

دراسة استخدام الطاقة الشمسية في منظومات التثليج الامتصاصية لأغراض تكيف المباني

Study of Using Solar Energy in Absorption Refrigeration System for Air-Conditioning of Buildings

م.م. اياد محمود سلمان
مدرس مساعد
مركز بحوث الطاقة والوقود
الجامعة التكنولوجية
بغداد - العراق

د.فؤاد شاكر طاهر
مدرس
مركز بحوث الطاقة والوقود
الجامعة التكنولوجية
بغداد - العراق

م. م. وليد خالد ابراهيم
مدرس مساعد
مركز بحوث الطاقة والوقود
الجامعة التكنولوجية
بغداد - العراق

الخلاصة

يهدف البحث الحالي إلى إجراء دراسة نظرية عن إمكانية استخدام الطاقة الشمسية لأغراض التبريد باستخدام منظومة تبريد امتصاصية من نوع الماء - بروميد الليثيوم سعة (٣ طن تبريد) تعتمد في عملها على الطاقة الشمسية كمصدر حراري لتشغيل المنظومة باستخدام المجمعات الشمسية. لغرض إجراء الدراسة وتنفيذ الحسابات تم اختيار حيز سكني مساحته المكيفة (100 m^2)، ولغرض تنفيذ عملية المحاكاة للمنظومة تم وضع نموذج رياضي يتضمن حساب الطاقة المجمعة والطاقة المضافة من السخان المساعد وسعة منظومة التبريد ودرجات حرارة الماء في أجزاء مختلفة من المنظومة كما تم حساب نسبة مساهمة الطاقة الشمسية وكفاءة المجمع واستخدمت المنظومة للأشهر الصيفية ابتداء من شهر أيار ولنهاية شهر أيلول ولساعات اشتغال المنظومة تبدأ من الساعة الثامنة صباحاً ولغاية الساعة العاشرة مساءً، تم بناء برنامج بلغة (فورتران ٩٠) لتنفيذ عملية محاكاة الأنموذج الرياضي للمنظومة. ولقد توصلت الدراسة إلى إن استخدام مجمع شمسي مساحته (60 m^2) يعطي نسبة مساهمة للطاقة الشمسية بمقدار (70%) وبذلك يسهم في ترشيد استهلاك الطاقة بما نسبته (70%) من الطاقة المطلوبة لتشغيل المنظومة فيما لو تم استخدام نظام تكيف تقليدي ولشهر تموز وحده، بالإضافة إلى ذلك تم تحديد مساحة المجمع الشمسي الذي يتطلبه كل طن تبريد والذي كان بحدود (20 m^2)، وأخيراً تم تحديد معدل كفاءة عمل المنظومة بشكلها العام وخلال فصل الصيف بحدود (33%).

Abstract

The aim of this research is to study the ability of using solar energy for the purpose of cooling. A cooling absorption system of water-lithium bromide (LiBr/H₂O) type (3 Ton) was used. This system depends on solar energy as heat source to operate the system using solar collectors. A domestic place of (100 m²) was used to complete the study and the calculations of the system. For the implementation of the simulation of the system a mathematical model was applied that includes the calculations of the collected energy and added energy of the auxiliary heater, the capacity of the cooling system, and the temperature of water used in different parts of system. Also the contribution of solar energy and collector efficiency were calculated.

The system was tested during summer months started by May and ended by September. The system operation started by 8 o'clock AM and finished by 10 o'clock PM. The simulation of the mathematical model was implemented by program (Fortran90). The study concludes that the application of solar collectors of an area of (60 m²) gives a contribution percentage of (70%) and this leads to a reduction in energy conception by a percentage of (70%) of the required energy to operate the system in the case of using a traditional air conditioning system during July only. As well as the determination of solar collector area per cooling ton was calculated. It was in the range of (20 m²). Finally the average of the system efficiency was determined during summer term. It was in the range of (33%).

١. المقدمة

يعد استهلاك الطاقة مؤشرا لمدى تقدم ورقي الأمم، حيث تشكل الطاقة واستخداماتها المختلفة ركنا أساسيا من أركان البناء الحضاري، ولقد أصبح البحث عن مصادر جديدة وبسيطة للطاقة من الأمور الملحة في العصر الحديث الذي يؤثر احتمالات ارتفاع تكاليف مصادر الطاقة التقليدية، فضلا عن احتمال نضوب هذه المصادر والذي بدوره يشكل خطرا كبيرا يهدد مستقبل البشرية.

إن ازدياد الإقبال على استخدام أجهزة التكييف والتبريد في بلد مثل بلدنا العراق وخصوصا خلال السنين الأخيرة والتي تستهلك نسبا عالية من إجمالي استهلاك الطاقة الكهربائية في المجالات المختلفة يجعل من البحث في موضوع ترشيد استهلاك الطاقة في هذا المجال من الأمور الضرورية، وهناك اتجاهات مختلفة لتحقيق هذه الأهداف ومنها الابتعاد عن استخدام منظومات التثليج التقليدية العاملة بمبدأ انضغاط البخار، والتي تستهلك مقادير كبيرة من الطاقة الكهربائية في أثناء تشغيلها إضافة إلى تأثير موانع التثليج (Refrigerant) المستخدمة في هذه المنظومات على طبقة الأوزون، وبما يكون احد بل واهم الاتجاهات في المجال، حيث تعتبر الطاقة الكهربائية مكلفة بسبب ارتفاع تكاليف توليدها ونقلها وتوزيعها والخسائر الكبيرة في الطاقة المترتبة أثناء عملية الاستهلاك ولتلافي المشاكل المذكورة يتم الاتجاه نحو استخدام منظومات تثليج تعمل بالطاقة الحرارية بشكل مباشر والتي يمكن توفيرها من مصادر رخيصة كالتحلية الحرارية التي غالبا ما تهدر في المعامل او المنشآت الصناعية، او الطاقة الشمسية التي تأتي في مقدمة بدائل الطاقة المرشحة مستقبلا لاستخدامها في المجالات والتطبيقات المختلفة وخصوصا في البلدان التي تتمتع بارتفاع معدلات الإشعاع الشمسي ودرجات الحرارة [1].

إن أهم ما يميز استخدام الطاقة الشمسية في مجال التبريد والتكييف هو التطابق بين الحاجة إلى التبريد وارتفاع معدلات الإشعاع الشمسي، فكلما ازداد مقدار الإشعاع الشمسي تزداد الحاجة إلى التبريد ويزداد كذلك مقدار التبريد الذي يمكن الحصول عليه من المنظومة. إن أهم أنواع منظومات التبريد التي تعمل بالطاقة الحرارية هي منظومات التبريد الامتصاصية (Absorption Refrigeration System) والتي تعتبر من أقدم منظومات التبريد المعروفة. وفي السنوات الأخيرة حيث شهد العالم الأخطار الحقيقية لنضوب مصادر الطاقة التقليدية بدأ التفكير في العودة إلى استخدام منظومات التبريد الامتصاصية لإمكانية تشغيلها بالطاقة الحرارية المباشرة والتي يمكن الحصول عليها كلياً أو جزئياً من الطاقة الشمسية التي شهد استخدامها تقدماً كبيراً ومما يشجع على الإقدام في استخدام منظومات التبريد الامتصاصية إضافة إلى بساطتها وقلة أجزائها المتحركة هو أن المنظومات يمكن أن تعمل بمصدر حراري ذي درجات حرارة منخفضة نسبياً يمكن الحصول عليها من المجمعات الشمسية [2].

٢. البحوث والدراسات السابقة

لقد أجريت عدة بحوث تضمنت تصميم ودراسة أداء منظومات التبريد الامتصاصية بأنواعها المختلفة وإمكانية تطويرها لاستخدام الطاقة الشمسية في تشغيلها ويمكن تلخيصها بالتالي:

أجرى الباحث (Anderson)[3](1976) دراسة على مكائن التثليج الامتصاصية الشمسية باستخدام محلول الامونيا-ماء ومحلول الماء-بروميد الليثيوم، ولقد توصل إلى استنتاج مفاده أن معامل أداء منظومة الماء-بروميد الليثيوم أعلى عند نفس الظروف والقدرة الميكانيكية المطلوبة في مضخة المحلول.

قدم الباحث (Ward)[4](1979) دراسة عن إمكانية استخدام منظومات التثليج الامتصاصية الشمسية ذات السعات الصغيرة ومقارنتها مع منظومات التثليج التقليدية من الناحية الاقتصادية وبينت الدراسة أن منظومات التثليج الامتصاصية من الممكن أن تنافس اقتصادياً منظومات التبريد التقليدية تحت ظروف اقتصادية بمعدلات التضخم في كلفة إنتاج الطاقة الكهربائية.

أجرى الباحث (Lazzarin)[5](1980) اختبار على منظومتي تثليج امتصاصية شمسية تعملان بمحلول الماء-بروميد الليثيوم وبيردان بالماء، المنظومة الأولى ذات سعة تثليج (4.5 kW) والثانية ذات سعة تثليج (2.5 kW) ومن خلال مقارنة نتائج الاختبار التي حصل عليها الباحث مع بيانات المصنع للمنظومتين تبين أن هناك توافق جيد في معامل الأداء.

قام الباحثون (Hattem et. al.)[6](1981) بتصميم وتنفيذ منظومة تبريد امتصاصية شمسية تتكون من أربعة صفوف من المجمعات الشمسية المستوية مساحتها الكلية (36 m²) حيث تم تشغيل المنظومة خلال فصل الصيف وأظهرت النتائج توافق بين النتائج النظرية والعملية.

أجرى الباحثون (Suri et. al.)[7](1984) دراسة تحليلية لمنظومة تبريد امتصاصية شمسية وقد أجريت الحسابات لهذه المنظومة بحساب الطاقة المجمعة والمنقلة عبر مكونات المنظومة ليوم معين من أيام فصل الصيف لدولة الكويت، وأظهرت النتائج إن معامل الأداء للمنظومة التي تستخدم سخان مساعد هو (0.72)، أما معامل الأداء للمنظومة الأخرى هو (0.51) وإن استخدام منظومة التبريد الامتصاصية للمنظومتين يوفر (50%) من الطاقة الكهربائية بالمقارنة مع استخدام منظومة تبريد انضغاطية.

أجرى الباحثان (Kaushik and Chandra)[8](1985) دراسة على منظومة تثليج امتصاصية شمسية تعمل بمحلول الماء - بروميد الليثيوم، حيث تم دراسة تأثير درجة حرارة المولد وفعالية المبادل الحراري على أداء المنظومة ومعدلات الحرارة المنقلة.

أجرى الباحث (Shiran)[9](1982) دراسة باستخدام الحاسبة الالكترونية لتصميم وتمثيل أداء منظومة تكييف هواء شمسية تعمل بمحلول الامونيا-ماء، وتضمن البحث حسابات المساحات السطحية للمبادلات الحرارية للماكنة وإجراء دراسة جدوى اقتصادية للمنظومة وتبين إن استخدام مصدر ذي درجة حرارة عالية نسبياً يؤدي إلى تقليل كلفة المنظومة.

قام الباحثان (Venkatesh & Mani)[10](1989) بدراسة أداء منظومة تثليج امتصاصية ذات المرحلتين (Two Stage) من نوع الماء-امونيا واستنتجوا أن استخدام مجمعات شمسية من النوع المستوي لتجميع الطاقة الشمسية يزيد من كفاءة المنظومة.

قام الباحثون (Machielsen and Hagendijk)(2000)[11] بدراسة استخدام الطاقة الشمسية لأغراض التبريد باستخدام منظومة تثليج امتصاصية من نوع الماء -بروميد الليثيوم LiBr/H₂O تعمل بالطاقة الشمسية باستخدام مجمعات شمسية مساحتها 100 m² ولقد توصلوا إلى استنتاج يفيد إن هذا النوع من المنظومات يلبي احتياجات ظروف الراحة.

٣. هدف البحث

يهدف البحث الحالي إلى دراسة إمكانية استخدام الطاقة الشمسية في عمليات تبريد الهواء نظريا وذلك باستخدام منظومة تلتج امتصاصية من نوع الماء- بروميد الليثيوم تعمل بالطاقة الشمسية كمصدر حراري أساسي لتشغيل المنظومة من خلال بناء نموذج رياضي لمحاكاة عمل المنظومة سعة (3 Ton) من نوع (اركلا) تعمل بالطاقة الشمسية حيث يتضمن النموذج التالي:

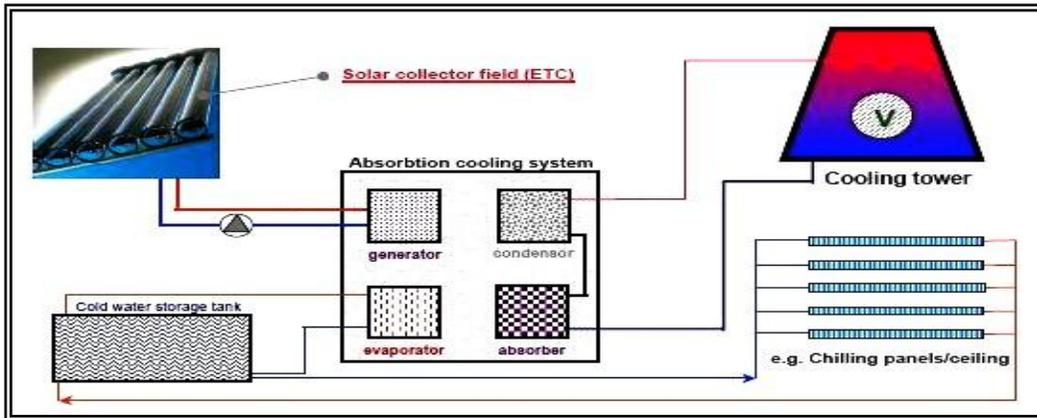
- تصميم المجمع الشمسي من النوع المستوي بحيث يلبي متطلبات عمل المنظومة التي تعمل بالطاقة الشمسية كمصدر حراري أساسي.

- حساب أحمال التبريد لدار سكنية تقع في مدينة بغداد مساحتها (100 m2) .

- حساب الطاقة المجمعة من المجمعات الشمسية والطاقة المضافة من السخان المساعد، حساب نسبة مساهمة الطاقة الشمسية إضافة إلى حساب كفاءة المجمع الشمسي وكفاءة المنظومة.

٤. مبدأ عمل منظومة التبريد الامتصاصية التي تعمل بالطاقة الشمسية

الشكل (١) يمثل مخططا عاما لمنظومة تبريد امتصاصية تعمل بالطاقة الشمسية، حيث تقوم المجمعات الشمسية بتحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية تستخدم في تسخين الماء الذي يخزن بدوره في الخزان الحراري للاستفادة منه في أغراض مختلفة. في فصل الصيف يستخدم الماء الساخن في مولد ماكينة التبريد الامتصاصية، بحيث تكون أقل درجة حرارة للماء الداخل إلى المولد هي (77 °C) وفي حالة انخفاض درجة حرارة الماء عن هذه الدرجة فإن السخان المساعد يعمل لرفع درجة حرارة الماء ليعطي الدرجة المطلوبة. الماء المبرد الخارج من ماكينة التبريد الامتصاصية والذي تتراوح درجة حرارته ما بين (7-10 °C) يدفع بواسطة المضخة إلى ملفات التبادل الحراري الموجودة في وحدات مناولة الهواء او وحدات الملف والمروحة. توجد عدة طرق لربط مكونات المنظومة ولكل طريقة سلبيتها وإيجابيتها ، وفي بعض الحالات يتطلب الأمر وجود مبادل حراري يفصل ما بين المائع الناقل للحرارة في المجمع الشمسي وبين المائع الموجود في الخزان ومن ايجابيات هذه الطريقة منع اختلاط المائع الموجود في المجمع الشمسي مع ماء الخزان وذلك لان المائع الناقل للحرارة يحتوي على مادة مانعة للانجماد (Antifreeze). أما الحالة الأخرى التي يكون فيها الربط مباشر وكما مبين في الشكل (1) حيث أن المائع الناقل للحرارة يدخل بشكل مباشر إلى الخزان الحراري وبذلك تكون الكلفة في هذه الحالة أقل من الحالة الأولى وذلك بسبب عدم وجود مبادل حراري ومضخة للخزان إضافة إلى ذلك فإن الطاقة المتجمعة باستخدام الطريقة المباشرة في الربط اكبر من الحالة الأولى بسبب وجود هبوط في درجة الحرارة في المبادل الحراري بحدود (1-6 °C) [4]. لذلك تم اختيار هذا النوع من المنظومات والمبينة في الشكل (1) بسبب كون معامل أدائها أعلى وكلفتها أقل بالمقارنة مع الحالات الأخرى، بالإضافة إلى بساطتها حيث لا يوجد مبادل حراري وبالتالي عدم الحاجة إلى إضافة مانع الانجماد وفي حالة انخفاض درجة حرارة الهواء الجوي إلى حد تسبب انجماد الماء في المجمعات الشمسية يستوجب تفرغ المجمعات الشمسية أوتوماتيكيا.



شكل (1): مخطط يوضح منظومة التبريد الامتصاصية الشمسية.

٥ . منظومة تجميع الطاقة الشمسية

إن احد مجالات استخدام الطاقة الشمسية هو تحويلها إلى طاقة حرارية وتستخدم لهذا الغرض مجمعات شمسية تمتص الأشعة الشمسية الساقطة عليها بصورة مباشرة وتحويلها إلى طاقة حرارية لرفع درجة حرارة المائع المار خلالها، ومواصفات المجمع الشمسي من النوع المستوي والذي تم اختياره في الدراسة الحالة مبينة في الجدول (1).

جدول (1) : مواصفات المجمع الشمسي.

| ت | أجزاء المجمع | التفاصيل |
|---|--------------------|--------------------------------------|
| 1 | الغطاء الزجاجي | نوع الزجاج : زجاج جيري |
| | | معامل النفاذية : 0.96 |
| | | معامل الانكسار: 1.52 |
| | | عدد الاغطية : 2 |
| | | السلك : 3 mm |
| 2 | اللوحة الماص | نوع المعدن : الحديد المغلون |
| | | معامل التوصيل الحراري : 66.99 W/m.°C |
| | | نوع الطلاء : الكروم الاسود |
| | | معامل الامتصاصية : 0.95 |
| | | معامل الانبعاث : 0.1 |
| | | قطر الانبوب الداخلي : 15 mm |
| | | قطر الانبوب الخارجي : 22 mm |
| | | المسافة بين مركزي انبوبين : 114 mm |
| | | عدد الانابيب في المتر المربع : 8 |
| | | |
| 3 | العازل الحراري | نوع العازل : الصوف الزجاجي |
| | | معامل التوصيل الحراري : 0.038 W/m.°C |
| | | سمك المادة العازلة (C) : 8.9 mm |
| ٤ | هيكل المجمع الشمسي | نوع المعدن : الفولاذ المقاوم للصدأ |
| | | سمك الهيكل : 0.76 mm |

٦ . الفرضيات

لغرض تنفيذ إجراءات الدراسة قيد البحث تم استخدام الفرضيات التالية [12]:

- ١- الجريان منتظم وفي حالة الاستقرار في الأنابيب.
- ٢- لا توجد طاقة مخزونة في الأغشية الزجاجية والسطح الماص.
- ٣- إهمال فرق درجات الحرارة خلال الغطاء الزجاجي.
- ٤- خواص المائع ثابتة.

٧ . النموذج الرياضي

تتكون المنظومة المستخدمة في الدراسة الحالية والمبينة في الشكل (1) من الأجزاء التالية:-

منظومة تجميع الطاقة الشمسية وبدورها تتكون من المجمع الشمسي والخزان الحراري.

منظومة التبريد الامتصاصية.

السخان المساعد.

المضخات وأجهزة السيطرة.

وحدة مناولة الهواء أو وحدة الملف والمروحة.

المعادلات الأساسية الحاكمة والمستخدمه في النموذج الرياضي لتمثيل المنظومة رياضيا هي:

معادلة الاتزان الحراري للمجمع الشمسي المستوي:

$$Q_{Coll} = A_c F_R (S - U_L (T_{f,i} - T_a)) \quad \dots(1)$$

بافتراض عدم وجود خسارة حرارية في أنابيب التوصيل بذلك فان الطاقة المتجمعة تنتقل جميعها إلى الخزان الحراري وبذلك

تصبح معادلة التوازن للخزان الحراري بالشكل التالي:

$$Q_{Coll} - Q_{Load} - Q_{Loss} = m_s C_p \frac{dT_s}{dt} \quad \dots(2)$$

وبتعويض المعادلة (1) في المعادلة (2) نحصل على المعادلة الحاكمة للسخان الشمسي وبالشكل التالي:

$$A_c F_R (S - U_L (T_{f,i} - T_a)) - Q_{Load} - Q_{Loss} = m_s C_p \frac{dT_s}{dt} \quad \dots(3)$$

حيث أن

$$S = H R(\tau\alpha)(1-d)(1-Z) \quad \dots(4)$$

$$R = K_b R_b + K_b \left(1 + \frac{\cos(s)}{2}\right) + \rho_r \left(\frac{1 - \cos(s)}{2}\right) \quad \dots(5)$$

$$R_b = \frac{H_{bT}}{H_b} = \frac{H_n \cos \theta_T}{H_n \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta_T}{\cos \theta_z}$$

$$\cos \theta_T = \cos(\phi - s) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - s) \sin \delta$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega$$

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \left(\frac{284 + \tilde{n}}{365} \right) \right)$$

$$\omega_1 = \omega_2 + \frac{180}{12} ; \omega_2 = \frac{180}{12} (12 - I) ; \omega = (\omega_1 + \omega_2) / 2$$

حيث أن d معامل يأخذ بنظر الاعتبار تأثير الغبار على الغطاء الزجاجي، Z معامل يأخذ بنظر الاعتبار تأثير ظل

حافات المجمع الشمسي على اللوح الماص، K_b و K_d تمثل نسبة الإشعاع المباشر إلى الإشعاع الكلي ونسبة الإشعاع المبعثر إلى

الإشعاع الكلي على الترتيب وتعتمد قيمهم على ظروف الفصل في السنة حيث في فصل الصيف تكون K_d=20% , K_b=80%

أما في فصل الشتاء فتكون K_d=30% , K_b=70% وهذه القيم هي لمدينة بغداد، ρ_r تمثل معامل الانعكاسية للمناطق المحيطة

بالمجمع الشمسي وتساوي (0.2) [12]، φ تمثل زاوية خط العرض وتساوي (33°) لمدينة بغداد، s هي زاوية ميلان المجمع

الشمسي عن الأفق وهي (17°)، ω هي زاوية الساعة عند الظهر وتساوي صفر وقت الظهر وكل ساعة تعادل (15°)، ω₁ و

ω₂ تمثل زاوية الساعة عند بداية ونهاية الساعة، I يمثل الساعة، ñ يمثل اليوم في السنة.

يتم حساب حاصل ضرب معامل الامتصاصية في معامل النفاذية τα من المعادلة التالية [13]:

$$\tau\alpha = (\tau_1 \times \tau_2 \times \dots \times \tau_n) \times \alpha_p \times (IAM) \quad \dots(6)$$

حيث أن IAM معامل تصحيح لزواوية السقوط ويعتمد على عدد الأغشية الزجاجية ونوع الطلاء المستخدم وقيمته تساوي (0.935) [13].

لغرض حساب معامل الخسارة الحرارية الكلي من المجمع الشمسي يتم استخدام المعادلة التالية:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad \dots(7)$$

لحساب معامل الخسائر الحرارية من السطح العلوي للمجمع الشمسي يتم باستخدام المعادلة التالية:

$$U_t(s) = (1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144 \varepsilon_p)) U_t(45) \quad \dots(8)$$

حيث أن

$$U_t = \left(\frac{N}{(344/T_p)[(T_p - T_a)/(N + f)]^{0.31} + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p)]^{-1} + [(2N + f - 1)/\varepsilon_g] - N} \quad \dots(9)$$

حيث أن

$$f = (1.0 - 0.04h_w + 5.0 \times 10^{-4} h_w^2)(1 + 0.058 N)$$

$$h_w = 5.7 + 3.8V$$

ولحساب معامل الخسائر الحرارية من السطح السفلي وجوانب المجمع الشمسي وباعتبار أن جوانب المجمع الشمسي معزول بنفس مادة عزل السطح السفلي تصبح معادلة U_b و U_e بالشكل التالي:

$$U_b = \frac{K}{L} \quad \dots(10)$$

$$\left. \begin{aligned} U_{edge} &= \frac{K}{L} \\ U_e &= \frac{KA_e}{A_c} \end{aligned} \right\} \quad \dots(11)$$

لحساب الطاقة المسحوبة من الخزان الحراري والخسائر الحرارية من الخزان الحراري يتم باستخدام المعادلتين التاليتين على الترتيب:

$$Q_{Load} = \dot{m}_L C_p \left(\frac{T_{s1} + T_{s2}}{2} - T_r \right) \quad \dots(12)$$

$$Q_{SLoss} = (UA)_s \left(\frac{T_{s1} + T_{s2}}{2} - T_a \right) \quad \dots(13)$$

لحساب الطاقة الشمسية المجمعة حيث يبدأ تجميع الطاقة الشمسية من الساعة الثامنة صباحا لغاية الساعة السابعة عشرة ويتم تمثيل ذلك رياضيا بالشكل التالي:

$$Q_{Coll} = TF \dot{m}_c C_p (T_{f,o} - T_s) \quad \dots(14)$$

حيث TF دالة تحويل تمثل جهاز السيطرة على درجة الحرارة وتساوي واحد من الساعة الثامنة صباحا ولغاية الساعة السابعة عشرة وتساوي صفر لبقية الساعات.

بتعويض المعادلات (12) و(13) و(14) في المعادلة (2) نحصل على المعادلة التالية:

$$m_s C_p \frac{dT_s}{dt} = \dot{m}_c C_p (T_{f,o} - T_s) + \dot{m} C_p (T_R - T_s) + (UA)_s (T_a - T_s) \quad \dots(15)$$

حيث ان

$$T_s = \frac{T_{s1} + T_{s2}}{2}$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \left(\frac{\dot{m}_c C_p}{m C_p} T_{co} + \frac{\dot{m}_L}{m C_p} T_r + \frac{(UA)_s}{m C_p} T_a \right) - \left(\frac{\dot{m}_c C_p}{m C_p} + \frac{\dot{m}_L}{m C_p} + \frac{(UA)_s}{m C_p} \right) \left(\frac{T_{s1} + T_{s2}}{2} \right) \quad \dots(16)$$

لإيجاد درجة حرارة ماء الخزان في نهاية الساعة (T_{s2}) يتم حل المعادلة أعلاه باستخدام طريقة رانج-كوتا (Runge-Kutta) [14].

لحساب معدل الطاقة المخزونة يتم استخدام المعادلة التالية:

$$q_{Stor} = m_s C_p (T_{s2} - T_{s1}) \quad \dots(17)$$

معدل الخسارة الحرارية من المجمع الشمسي يتم حسابه من المعادلة التالية:

$$q_{CLoss} = U_L (T_{s1} - T_a) \quad \dots(18)$$

درجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي تحسب من المعادلة التالية:

$$T_{f,o} = T_{f,i} + \left(\frac{F_R A_c}{\dot{m}_c C_p} \right) (S - U_L (T_{f,i} - T_a)) \quad \dots(19)$$

متوسط درجة حرارة الماء في المجمع الشمسي يتم حسابه من المعادلة التالية:

$$T_{f,m} = T_{s1} + \frac{Q_{Coll} A_c}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad \dots(20)$$

معامل إزالة الحرارة من المجمع الشمسي يتم حسابه من المعادلة التالية:

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L} \left(1 - e^{-(U_L F' / GC_p)} \right) \quad \dots(21)$$

معامل التدفق الكتلي لوحدة المساحة يتم حسابه من المعادلة التالية:

$$G = \frac{\dot{m}_c}{A_c}$$

معامل كفاءة المجمع الشمسي يحسب من المعادلة التالية:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L (D + (W - D)F)} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}} \right]} \quad \dots(22)$$

حيث أن $h_{f,i}$ معامل انتقال الحرارة بين المائع والجدار الداخلي للأنبوب وتكون قيمته إما $300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ أو

$1500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ [12]، اما موصلية اللحم (C_b) يتم حسابها من المعادلة التالية:

$$C_b = \frac{K_b b}{\gamma} \quad \dots(23)$$

حيث أن b سمك خط اللحام، K_b معامل التوصيل الحراري لمادة اللحام وقيمته $(400 \text{ kW/m} \cdot ^\circ\text{C})$ والقيمة المفضلة للمقاومة الحرارية لمادة اللحام هي أقل من $(0.03 \text{ m} \cdot ^\circ\text{C/W})$ [12].
متوسط درجة حرارة اللوح الماص يتم حسابه من المعادلة التالية:

$$T_{p,m} = T_{f,m} + Q_{Coll} R_{p-f} \quad \dots(24)$$

حيث أن

$$R_{p-f} = \frac{1}{\pi D_i n L h_{f,i}}$$

كفاءة المجمع الشمسي يتم حسابها باستخدام المعادلة التالية [12].

$$\eta_{Coll} = \frac{Q_{Coll}}{HRA_c} \quad \dots(25)$$

٧.١ حجم الخزان الحراري

لإيجاد حجم الخزان الحراري بصورة تقريبية يجب معرفة الطاقة المخزونة بعد فترة تجميع الطاقة وتستخدم المعادلة التالية لهذا الغرض [15]:

$$V_{st} = \frac{HR \eta_{coll} A_c (1 - \eta_{loss}) - Q_L}{\rho C_p (T_{send} - T_{sfirst})} \quad \dots(26)$$

حيث أن η_{loss} الخسارة الحرارية من الخزان والأنابيب (%)، T_{send} درجة حرارة ماء الخزان في نهاية فترة التجميع ($^\circ\text{C}$)، T_{sfirst} درجة حرارة ماء الخزان في نهاية فترة التجميع ($^\circ\text{C}$)، ρ كثافة الماء (kg/m^3).

٧.٢ معامل الأداء لمنظومة التبريد الامتصاصية

معامل أداء منظومة التبريد الامتصاصية هو النسبة بين الحرارة المضافة في المبخر إلى الحرارة المضافة في المولد ويتم حسابه من المعادلة التالية [6]:

$$COP = \frac{T_E (T_G - T_{CW})}{T_G (T_{CW} - T_E)} \quad \dots(27)$$

٧.٣ الظروف التشغيلية للمنظومة

لإيجاد درجة حرارة المبخر تستخدم المعادلة التجريبية التالية [14]:

$$T_E = 47 - 15(1 - Y) \quad \dots(28)$$

$$Y = 0.017258 T_G - 0.025863 (T_{cw} - 65) - 20 \quad \dots(29)$$

درجات الحرارة في المعادلتين (28) و(29) وحداتها °F لذلك يجب تحويلها إلى الوحدات العالمية °C لتتلائم مع بقية الوحدات في المعادلات الأخرى.
السعة التشغيلية للمنظومة يتم حسابها باستخدام المعادلة التالية:

$$Q_{Cap} = Y * Q_{M_{Cap}} \quad \dots(30)$$

حيث $Q_{M_{Cap}}$ هي أقصى سعة تشغيلية للمنظومة وتساوي (10.5 W) [14].
يتم حساب درجة حرارة الماء الراجع من المولد باستخدام المعادلة التالية:

$$T_R = T_G - \frac{CAP}{(COP \dot{m}_L C_p)} \quad \dots(31)$$

الطاقة المضافة من سخان المساعد يتم حسابها من المعادلة التالية:

$$Q_{Ax} = \dot{m} C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad \dots(32)$$

لحساب كفاءة المجمع الشمسي اليومية وكفاءة المنظومة الامتصاصية ونسبة مساهمة الطاقة الشمسية يتم باستخدام المعادلتين التالية على الترتيب:

$$\eta_{DColl} = \frac{\sum Q_{Coll}}{A_c \sum HR} \times 100 \quad \dots(33)$$

$$\eta_{Sys} = \frac{(Q_{Cap} / COP - Q_{Ax})}{A_c \sum HR} \times 100 \quad \dots(34)$$

$$SECR = \frac{(\overline{Q_{Cap}} / COP - Q_{Ax})}{\overline{Q_{Cap}} / COP} \times 100 \quad \dots(35)$$

٧.٤ الظروف التصميمية للتبريد

الجدول (٢) يبين الظروف التصميمية للتبريد المطلوبة داخل الحيز.

جدول (2) الظروف التصميمية للتبريد.

| | |
|-------|--|
| 25 °C | درجة حرارة البصلة الجافة للهواء داخل الحيز |
| 50% | الرطوبة النسبية داخل الحيز |
| 45 °C | درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي |
| 13% | الرطوبة النسبية للهواء الخارجي |

٧.٥ أحمال التبريد

يتم تقسيم أحمال التبريد إلى ما يأتي:

- المصادر الخارجية وتتضمن الحرارة المنتقلة خلال السقوف والجدران، الحرارة المنتقلة خلال الزجاج، الحرارة المنتقلة نتيجة التهوية والحرارة المنتقلة نتيجة التسرب من الأبواب والشبابيك.

٢- المصادر الداخلية وتقسم إلى:

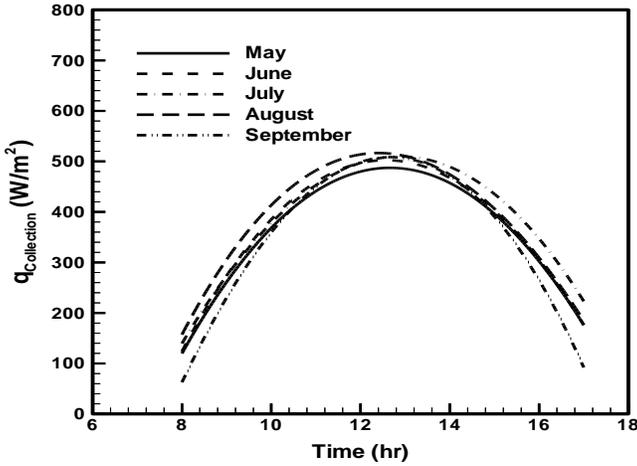
الأشخاص، الإنارة، الأجهزة الخدمية ومصادر أخرى.

الطريقة المستخدمة في حسابات أحمال التبريد هي طريقة فرق درجات الحرارة (CLTD)، ولغرض الحصول على تفاصيل هذه الطريقة والمعادلات الخاصة بحساب أحمال التبريد يمكن مراجعة المصدر [16].

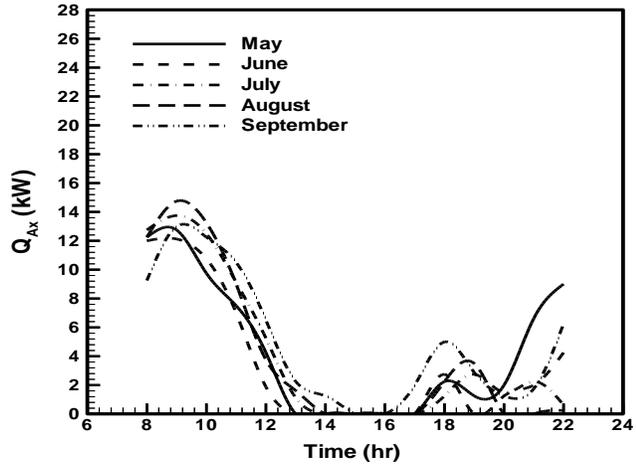
٨. النتائج والمناقشة

تم إجراء عملية محاكاة لدراسة أداء المنظومة للأشهر الصيفية ابتداء من شهر أيار ولغاية نهاية شهر أيلول ولمساحات مختلفة للمجمعات الشمسية تتراوح بين (50-85 m²) ولمعدلات تدفق تتراوح (50-65 kg/hr)، حيث تم تشغيل المنظومة من الساعة ٨ صباحاً ولغاية الساعة ٢٢ مساءً. الشكل (2) يبين تغير الطاقة الشمسية المجمعة من المجمع الشمسي مع الزمن وللأشهر الصيفية حيث نلاحظ أعلى قيمة لها عند منتصف النهار حيث تكون الطاقة الشمسية الساقطة أكبر ما يمكن. الشكل (3) يوضح تغير الطاقة المضافة من السخان المساعد حيث تكون أكبر ما يمكن في الساعات الأولى من النهار وذلك بسبب كون الطاقة المجمعة من المجمع الشمسي تكون أقل ما يمكن وتتناقص الطاقة المضافة إلى أقل ما يمكن (الصفحة) وهذا يعني أن المنظومة تعمل بالاعتماد على الطاقة المجمعة والمخزونة فقط، أما بعد الساعة السابعة عشر فإن السخان المساعد يعمل لرفع درجة حرارة ماء الخزان ولكن الطاقة المضافة تكون أقل من الطاقة المضافة في الساعات الأولى من النهار بسبب انخفاض حمل التبريد. الشكل (4) يبين تغير السعة التشغيلية لمنظومة التبريد الامتصاصية مع ساعات النهار حيث تكون منخفضة في ساعات النهار الأولى بسبب كون حمل التبريد المطلوب يكون قليل ثم تزداد سعة المنظومة مع زيادة حمل التبريد. يبين الشكل (5) تغير الطاقة المفقودة من المجمع الشمسي مع ساعات النهار وتكون قليلة في الساعات الأولى من النهار. يوضح الشكل (6) تغير معدل الطاقة المفقودة من الخزان الحراري مع ساعات النهار ولشهر تموز حيث تكون أقل ما يمكن في الساعات الأولى من النهار ولشهر تموز حيث يزداد معدل فقدان الحرارة من الخزان الحراري مع زيادة الفرق بين درجة حرارة ماء الخزان ودرجة حرارة الهواء. الشكل (7) يبين تغير كفاءة المجمع الشمسي مع ساعات النهار لشهر تموز، حيث تكون قليلة في الساعات الأولى من النهار وتزداد إلى أن تصل إلى أعلى قيمة لها في منتصف النهار وذلك بسبب زيادة الطاقة المجمعة في هذا الوقت. الشكل (8) يبين تغير درجة حرارة الماء الداخل إلى المولد حيث تكون منخفضة نسبياً مع الساعات الأولى من النهار بسبب انخفاض حمل التبريد في الساعات الأولى من النهار مقارنة مع ساعات النهار الأخرى إذ يزداد الإشعاع الشمسي الساقط وترتفع درجة حرارة الهواء الجوي مما يتطلب زيادة درجة حرارة الماء الداخل إلى المولد لإعطاء السعة التشغيلية للمنظومة اللازمة لتغطية حمل التبريد. الشكل (9) يبين تغير درجة حرارة ماء الخزان الحراري حيث تبدأ درجة حرارة ماء الخزان بالازدياد مع ارتفاع درجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي بعد ذلك تتناقص تدريجياً بسبب انخفاض الطاقة المجمعة وزيادة معدل الطاقة المفقودة من الخزان الحراري. الشكل (10) يبين تغير درجة حرارة الماء المبرد الخارج من المبخر مع ساعات النهار حيث تنخفض درجة حرارة الماء المبرد كلما زاد سعة المنظومة. الشكل (11) يبين تغير درجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي حيث تزداد مع زيادة الطاقة المجمعة ثم تتناقص بعد ذلك تبعاً لتناقص الإشعاع الشمسي الساقط. الأشكال (12) و (13) و (14) و (15) تبين تأثير زيادة مساحة المجمع الشمسي على الطاقة المجمعة والمضافة من السخان المساعد ونسبة مساهمة الطاقة الشمسية إذ تؤدي زيادة المساحة إلى زيادة الطاقة المجمعة وانخفاض الطاقة المضافة من السخان المساعد وتؤدي أيضاً إلى زيادة نسبة مساهمة الطاقة الشمسية وتؤدي أيضاً إلى زيادة الطاقة المفقودة من المجمع الشمسي وكما مبين في الشكل (16). تبين الأشكال (17) و (18) و (19) تأثير معدل التدفق على كفاءة المنظومة وكفاءة المجمع الشمسي ونسبة مساهمة الطاقة الشمسية ودرجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي حيث نلاحظ أن انخفاض معدل التدفق يؤدي إلى زيادة درجة حرارة الماء الخارج من المجمع وتقليل الطاقة المجمعة وزيادة معدل فقدان الطاقة من المجمع الشمسي ويؤدي أيضاً إلى زيادة كل من نسبة مساهمة الطاقة الشمسية وكفاءة المنظومة، كما يؤدي إلى انخفاض كفاءة المجمع الشمسي بسبب زيادة معدل الطاقة المفقودة نتيجة لارتفاع درجة حرارة

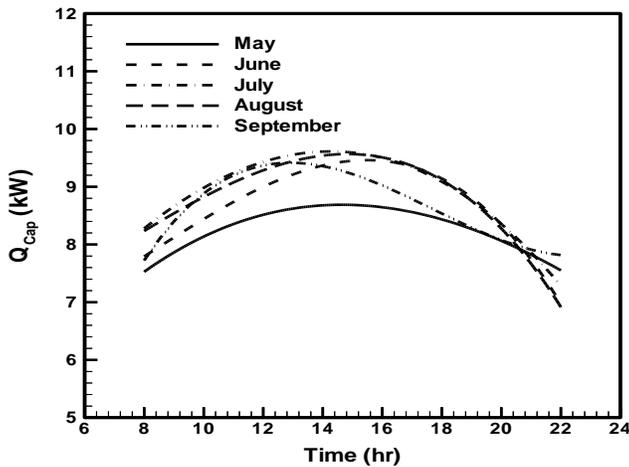
الماء. الإشكل (٢٠) و(٢١) و(٢٢) تبين تغير المعدل اليومي الطاقة المجمعة والطاقة المضافة من السخان المساعد ونسبة مساهمة الطاقة الشمسية وكفاءة المنظومة والمجمع الشمسي لكل شهر من اشهر الصيف حيث نلاحظ أعلى طاقة مجمعة يقابلها أقل طاقة مضافة من السخان المساعد ويعطي أيضا أعلى نسبة لمساهمة الطاقة الشمسية.



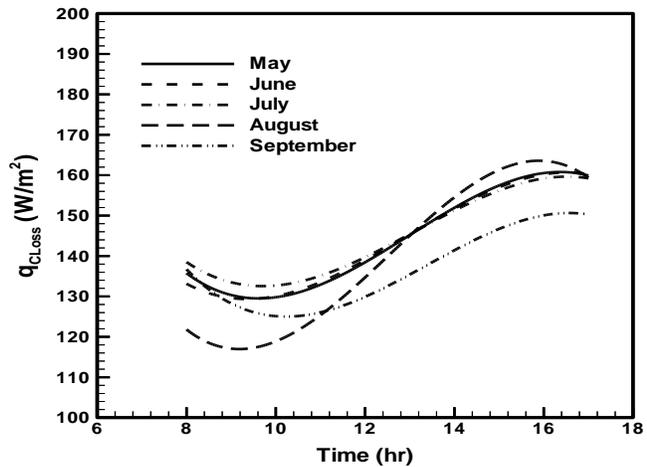
شكل (٢): تغير معدل الطاقة المجمعة مع الزمن.



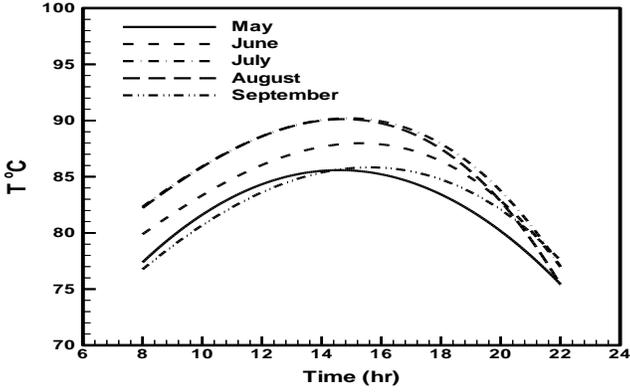
شكل (٣): تغير الطاقة المضافة من السخان المساعد مع الزمن.



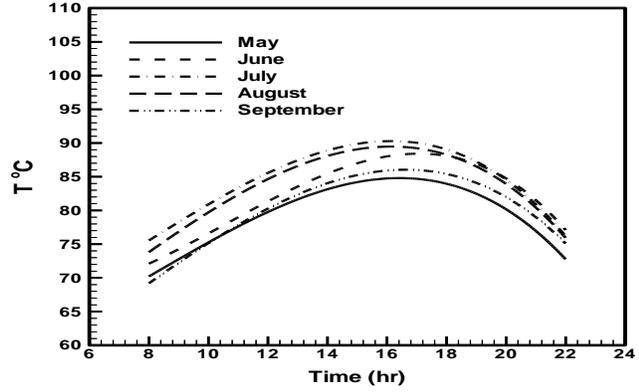
شكل (٤): تغير سعة المنظومة مع الزمن.



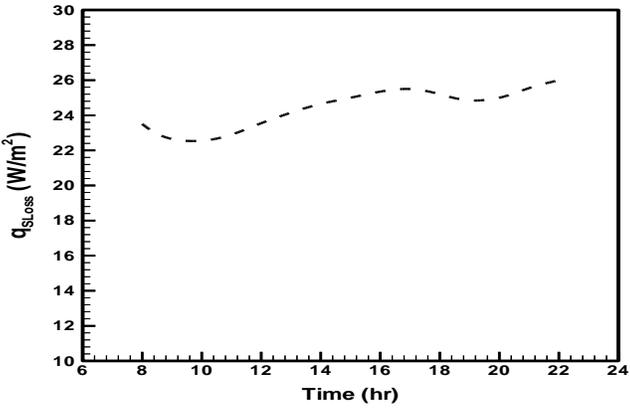
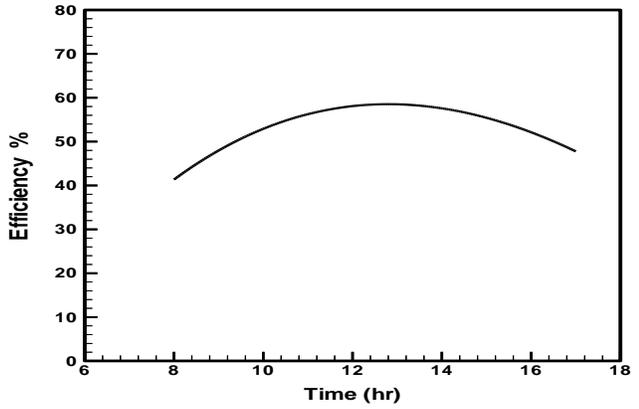
شكل (٥): تغير معدل الطاقة المفقودة من المجمع الشمسي مع الزمن.



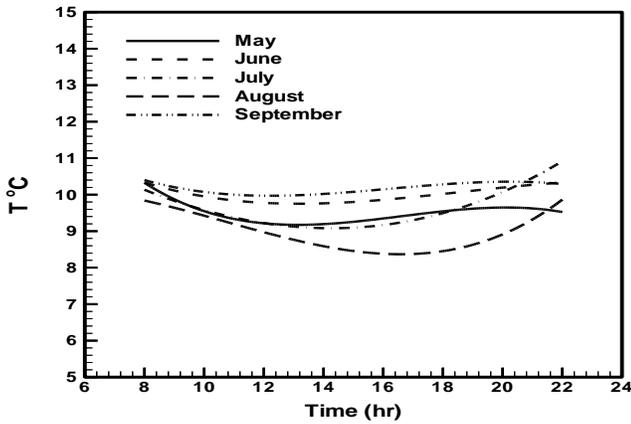
شكل (٨): تغير درجة حرارة الماء الداخل إلى المولد مع



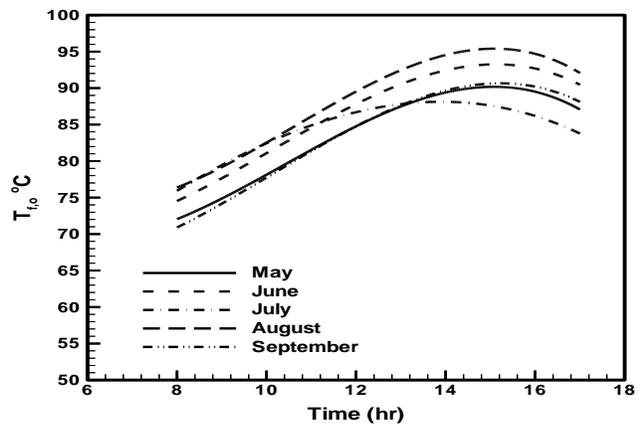
شكل (٩): تغير درجة حرارة الخزان الحراري مع

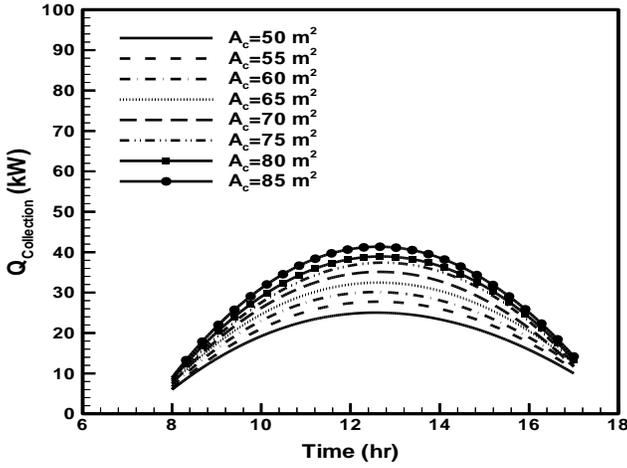
شكل (٦): تغير معدل الطاقة المفقودة من الخزان
الحراري لشهر تموز مع الزمن.

شكل (٧): تغير كفاءة المجمع الشمسي لشهر تموز مع الزمن.

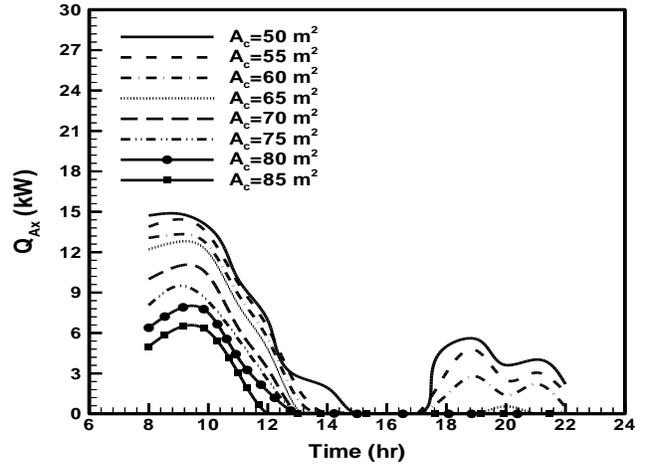


شكل (١٠): تغير درجة حرارة المبرد مع الزمن.

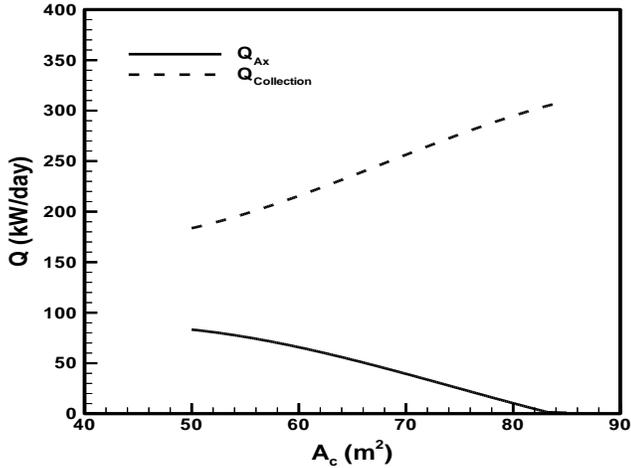
شكل (١١): تغير درجة حرارة الماء الخارج من
المجمع الشمسي مع الزمن



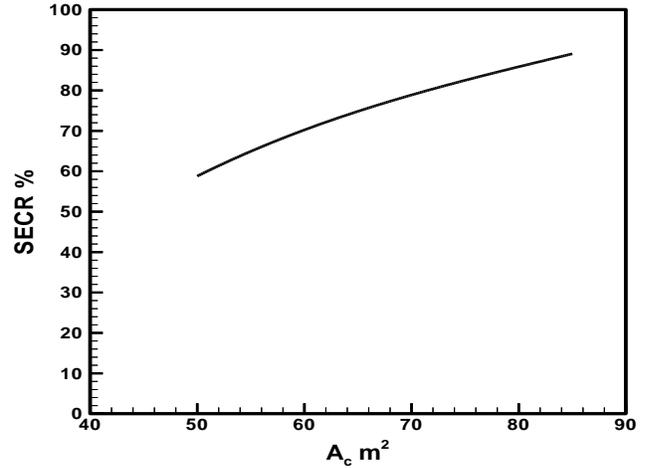
شكل (١٢): تأثير مساحة المجمع الشمسي على الطاقة المجمع.



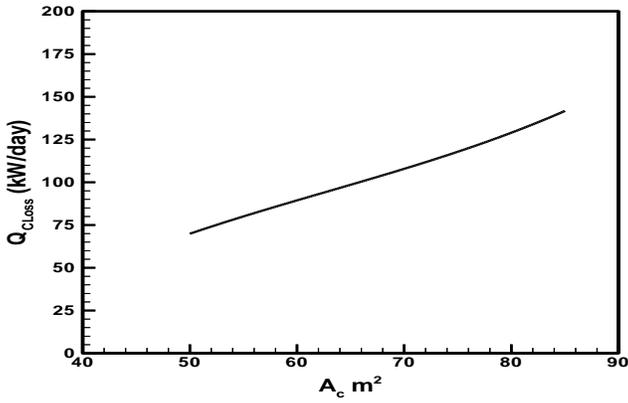
شكل (١٣): تأثير مساحة المجمع على الطاقة المضافة من السخان المساعد.



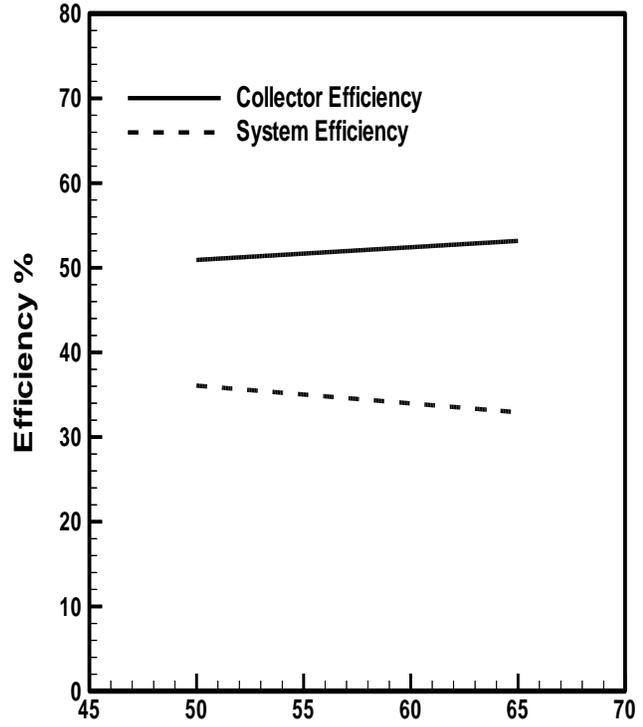
شكل (١٤): التغير اليومي للطاقة المجمع والطاقة المضافة من السخان المساعد مع مساحة المجمع.



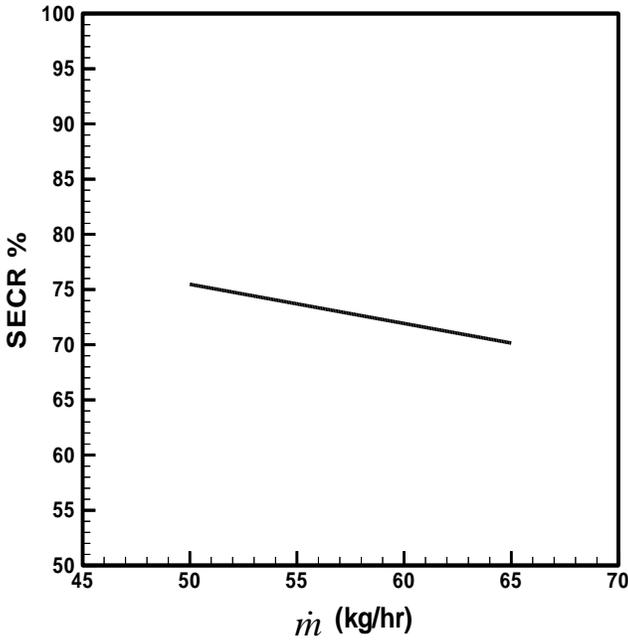
شكل (١٥): تغير نسبة مساهمة الطاقة الشمسية مع مساحة المجمع الشمسي.



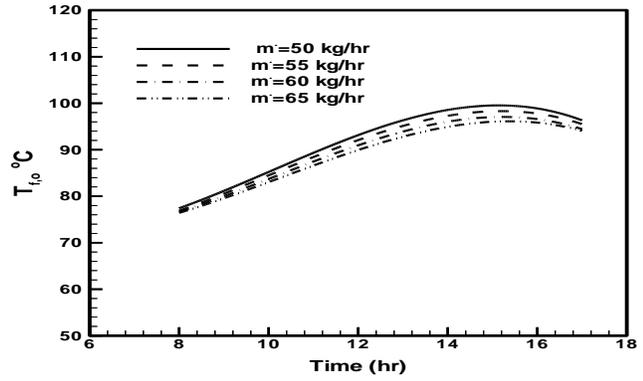
شكل (١٦): تغير الطاقة المفقودة من المجمع الشمسي مع مساحة المحم



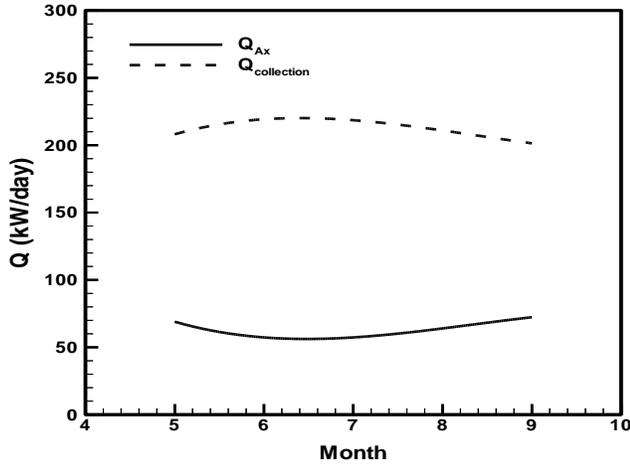
شكل (١٧): تغير كفاءة المجمع وكفاءة منظومة التبريد مع التدفق



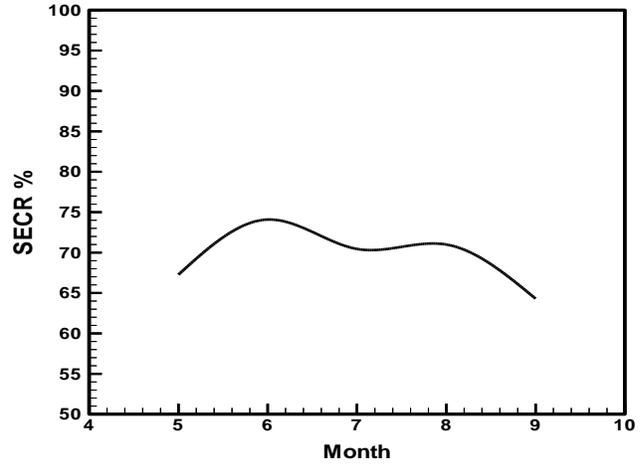
شكل (١٨): تغير نسبة مساهمة الطاقة الشمسية مع معدل التدفق.



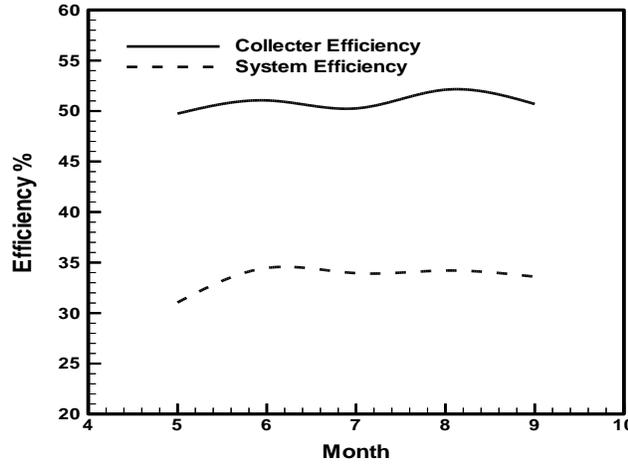
شكل (١٩): تأثير معدل التدفق على درجة حرارة الماء الخارج من المحم



شكل (٢٠): تغير المعدل اليومي للطاقة المجمعة والمضافة من السخان المساعد خلال الأشهر الصيفية.



شكل (٢١): تغير نسبة مساهمة الطاقة الشمسية خلال الأشهر الصيفية.



شكل (٢٢): تغير الكفاءة اليومية للمجمع الشمسي ولمنظومة التبريد خلال الأشهر الصيفية.

٩. الاستنتاجات

من خلال النتائج المستخلصة لدراسة أداء المنظومة الامتصاصية التي تعتمد على الطاقة الشمسية تبين لنا بأن استخدام مجمع شمسي ذو مساحة (60 m²) وبالمواصفات المعتمدة في الجدول (1) يلبي متطلبات عمل المنظومة الامتصاصية. كما وجد بأن استخدام هذه المنظومات يسهم في ترشيد استهلاك الطاقة بما نسبته (70%) من الطاقة المطلوبة لتشغيل المنظومة فيما لو تم استخدام نظام تكييف تقليدي ولشهر تموز وحده، بالإضافة إلى ذلك تم تحديد مساحة المجمع الشمسي الذي يتطلبه كل طن تبريد والتي كانت بحدود (20 m²)، وأخيراً تم تحديد معدل كفاءة عمل المنظومة بشكلها العام وخلال فصل الصيف بحدود (33%).

10. المصادر

1. R. C. Jordan and G. B. Priester, "*Refrigeration and Air Conditioning*" 2nd edition, Prentice Hall, India (1973).
2. Jan F. Kreider and Frank Kreith, "*Solar Heating and Cooling Revised*" 1st edition, McGraw Hill, 1977.
3. Anderson P. P., "*Solar Operated Absorption Water Chiller a Comparison Aqua Amonia Cycles*" ASHRE Trans., Vol. 82, Part-1, PP. (959-965), 1976.
4. Ward D. S. , "*Solar Absorption Cooling Feasibility*" Solar Energy, Vol. 22, PP. (259-268), 1979.
5. Lazzarin R. "*Steady and Transient Behavior of LiBr Absorption Chiller of Low Capacity*"; Int. J. Refrig., Vol. 3, No. 4, PP. (213-218), 1980.
6. D. Van Hattem and P. Actis Dato, "*Description and Performance of An Active Solar Cooling System, Using a LiBr-H2O Absorption Machine*", J. Energy and Building, Vol. 3, PP. (169-196), 1981.
7. R. K. Suri, K. Al-Madani and S. Ayyash; "*Choice of Thermal Energy System for Solar Absorption Cooling*"; J. Solar Energy, Vol. 32, No. 2, PP. (181-187), 1984.
8. Kaushik S. C. and Kumar R., "*Thermal Modelling and Parametric Study of Two Stage Absorption Refrigeration and Air-Conditioning Systems*", Energy Research, Vol. 9, PP. (391-402), 1985.
 9. Yehuda Shiran, Avraham Shitzer and David Degani, "*Computerized Design and Economic Evaluation of Aqua-Ammonia Solar Operated Absorption System*", J. Solar Energy, Vo. 29, No. 1, PP. (43-54), 1982.
 10. A. Venkatesh and A. Mani "*Comparision of Performance of Single Stage Intermittent Ammonia-Water Solar Refrigeration Systems*" J. Solar & Wind Technology Vol. 6, No. 1, PP. 75-78, 1989.
 11. C.H.M. Machielsen and A. E. Hagendijk "*Application of a Solar Absorption Refrigeration System for Air-Conditioning of Buildings*" ISES Millenium Solar Forum 2000, Mexico, September 18-22, 2000.
 12. John A. Duffie and William A. Beckman, "*Solar Energy Thermal Processes*" Wiley New York, 1974.
 13. Peter J. Lunde, "*Solar Thermal Engineering Space Heating and Hot*

Water System", (1980).

14. L. W. Butz and W. A. Beckman and J. A. Duffie, "*Simulation of a Solar Heating and Cooling System"*, Solar Energy, Vol. 16, PP. 129-136,

(1974).

15. Solar System Design Manual for System Using Yazaki Solar Collector.

16. د. خالد الجودي، "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتثليج"، الطبعة الثانية، ١٩٩١.

قائمة الرموز المستخدمة ووحدها

| وحدته | تعريفه | الرمز |
|-------------------|---|----------------------|
| m^2 | مساحة المجمع الشمسي | A_c |
| $W/m.^{\circ}C$ | موصلية اللحام الحرارية | C_b |
| $J/kg.^{\circ}C$ | الحرارة النوعية للماء | C_p |
| - | معامل أداء منظومة التبريد الامتصاصية | COP |
| m | القطر الخارجي للأنبوب | D |
| m | القطر الداخلي للأنبوب | D_i |
| - | كفاءة جنيح التبريد | F |
| - | معامل إزالة الحرارة من المجمع الشمسي | F_R |
| - | معامل كفاءة المجمع الشمسي | F' |
| $kg/sec.m^2$ | معامل التدفق الكتلي لوحدة المساحة | G |
| $W/m^2.^{\circ}C$ | معامل انتقال الحرارة بتأثير الرياح | h_w |
| $W/m^2.^{\circ}C$ | معامل انتقال الحرارة بين المانع وجدار الأنبوب (السطح) الداخلي | h |
| W/m^2 | معدل الإشعاع الشمسي الساقط على سطح أفقي | H |
| W/m^2 | معدل الإشعاع الشمسي الكلي الساقط على سطح المجمع الشمسي | H_T |
| $W/m.^{\circ}C$ | معامل التوصيل الحراري (الموصلية الحرارية) | K |
| m | طول أنبوب المجمع الشمسي | L |
| kg/sec | معدل التدفق الكتلي للماء | \dot{m} |
| kg/sec | معدل التدفق الكتلي للماء المار خلال المجمع الشمسي | \dot{m}_c |
| kg/sec | المعدل الكتلي للماء المسحوب من الخزان الحراري | \dot{m}_L |
| kg/m^2 | كتلة الماء الموجود في الخزان لوحدة المساحة | m_s |
| - | عدد أنابيب المجمع الشمسي | N |
| - | عدد الأغشية الزجاجية | n |
| W | الطاقة المضافة من السخان المساعد | Q_{Ax} |
| W | السعة التشغيلية لمنظومة التبريد الامتصاصية | Q_{Cap} |
| W | المعدل اليومي للطاقة الحرارية المضافة من السخان المساعد | \overline{Q}_{Cap} |
| W | الطاقة الشمسية المجمعة | Q_{Coll} |
| W | الطاقة الحرارية المسحوبة من الخزان الحراري | Q_{Load} |
| W | الطاقة المفقودة من المجمع الشمسي إلى المحيط | Q_{CLoss} |
| W | الطاقة المخزونة في الخزان | Q_{Stor} |
| - | نسبة الإشعاع الشمسي الكلي الساقط على سطح مائل إلى مثيله الساقط على سطح أفقي | R |
| W | الطاقة الشمسية الممتصة | S |
| degree | زاوية ميل المجمع الشمسي | s |

| | | |
|----------------------|---|--|
| % | نسبة مساهمة الطاقة الشمسية | SECR |
| hr | الزمن | t |
| °C | درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الجوي | T _a |
| °C | درجة حرارة الماء الداخل إلى المجمع الشمسي | T _{f,i} |
| °C | درجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي | T _{f,o} |
| °C | متوسط درجة حرارة الماء الخارج من المجمع الشمسي | T _{f,m} |
| °C | متوسط درجة حرارة اللوح الماص للمجمع الشمسي | T _{p,m} |
| K | درجة حرارة اللوح الماص | T _p |
| °C | درجة حرارة ماء الخزان | T _s |
| °C | درجة حرارة ماء الخزان في بداية الساعة | T _{s1} |
| °C | درجة حرارة ماء الخزان في نهاية الساعة | T _{s2} |
| °C | درجة حرارة الماء الراجع من منظومة التبريد الامتصاصية | T _R |
| W/°C | معامل انتقال الحرارة الإجمالي من الخزان الحراري | (UA) _s |
| W/m ² .°C | معامل انتقال الحرارة الاجمالي من المجمع الشمسي | U _L |
| W/m ² .°C | معامل الخسائر الحرارية من السطح العلوي والسفلي وجوانب المجمع الشمسي | U _t , U _b , U _e |
| m/sec | سرعة الرياح | V |
| m ³ | حجم الخزان الحراري | V _{st} |
| m | المسافة بين مركزي الأنبوبين | W |

الرموز اليونانية

| وحدته | تعريفه | الرمز |
|---------------------|--|--------------------|
| Degree | الموقع الزاوي للشمس عند وقت الظهر لمستوى خط الاستواء | δ |
| % | كفاءة المجمع الشمسي | η _{Coll} |
| % | كفاءة المجمع الشمسي اليومية | η _{DColl} |
| % | كفاءة المنظومة | η _{Sys} |
| - | معامل الانبعاث | ε |
| Degree | زاوية خط العرض | φ |
| m | سمك خط اللحام | γ |
| Degree | زاوية الساعة | ω |
| - | معامل الانعكاس | ρ _r |
| W/m ² .K | ثابت ستيفان (5.66×10 ⁻⁸) | σ |
| Degree | زاوية سقوط الإشعاع الشمسي | θ |
| - | معامل النفاذية | τ |