيل القراءات الخاصة بالمضخة الحرارية الهوائية:

من أجل تسجيل القراءات الخاصة بالمضخة الحرارية الهوائية كنا نقوم بتشغيل المضخة الحرارية والانتظار حتى تستقر الدارة، حيث يتم رفع درجة حرارة الغرفة المراد تدفئتها من درجة الحرارة الابتدائية إلى الدرجة المطلوبة (والتي تم اختيارها  $30^{\circ}C$ )، علماً أنه يتم اختيار درجة الحرارة بواسطة جهاز التحكم الخاص بالمضخة الحرارية، ومن ثم قمنا بتسجيل القياسات لمدة ستين دقيقة بمعدل قراءة واحدة كل دقيقة (حيث أن عمل الدارة يتكرر بعد ذلك بشكل دوري، ولذلك اكتفينا بالقياس لمدة ساعة واحدة) للبارامترات التالية:

•  $T_1, T_2, T_3, T_4, P_1, P_2, P_3, P_4$  : درجات الحرارة والضغط على الترتيب في نقاط الدارة، كما هو موضح على الشكل (1)، حيث:

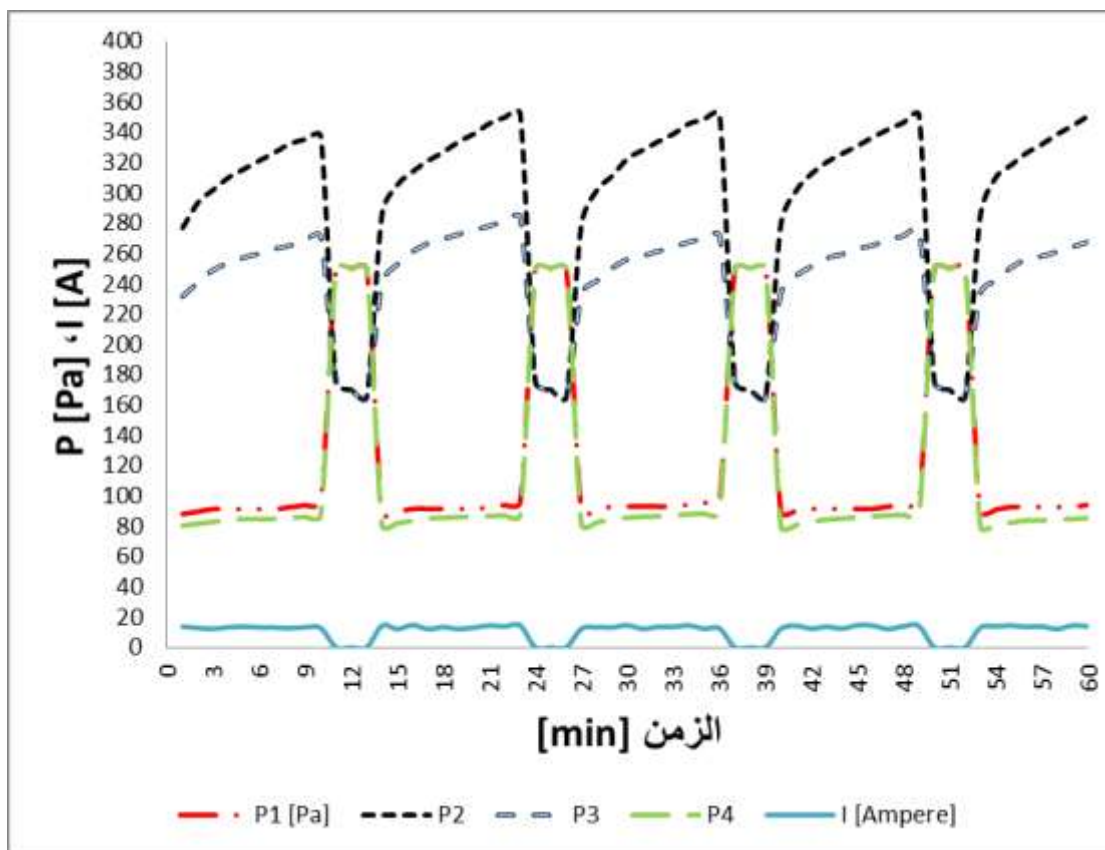
- $I_{Compressor}$  : شدة التيار الكهربائي المار عبر الضاغط.
- $I_{Cond-fan}$  : شدة التيار الكهربائي المار عبر مروحة المكثف.
- $I_{Eva-fan}$  : شدة التيار الكهربائي المار في مروحة المبخر.
- $T_{in}$  : درجة حرارة الغرفة المراد تدفئتها وأبعادها: (150 X 100 X 250 cm).
- $T_{out}$  : درجة حرارة الوسط المحيط. وقد اعتبرنا أنها ثابتة نظراً لحدوث تغيرات غير ملحوظة فيها خلال ساعة القياس، لذلك قمنا بقياسها مرة واحدة في بداية التجربة.

قمنا بترتيب البارامترات المقاسة في جدول ضمن برنامج Excel وذلك من أجل كافة الأيام، وقد قمنا باختيار أحد الأيام كمثال لتوضيح النتائج وذلك نظراً لكثرة عدد المخططات الخاصة بكل يوم، ويبين الشكل (3) مثلاً عن القياسات المأخوذة ليوم 19/2/2015 في حالة دارة الهواء:



الشكل (3): تغير درجات الحرارة عند مدخل ومخرج كل من المكثف والمبخر وتغير شدة التيار المار في الضاغط مع تغير الزمن في دارة الهواء.

نلاحظ من الشكل (3) أن درجة حرارة الوسيط العامل تزداد بعد مروره بالمبخر نظراً لامتناسه كمية من الحرارة من الهواء المحيط، وتنخفض بعد مروره بالمكثف نظراً لطرحة كمية من الحرارة ضمن الغرفة المراد تدفئتها. نلاحظ أيضاً أن الضاغط يعمل لمدة ثمان دقائق ويرتاح لمدة دقيقتين حيث أن درجة الحرارة الخارجية تساوي  $(T_{out} = 10.3^{\circ}C)$ .



الشكل (4): تغير الضغط عند مدخل ومخرج كل من المكثف والمبخر وتغير شدة التيار المار عبر الضاغط مع تغير الزمن في دائرة الهواء.

نلاحظ من الشكل (4) أن ضغط الوسيط العامل يزداد بشكل قليل بعد مروره بالمبخر وذلك نظراً لارتفاع درجة حرارته، وينخفض قليلاً بعد مروره بالمكثف نتيجة لانخفاض درجة حرارته.

تسجيل القراءات الخاصة بالمضخة الحرارية المدعومة بالطاقة الشمسية:

من أجل أخذ القياسات الخاصة بالمضخة الحرارية المدعومة بالطاقة الشمسية قمنا بملء كامل حجم الخزان بالماء الساخن الذي تم تسخينه بواسطة اللاقط الشمسي، ثم قمنا بتشغيل المضخة الحرارية، وعند استقرار الدارة أخذنا قراءات للبارامترات التالية بمعدل قراءة واحدة كل دقيقة لمدة ستين دقيقة:

$T_2, T_3, T_5, T_6$ : درجات الحرارة عند مدخل ومخرج المكثف وعند مدخل ومخرج المبخر على الترتيب.

$P_2, P_3, P_5, P_6$ : الضغط عند مدخل ومخرج المكثف وعند مدخل ومخرج المبخر على الترتيب.

$I_{Cond-fan}, I_{Compressor}$ : شدة التيار المار ضمن الضاغط ومروحة المكثف على الترتيب.

$T_{in}$ : درجة الحرارة الداخلية ضمن الغرفة المدروسة.

$I_{water pump}$ : شدة التيار المار عبر مضخة الماء المستخدمة لتفريغ الخزان، حيث يتم تشغيلها بهدف

الحفاظ على درجة حرارة الماء ثابتة ضمن الخزان.

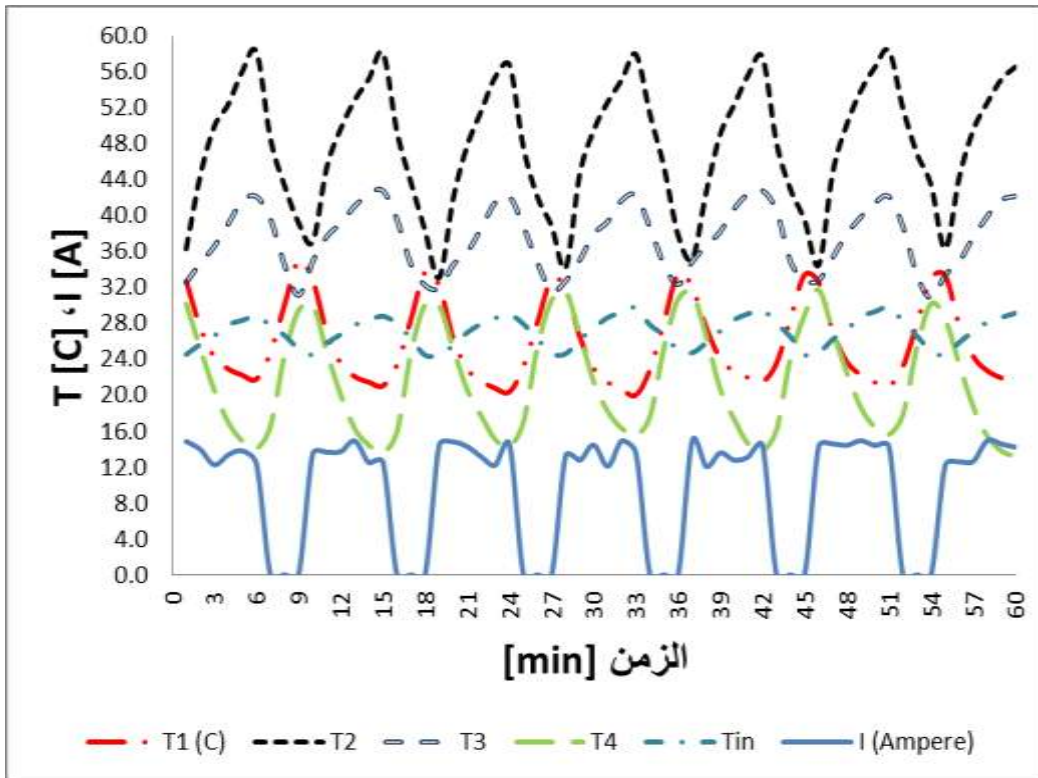
$T_w$ : درجة حرارة الماء في الخزان.

$T_s$ : درجة حرارة الماء في الخزان الشمسي.



اعتبرنا أن كلاً من درجة الحرارة الخارجية  $T_{out}$  ، درجة حرارة الماء في الخزان  $T_w$  ، ودرجة حرارة الماء في خزان اللاقط الشمسي  $T_s$  ثابتة لذلك قمنا بقياس كل منها مرة واحدة في بداية عملية القياس حيث يوجد الكثير من المتغيرات في التجربة ولذلك حاولنا تقليل عدد المتغيرات لسهولة الدراسة.

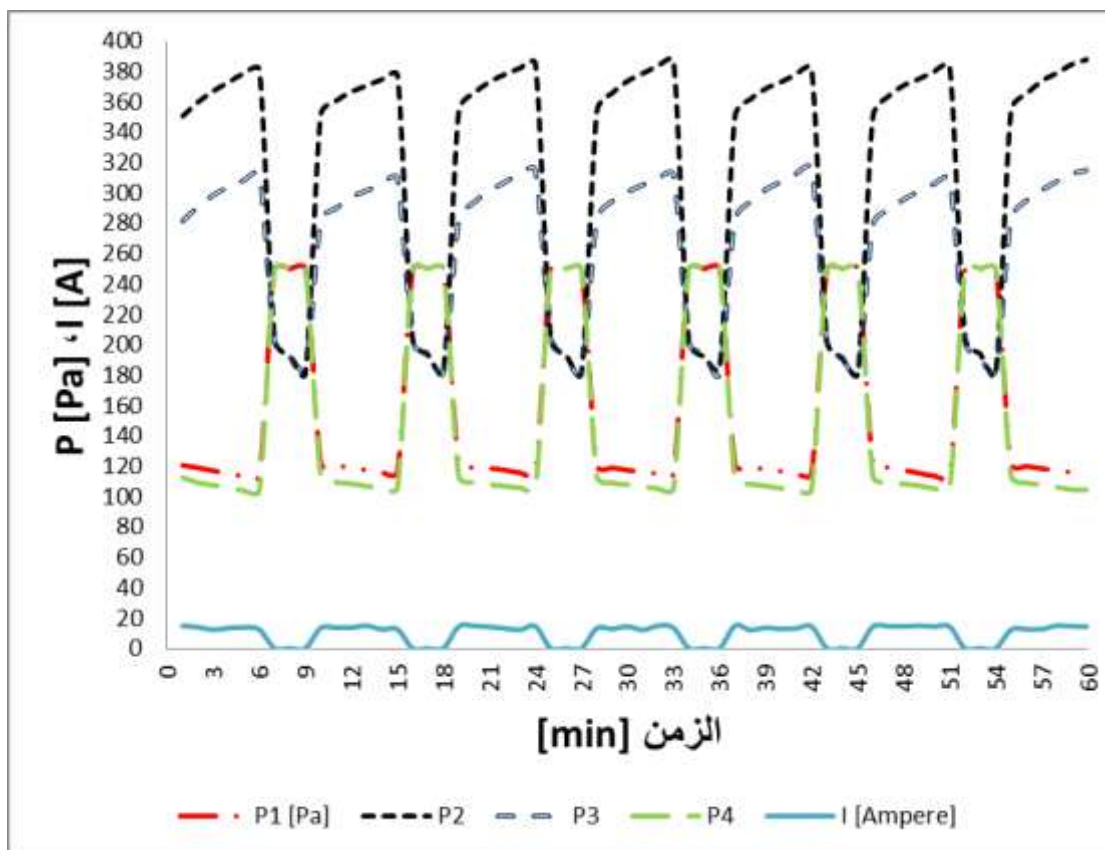
يبين الشكل (5) تغير درجات الحرارة عند مدخل ومخرج المبخر والمكثف في الدارة الشمسية وكذلك تغير شدة التيار ليوم 19/2/2015 حيث نلاحظ أن حدود تغير درجات الحرارة أعلى منها في دارة الهواء، وذلك لأن درجة حرارة المصدر الحراري في الدارة الشمسية أعلى من درجة حرارة المصدر الحراري في الدارة الهوائية. نلاحظ أيضاً أن الضاغط يعمل لمدة خمس دقائق ويرتاح لمدة دقيقتين، حيث أن درجة الحرارة الخارجية تساوي  $(T_{out} = 10.3^\circ C)$  ودرجة حرارة الماء ضمن الخزان الشمسي تساوي  $(T_s = 50^\circ C)$  ودرجة الحرارة ضمن خزان الماء الساخن الذي يحوي المبخر المائي تساوي  $(T_w = 27.3^\circ C)$ .



الشكل (5): تغير درجات الحرارة عند مدخل ومخرج كل من المكثف والمبخر و تغير شدة التيار المار في الضاغط مع تغير الزمن في دارة الماء.

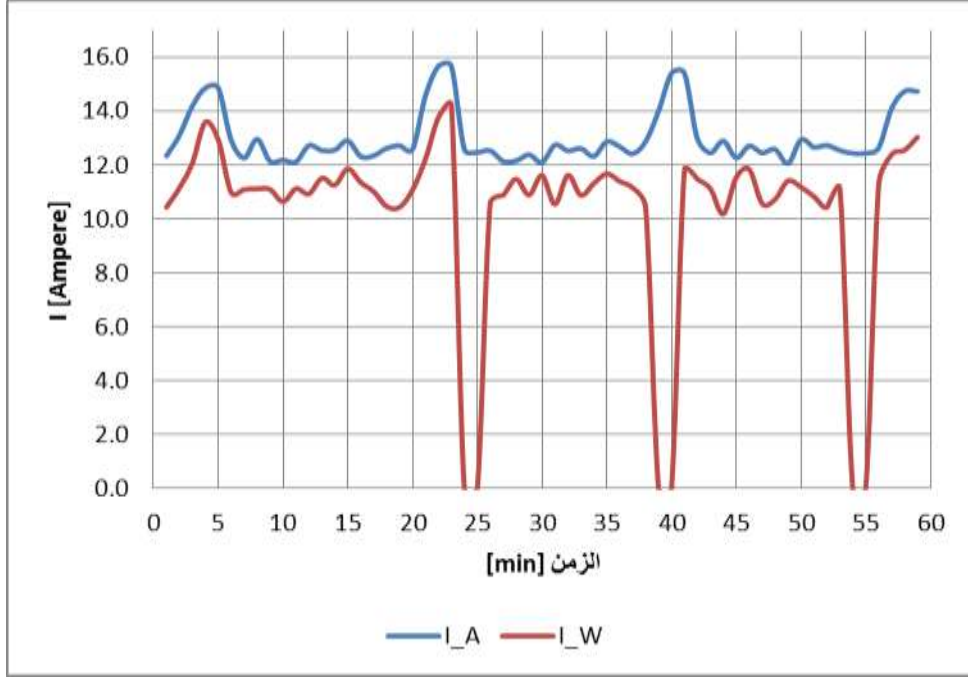
يوضح الشكل (6) تغير الضغط عند مدخل ومخرج المكثف وأيضاً عند مدخل ومخرج المبخر في الدارة الشمسية ليوم 19/2/2015 حيث نلاحظ أن حدود تغير الضغط أعلى منها في حالة الهواء، وذلك كون الدارة الشمسية تعمل عند حدود أعلى لدرجات الحرارة.





الشكل (6): تغير درجات الحرارة عند مدخل ومخرج كل من المكثف والمبخر وتغير شدة التيار المار في الضاغط مع تغير الزمن في دارة الماء.

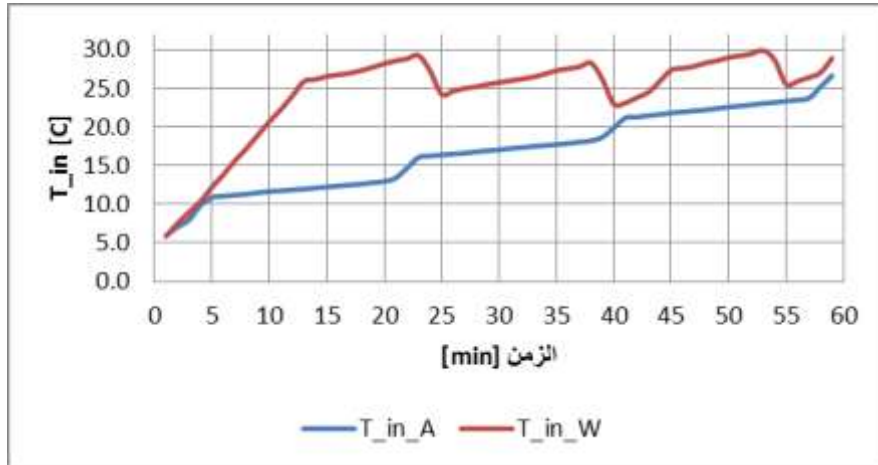
عندما تنخفض درجة الحرارة الخارجية كثيراً فإن هذا يؤثر على عمل الدارة الهوائية وتصبح غير قادرة على تغطية الحمل الحراري المطلوب، مما يؤدي إلى استمرار الدارة بالعمل لفترة طويلة، ودوران الضاغط بشكل مستمر دون أن يفصل، وهذا ما يجعل عامل الأداء ينخفض كثيراً، لتوضيح هذه الحالة والمقارنة مع الدارة الشمسية قمنا بأخذ القياسات في يوم كانت فيه درجة الحرارة الخارجية  $T_{out} = 5.3^{\circ}\text{C}$  (وهي تمثل درجة حرارة المصدر الحراري للدارة الهوائية) بينما كانت درجة حرارة الماء في الخزان الشمسي  $T_s = 35^{\circ}\text{C}$  ودرجة حرارة الماء في الخزان  $T_w = 17^{\circ}\text{C}$ . يبين الشكل (7) مخطط لتغيرات شدة التيار المار عبر الضاغط مع الزمن في كل من الدارتين الشمسية و الهوائية.



الشكل (7) تغير شدة التيار المار عبر الضاغط مع الزمن في كلتا الدائرتين

نلاحظ من الشكل (7) أن الضاغط في حالة الدارة الهوائية يستهلك طاقة كهربائية أكبر منها في حالة الدارة الشمسية حيث أن ضاغط الدارة الهوائية يعمل دون أن يفصل ( خلال ساعة كاملة )، في حين مدة عمل ضاغط الدارة الشمسية في الساعة الواحدة هي 50 دقيقة و يتوقف لمدة 10 دقائق عندما تصل درجة الحرارة الداخلية إلى القيمة المطلوبة.

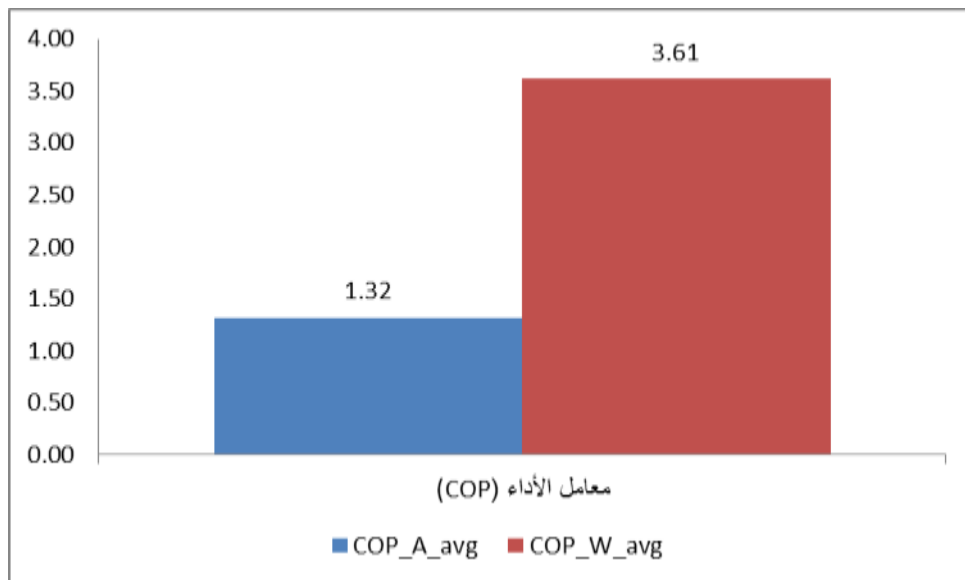
يبين الشكل (8) مخططاً لتغيرات درجة الحرارة داخل الغرفة مع الزمن في كلتا الدائرتين.



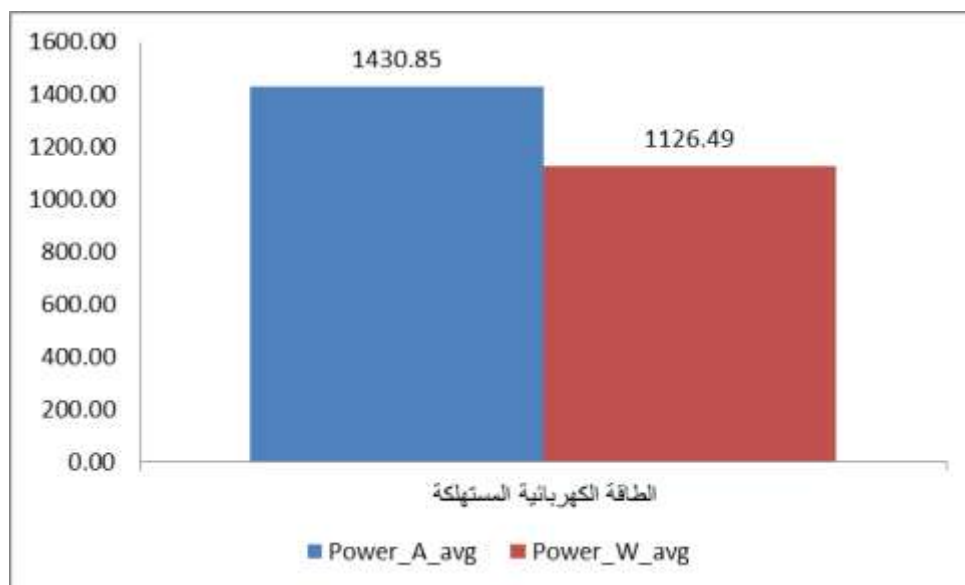
الشكل (8) تغير درجة الحرارة داخل الخلية التجريبية مع الزمن في كلتا الدائرتين الهوائية والشمسية.

نلاحظ من الشكل (8) أنه عند الانخفاض الشديد في درجة الحرارة الخارجية لم تتمكن الدارة الهوائية من تغطية الحمل الحراري ولم تحقق القيمة المطلوبة لدرجة الحرارة الداخلية  $T_{in}$  خلال كامل فترة القياس البالغة ساعة واحدة بينما

استطاعت الدارة الشمسية تحقيقها وكذلك تغطية الحمل الحراري المطلوب بعد 22 دقيقة من بداية تشغيل الدارة، لذلك نجد أن الضاغط يفصل بعد زمن قدره 22 دقيقة ليعود إلى العمل عندما تنخفض  $T_{in}$  وهكذا. يوضح الشكلان (9 و 10) القيم الوسطية لكل من الاستهلاك الكهربائي و لعامل أداء المضخة الحرارية للدائرتين الشمسية والهوائية خلال ساعة عندما تكون درجة الحرارة الخارجية منخفضة جداً.



الشكل (9) مقارنة بين القيمة الوسطية لمعامل الأداء في كلتا الدائرتين الهوائية والشمسية.



الشكل (10) مقارنة بين القيمة الوسطية للطاقة الكهربائية المستهلكة في كلتا الدائرتين الهوائية والشمسية

نلاحظ من الشكلين (9 و 10) أنه حتى في الظروف المناخية السيئة تستهلك المضخة الحرارية ذات المصدر الشمسي طاقة كهربائية أقل وتحقق قيمة عالية نسبياً لمعامل الأداء بالمقارنة مع المضخة الحرارية ذات المصدر الحراري الهوائي.

**الحسابات والنتائج:**

قمنا بواسطة برنامج Excel بترتيب القراءات المقاسة الخاصة بكل يوم، ومن ثم أوجدنا الإنتالبي عند كل نقطة بمساعدة برنامج EES وذلك بالاعتماد على درجة حرارة وضغط كل نقطة معتبرة لكل من دائرة المضخة الحرارية الهوائية ودائرة المضخة الحرارية المدعومة بالطاقة الشمسية.

**1 دائرة المضخة الحرارية الهوائية:**

بعد الحصول على قيم الإنتالبي لكل نقطة معتبرة من الدارة، قمنا بمساعدة برنامج Excel من أجل كل قراءة بحساب كمية الحرارة المأخوذة في المبخر  $q_1$ ، وكمية الحرارة المطروحة في المكثف  $q_2$ ، وعمل الضاغط  $w$ ، ومعامل أداء المضخة الحرارية COP، والطاقة الكهربائية المستهلكة في كل من الضاغط  $W_{Compressor}$  ومروحتي المكثف  $W_{Cond-fan}$  والمبخر  $W_{Eva-fan}$ ، وذلك وفقاً للمعادلات التالية:

$$q_1 = h_1 - h_4 = 428.1 - 426.5 = 1.6 [kJ/kg]$$

$$q_2 = h_2 - h_3 = 441.7 - 436.6 = 5.1 [kJ/kg]$$

$$w = h_2 - h_1 = 441.7 - 428.1 = 13.6 [kJ/kg]$$

$$COP = \frac{q_2}{q_2 - q_1} = \frac{5.1}{5.1 - 1.6} = 2.002$$

$$W_{Compressor} = I_{Compressor} \cdot V = 12.1 * 110 = 1330 [Watt]$$

$$W_{Cond-fan} = I_{Cond-fan} \cdot V = 0.5 * 110 = 55 [Watt]$$

$$W_{Eva-fan} = I_{Eva-fan} \cdot V = 0.7 * 110 = 77 [Watt]$$

حيث أن  $I$ : شدة التيار، و  $V$ : الجهد المطبق بين طرفي كل من الضاغط والمراوح الخاصة بالمبخر والمكثف، وهو يساوي  $110 [V]$ .

**2 - دائرة المضخة الحرارية المدعومة بالطاقة الشمسية:**

قمنا بإجراء نفس الخطوات التي اتبعناها في حالة المضخة الحرارية الهوائية، وبعد الحصول على قيم الإنتالبي لكل نقطة معتبرة من الدارة، قمنا بمساعدة برنامج Excel من أجل كل قراءة بحساب: كمية الحرارة التي يمتصها المبخر  $q_1$ ، كمية الحرارة المطروحة في المكثف  $q_2$ ، عمل الضاغط  $w$ ، معامل أداء المضخة الحرارية COP، الطاقة الكهربائية المستهلكة في كل من الضاغط  $W_{Compressor}$  ومروحة المكثف  $W_{Cond-fan}$  ومضخة الماء  $W_{water-pump}$ ، وذلك وفقاً للمعادلات التالية:

$$q_1 = h_6 - h_5 = 428.1 - 420.8 = 7.3 [kJ/kg]$$

$$q_2 = h_2 - h_3 = 450.9 - 441.0 = 9.9 [kJ/kg]$$

$$w = h_2 - h_6 = 450.9 - 428.1 = 22.8 [kJ/kg]$$

$$COP = \frac{q_2}{q_2 - q_1} = \frac{9.9}{9.9 - 7.3} = 3.8$$

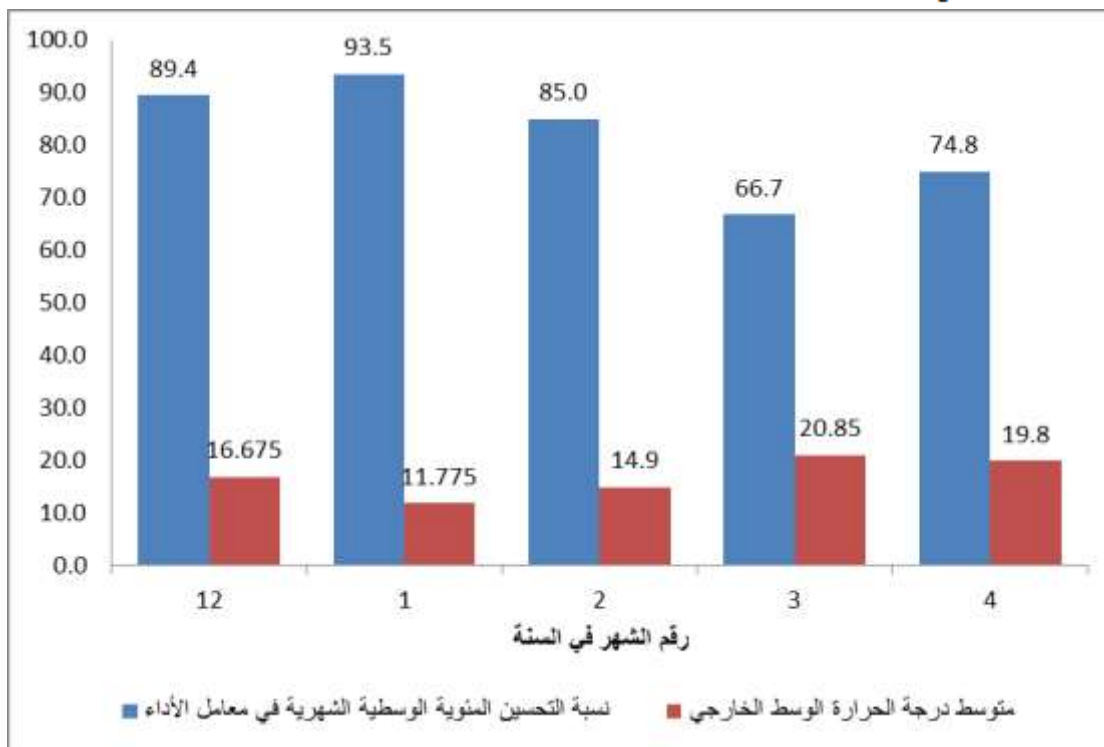
$$W_{Compressor} = I_{Compressor} \cdot V = 12.3 * 110 = 1349 [Watt]$$

$$W_{Cond-fan} = I_{Cond-fan} \cdot V = 0.3 * 110 = 33 [Watt]$$

$$W_{water-pump} = I_{water-pump} \cdot V = 0.8 * 110 = 88 [Watt]$$

حيث أن قيمة الجهد الكهربائي  $V$  ثابتة وتساوي  $V = 110 [volt]$ ، وجهد الشبكة العامة  $V = 220$  إلا أن ضاغط المضخة الحرارية مزود بمحول جهد لتخفيض الجهد من  $V = 220$  إلى  $V = 110$  حيث أن المضخة الحرارية التي تم انتقاؤها من أجل التجربة مزودة بهذا الضاغط أي أنه لا يوجد سبب لاختياره سوى أن هذا ما توفر عند شراء المضخة الحرارية.

يبين الشكل (11) نسبة التحسين الوسطية لمعامل الأداء لكل شهر من أشهر القياس الناتجة عن استخدام الطاقة الشمسية كمصدر حراري في المضخة الحرارية بدلاً من طاقة الوسط الخارجي. وكذلك متوسط درجات الحرارة الخارجية لكل شهر  $T_{out-avg}$ .



الشكل(11) نسبة التحسين الوسطية في معامل الأداء لكل شهر من أشهر القياس، ومتوسط درجات الحرارة الخارجية .

نلاحظ من الشكل (11) أن أفضل نسبة تحسين لمعامل الأداء تكون في شهر كانون الثاني من عام 2015 والموافق لأقل قيمة لمتوسط درجات الحرارة الخارجية ، حيث تصل نسبة التحسين إلى 93%. بينما أقل نسبة تحسين تكون في شهر آذار من عام 2015 والموافق لأعلى قيمة لمتوسط درجات الحرارة الخارجية حيث تكون نسبة التحسين هي 64.88% فقط.

إذاً مع ارتفاع درجة الحرارة الخارجية تقل نسبة التحسين الناتجة عن استخدام الطاقة الشمسية كمصدر حراري في المضخة الحرارية مقارنة مع المضخة التي تستخدم طاقة الهواء المحيط، وذلك يعود لارتفاع عامل أداء المضخة الحرارية الهوائية مع ارتفاع درجة الحرارة الخارجية، بينما يتعلق أداء المضخة الحرارية الشمسية بدرجة حرارة الماء الساخن الناتج عن اللاقط الشمسي أي بقيمة الاشعاع الشمسي.

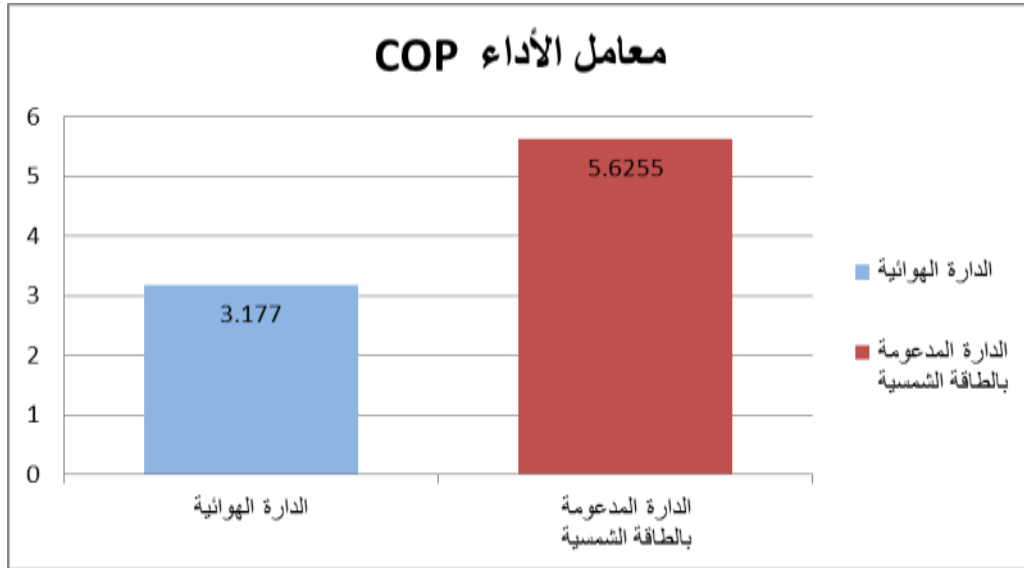
## المقارنة بين دارتي المضخة الحرارية (الهوائية، والمدعومة بالطاقة الشمسية):

من أجل المقارنة بين دارتي المضخة الحرارية (الهوائية، والمدعومة بالطاقة الشمسية) قمنا بحساب القيمة الوسطية لمعامل أداء المضخة الحرارية كل ساعة، وكذلك القيمة الوسطية للطاقة الكهربائية كل ساعة لكل دارة، وبعد ذلك تم حساب القيمة الوسطية لمعامل أداء المضخة الحرارية  $COP_{avg}$  والقيمة الوسطية للطاقة الكهربائية المستهلكة  $W_{avg}$  خلال كامل أيام العمل (وبالذات عشرين يوماً) فحصلنا على القيم المبينة في الجدول 1:

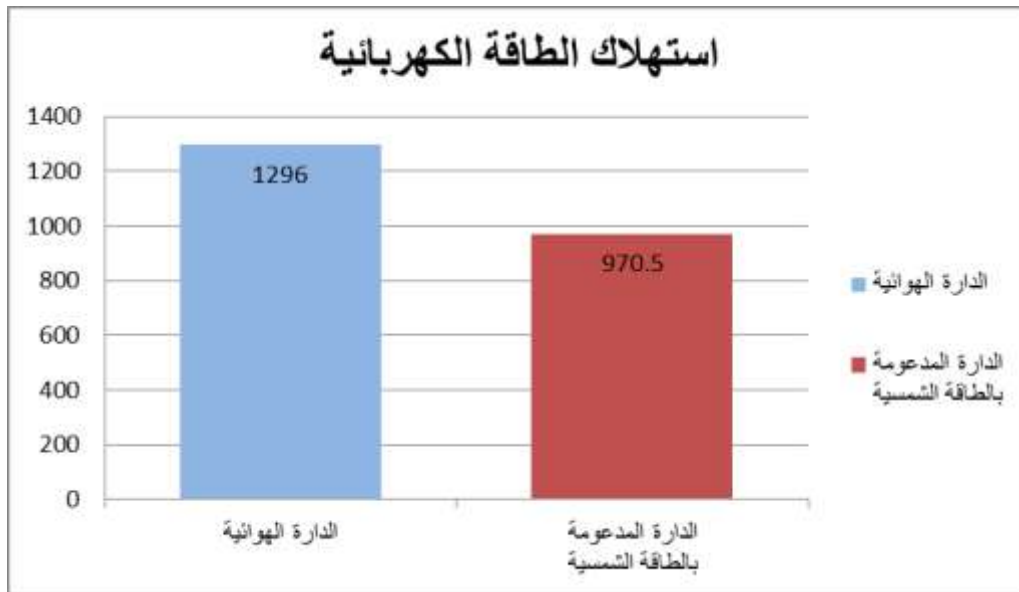
جدول (1): مقارنة بين القيمة الوسطية لمعامل أداء المضخة الحرارية الهوائية والمائية، وأيضاً الاستهلاك الوسطي للطاقة الكهربائية في كلتا الدارتين.

	القيمة الوسطية لمعامل الأداء $COP_{avg}$	الاستهلاك الوسطي للطاقة الكهربائية [kW]
Air	3.177	1296
Water	5.6255	970.5

نلاحظ بالمقارنة بين الدارتين أن المضخة الحرارية العاملة بالطاقة الشمسية ذات معامل أداء أفضل بلغت نسبة تحسينه حوالي (77%) وذات استهلاك للطاقة الكهربائية أقل بنسبة (33.5%)، ويبين الشكلان 12 و 13 مقارنة بين الدارتين الهوائية والمدعومة بالطاقة الشمسية من حيث القيمة الوسطية لمعامل الأداء واستهلاك الطاقة الكهربائية على الترتيب.



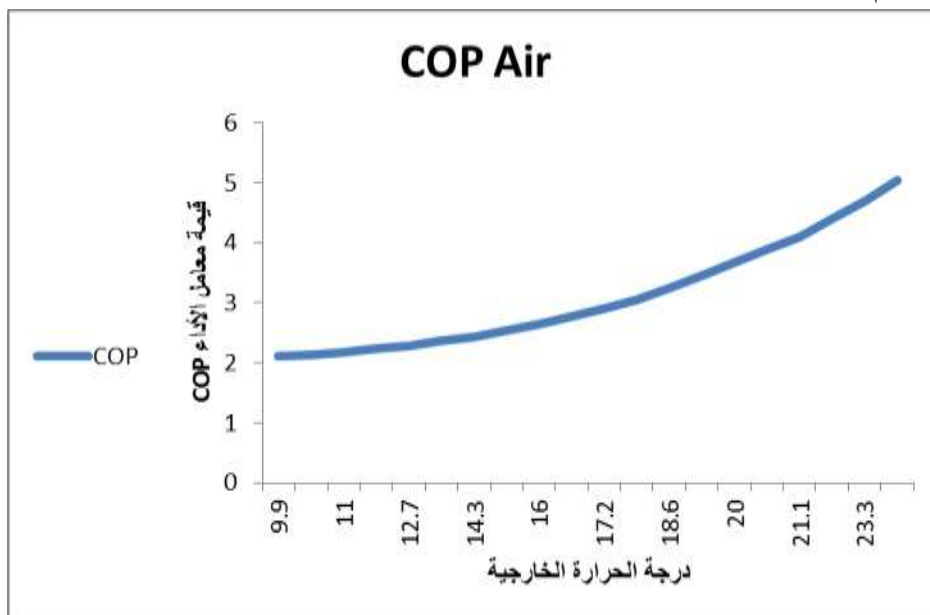
الشكل (12): مقارنة بين القيمة الوسطية لمعامل أداء كل من الدارتين الهوائية والمدعومة بالطاقة الشمسية.



الشكل (13): مقارنة بين القيمة الوسطية لاستهلاك الطاقة الكهربائية في كل من الدارين الهوائية والمدعومة بالطاقة الشمسية.

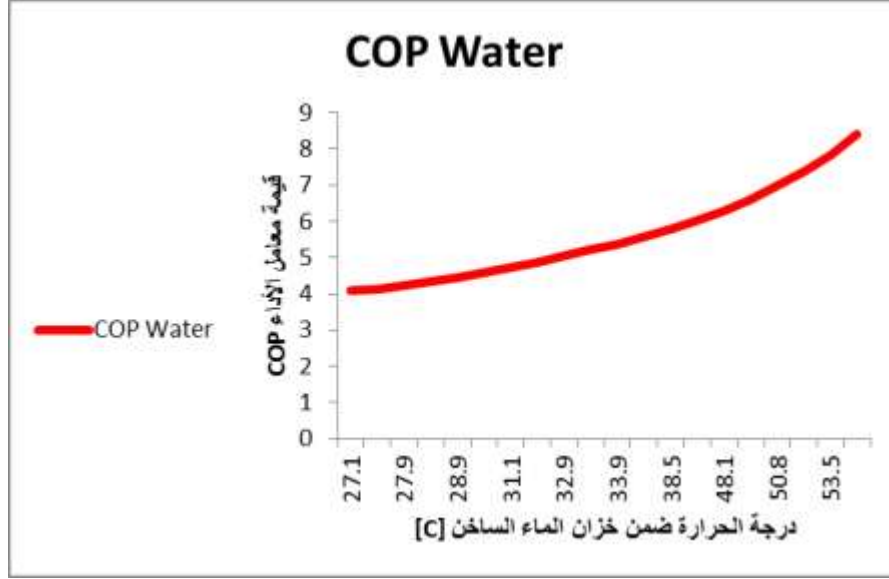
#### تأثير درجة الحرارة الخارجية على عامل الأداء:

تؤثر درجة الحرارة الخارجية على عامل أداء المضخة الحرارية فعند انخفاض درجة الحرارة الخارجية ينخفض عامل أداء المضخة الحرارية الهوائية بينما يكون تأثير درجة الحرارة الخارجية على عامل أداء المضخة الحرارية الشمسية أقل منه في المضخة الحرارية الهوائية (الشكل 14 و 15)، حيث تعطي المضخة الحرارية الشمسية عامل أداء جيد في جميع الظروف المناخية، حيث أنه عندما يكون الجو غائماً وتتنخفض قيمة الإشعاع الشمسي يمكننا الاستفادة من الطاقة الشمسية نظراً لوجود الإشعاع المبعثر الذي يعمل على رفع درجة حرارة المصدر الخارجي للمضخة الحرارية حتى في الأيام الباردة والغائمة.



الشكل (14): تغير معامل أداء الدارة الهوائية مع تغير درجة حرارة الوسط الخارجي.





الشكل (15): تغير معامل أداء الدارة المائية مع تغير درجة حرارة الماء ضمن الخزان.

يعود السبب في تحسن عامل الأداء تبعاً لدرجة الحرارة الخارجية إلى أن معامل الأداء يزداد بازدياد كمية الحرارة المطروحة في المكثف  $q_2$ ، وتزداد قيمة  $q_2$  كلما كانت كمية الحرارة الممتصة من قبل المبخر  $q_1$  أكبر.

### الاستنتاجات والتوصيات:

حاولنا في هذا البحث تحسين عامل أداء المضخة الحرارية من خلال الاستفادة من الطاقة الشمسية، لذلك قمنا بدراسة تجريبية لمضخة حرارية عاملة بالطاقة الشمسية، مبخرها موجود ضمن خزان ماء يتم تسخينه بواسطة لاقط شمسي ذي أنابيب مفرغة، ومن ثم أجرينا مقارنة بينها وبين مضخة حرارية تقليدية هوائية مبخرها يقع على تماس مباشر مع الوسط المحيط، فوجدنا أن:

استهلاك المضخة الحرارية العاملة بالطاقة الشمسية للطاقة الكهربائية ينخفض بحدود 33.5% مقارنة مع استهلاك المضخة الحرارية التقليدية. يعود ذلك إلى أن ضاغط المضخة الحرارية العاملة بالطاقة الشمسية يعمل لفترة أقصر يتوقف عن العمل لفترة أطول مقارنة مع ضاغط المضخة الحرارية التقليدية.

عامل أداء المضخة الحرارية يتحسن بزيادة كمية الحرارة الممتصة في المبخر، حيث بلغت نسبة التحسين حوالي 77% عند استخدام الطاقة الشمسية كمصدر حراري لمبخر المضخة الحرارية الشمسية مقارنة مع المضخة الحرارية التقليدية.

تؤثر درجة الحرارة الخارجية على عامل أداء المضخة الحرارية فكلما ارتفعت تحسن معامل الأداء سواء للمضخة الحرارية الهوائية أو الشمسية، حيث يكون عامل أداء المضخة الحرارية الهوائية أفضل خلال الأيام الدافئة، بينما تعطي المضخة الحرارية الشمسية عامل أداء جيد في جميع الظروف المناخية طالما تتوفر الأشعة الشمسية. تجتد الدارة الشمسية في تغطية الحمل المطلوب، في حين لم تتمكن الدارة الهوائية من تغطيته عند الانخفاض الشديد في درجة الحرارة الخارجية.

أفضل نسبة تحسين في عامل الأداء حصلنا عليها في شهر كانون الثاني والموافق لأقل قيمة لمتوسط درجات الحرارة الخارجية، حيث بلغت نسبة التحسين 93%.

أقل نسبة تحسين في عامل الأداء حصلنا عليها في شهر آذار والموافق لأعلى قيمة لمتوسط درجات الحرارة الخارجية حيث بلغت نسبة التحسين 64.88%.

عندما تكون درجة الحرارة الخارجية مرتفعة وقيمة الاشعاع الشمسي منخفضة، يتحسن عامل أداء المضخة الحرارية الهوائية و ينخفض عامل أداء المضخة الحرارية الشمسية، ولكن مع ذلك يبقى أداء المضخة الحرارية الشمسية أفضل من أداء المضخة الحرارية الهوائية.

إن استخدام الطاقة الشمسية أدى إلى تحسين أداء المضخة الحرارية لذلك من الضروري متابعة البحث والعمل على تحسين طريقة وصل المصدر الشمسي مع المبخر بحيث نحافظ على مصدر حراري ساخن لفترات أطول وخاصة خلال فترات غياب الأشعة الشمسية، وأيضاً دراسة إمكانية الاستفادة من المصادر الحرارية الأخرى غير التقليدية. ولا بد من إجراء نمذجة للدارة المحسنة ومقارنة النتائج الرقمية مع النتائج التجريبية من أجل إمكانية دراسة تعديلات أخرى.

### المراجع:

- [1] VOCALE, P.; MORINI, G. L.; SPIGA, M., *Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance*, ScienceDirect, Germany, Vol.3 , N.58 , 2014, 653 – 662.
- [2] WANG, F.; LIANG, C. H.; YANG, M. T.; ZHANG, X. S., *Preliminary study of a novel defrosting method for air source heat pumps based on super hydrophobic fin*, ScienceDirect, Germany, Vol.2 , N.90 , 2015, 136-144.
- [3] CARSEN, J. B; WILLIAM, R. W; MICHAEL, R. C, *Validation of a single tank, multi-mode solar-assisted heat pump TRNSYS model*, ScienceDirect, Germany, Vol.2 , N.45 , 2014, 499 – 504.
- [4] ISLAM, M. R.; SUMATHY, K.; KHAN, S. U., *Performance analysis of direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system using carbon dioxide as refrigerant*, NDSU, U. S. A., Vol.1 , N.13 , 2012, 82.
- [5] MORADALI, M.; JAFARKAZEMI, F., *Thermodynamic Analysis of a Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Water Heater*, EMX, Iran, Vol.1 , N.18 , 2012, 39-54.
- [6] MORGAN, R. G., *Solar Assisted Heat Pump*, Solar Energy, 28 (2), 1981, pp. 129-135.
- [7] CHATURVEDI, S. K., SHEN, J. Y., *Thermal Performance of a Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump*, Solar Energy, 33 (2), 1984, pp. 155-162.
- [8] MOLINORILI, L.; JOPPOLO, C. M.; ANTONELLIS, D. S., *Heat transfer analysis in air-source heat pump*, ScienceDirect, Germany, Vol.4, N.45, 2014, 938 – 945.
- [9] BRIDGEMAN A. G., *Experimental Analysis Of An Indirect Solar Assisted Heat Pump For Domestic Water Heating*, Queen's University, Canada, 2010, 172.
- [10] FREEMAN, G. A., *Indirect Solar-Assisted Heat Pumps for Application in the Canadian Environment*, Master's thesis, Queen's University, Canada, 1997, 217.