

مقارنة دارة التكييف التبريدية التجفيفية التبخرية مع الدارة الانضغاطية

الدكتور وجيه ناعمة*

(تاريخ الإيداع 20 / 5 / 2008. قُبل للنشر في 17/11/2008)

□ الملخص □

يهدف هذا البحث إلى تقييم أداء دارة التبريد التجفيفية التبخرية النموذجية ومقارنتها مع دارة التبريد الانضغاطية من الناحيتين الطاقية والاقتصادية وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق، فقد تم تقدير استهلاك الطاقة الفصلي لدارة التبريد التجفيفية التبخرية عند عملها باستخدام الطاقة الشمسية، وعند استخدام مصدر طاقة حرارية تقليدية، ومقارنتها مع دارتي تبريد انضغاطيتين، الأولى تعتمد على الهواء الخارجي، أما الدارة الأخرى فتعمل باستخدام الهواء الراجع، وقد بينت نتيجة الدراسة أن الاستهلاك الكهربائي لدارة التبريد التجفيفية التبخرية وتكاليف التشغيل أقل بكثير من دارات التبريد الانضغاطية، ولذلك ينصح باستخدام تلك الدارة في مدينة دمشق والمناطق المشابهة لها مناخياً.

الكلمات المفتاحية: تكييف، مجفف، مبرد تبخيري، مبادل حراري

* أستاذ مساعد - قسم الميكانيك العام - كلية الهندسة الميكانيكية الكهربائية - جامعة دمشق - دمشق - سورية.

Comparing the Desiccant, Evaporative Cooling Cycle with the Vapor Compressive Cycle

Dr. Wajih Naimeh[®]

(Received 20 / 5 / 2008. Accepted 17 / 11 / 2008)

□ ABSTRACT □

This research aims to evaluate the performance of the typical desiccant evaporative cooling cycle and compare it with the vapor compressive cycle on the basis of energy consumption and operation cost. The seasonal energy consumption was estimated for desiccant evaporative cooling cycle when operating on the heat energy of the solar system, and when using a traditional heat source, comparing it with two vapor compressive cycles: the first one depends on incoming air and the second uses outgoing air. This study concludes that the energy consumption and operation cost of the desiccant evaporative cooling cycle are far less than the vapor compressive cycles. Finally, using desiccant evaporative cooling cycles in Damascus city is highly recommended.

Keywords: Conditioning, Desiccant , Evaporative Cooler, Heat Exchanger.

[®]Associate Professor, Department of Mechanical Power Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Damascus University, Damascus, Syria

مقدمة:

إن صناعة التبريد وتكييف الهواء من أكثر الصناعات استهلاكاً للطاقة الكهربائية، وبالتالي فهي تساهم بشكل كبير في استنزاف مصادر الطاقة وازدياد التلوث البيئي، كل ذلك دفع باتجاه تطوير تقنيات تكييف هواء ذات استهلاك منخفض للطاقة، أو تعمل باستخدام مصادر طاقة حرارية جديدة أو متجددة كالطاقة الشمسية أو مصدر حرارة ضائعة، مما يؤدي بالنتيجة إلى توفير في استهلاك الطاقة، وتحقيق تقنيات تكييف هواء اقتصادية.

أهمية البحث وأهدافه:

يعتبر التبريد التجفيفي التبخيري من أهم تلك التقنيات، فلقد ازداد الاهتمام به خلال العقد الماضي وخصوصاً بعد الارتفاع الكبير في أسعار مصادر الطاقة، كبديل لآلات التبريد التقليدية أو ملحقاً بها، وفي الحالتين يساهم في التقليل من استهلاك الطاقة.

تعتمد دارات التبريد التجفيفية التبخيرية على تكييف الهواء وترطيبه، وبالتالي فإن أداءها يتأثر بشكل كبير بالشروط المناخية الخارجية، والتي يكون لها الدور الأكبر في الحكم على إمكانية استخدام تلك الدارات، ولذلك فإن الهدف من هذا البحث هو تقييم أداء دارة التكييف ذات التبريد التجفيفي التبخيري النموذجية، ومقارنتها مع دارة تكييف انضغاطية من الناحيتين الطاقية والاقتصادية وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق.

يتكون نظام التبريد التجفيفي التبخيري النموذجي من: مجفف (Desiccant)، مبادل حراري (Heat Exchanger) ومبردات تبخيرية (Evaporative Coolers)، وتشغل دارات التبريد التجفيفية التبخيرية عادةً باستخدام مصدر حراري ذي درجة حرارة منخفضة نسبياً حوالي $80^{\circ}C$ ، حيث يجفف هواء العملية بواسطة المجفف (1←2) الذي يستهلك الطاقة الحرارية ثم يبرد تبريداً محسوساً (2←3) في المبادل الحراري، وأخيراً يبرد تبخيراً (3←4) في المبرد التبخيري كما هو مبين بالشكل (2)، وعندها يصبح جاهزاً لإرساله إلى الحيز المكيف [1].

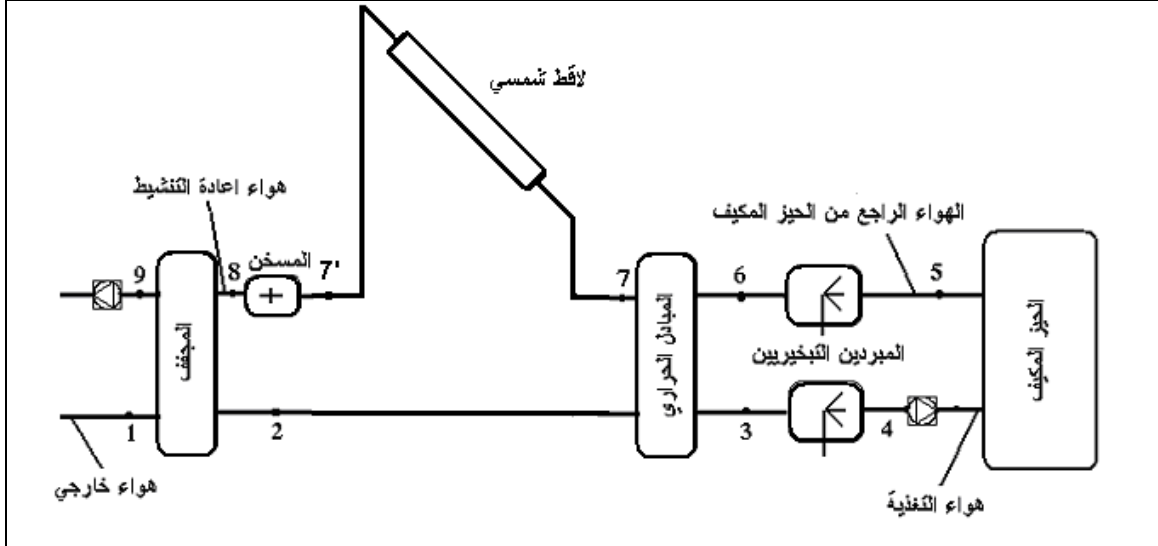
طريقة البحث ومواده:**1. الموديل الرياضي لدارة التهوية.****Mathematical Model of The Ventilation Cycle****1-1 إدارة التهوية Ventilation Cycle**

تعتبر دارة التهوية أقدم وأهم دارات (DEC) Desiccant Evaporative Cooling وقد تمت عليها أكثر الأبحاث، ولذلك غالباً ما يطلق عليها اسم دارة التبريد التجفيفية التبخيرية النموذجية، وتدعى أيضاً دارة بينتون نسبةً إلى العالم الذي اخترعها، وتستخدم هذه الدارة هواءً جديداً 100%.

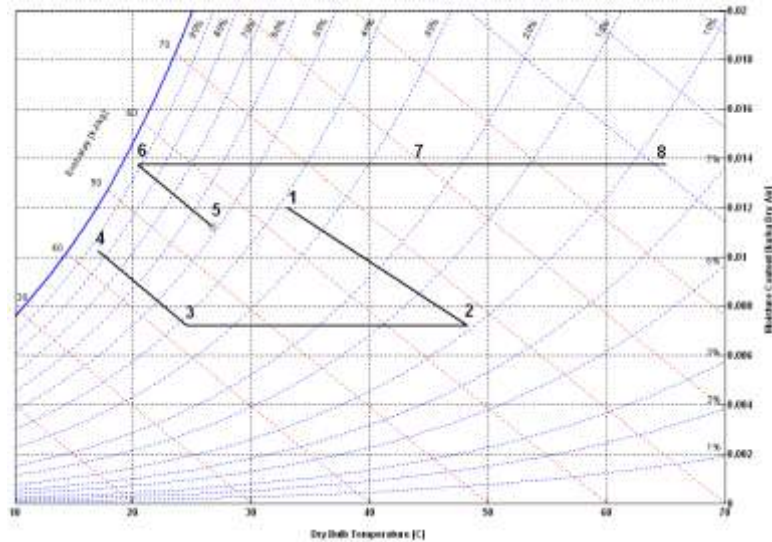
يوضح الشكل 1 المكونات الأساسية لدارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية، ويوضح الشكل 2 العمليات الأساسية التي تتم في الدارة ممثلةً على المخطط البسايكومتري.

طرف هواء العملية: يمرر الهواء الخارجي بحالة 1 خلال المجفف، فتتزع رطوبته، ويسخن بالوقت نفسه بواسطة الحرارة الناتجة عن ادمصاص بخار الماء من 1 حتى 2، ثم يبرد تبريداً محسوساً في المبادل الحراري من 2 حتى 3، وأخيراً يبرد تبخيراً في المبرد التبخيري من 3 حتى 4، وبعدها يصبح جاهزاً لإرساله إلى الحيز المكيف [2].

طرف إعادة التنشيط: يبرد الهواء الراجع من الحيز المكيف بحالة 5 تبخيراً في المبرد التبخيري من 5 حتى 6، ثم يسخن تسخيناً محسوساً في المبادل الحراري من 6 حتى 7، وبعد ذلك يسخن تسخيناً محسوساً في اللاقط الشمسي 7 حتى 7'، ثم في المسخن من 7' حتى 8، وأخيراً يمرر خلال المجفف، فيقوم بسحب الرطوبة منه، ويطرد بعد ذلك إلى الوسط الخارجي [2].



الشكل 1 دورة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية



الشكل 2 تمثيل دورة التهوية على المخطط البساكومتري

2-1 إعداد النموذج الرياضي

تم اختيار عدد من الفرضيات من أجل دراسة دورة التهوية وفيما يلي أهمها:

- 1- مردود المبادل الحراري الدوار 85%.
- 2- مردود الإشباع للمبردات التبخيرية المباشرة 88%.
- 3- نسبة الحمل الكامن إلى الحمل الكلي $L = 20\%$.

- 4- الشروط الداخلية للحيز المكيف: شروط (ARI المعهد الأمريكي للتبريد والتكييف)، درجة الحرارة الجافة $26.67^{\circ}C$ ($80^{\circ}F$) ونسبة الرطوبة $0.0112 [kg/kg]$.
- 5- بارامترات الهواء منتظمة عند مقطعي الدخول والخروج لكل جزء من أجزاء الدارة.
- 6- جدران مجاري الهواء معزولة بالنسبة لانتقال الحرارة والكتلة.
- 7- تدفق هواء إعادة التنشيط يساوي تدفق هواء العملية.
- تم الاعتماد على معادلتين بسيطتين من أجل تقييم أداء المجفف الدوار من مادة التجفيف (Silica Gel)، حيث تم الحصول عليهما من خلال ربط عدد كبير جداً من القيم التجريبية التي تم الحصول عليها من المصنع، ولقد قام بهذا العمل (Beccali et al. 2003)، وقد بينوا أن هاتين المعادلتين تقيمان أداء المجفف الدوار بشكل جيد جداً [3]، ولقد أكد (Beccali. 2005) أن هذه الطريقة ستعطي نتائج جيدة جداً عند عمل المجفف الدوار في دارات التبريد التجفيفية التخيرية وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق [4].

تعطي المعادلتان التاليتان حالات خروج هواء العملية من المجفف الدوار ممثلةً بالانتالبي والرطوبة النسبية [8]:

$$h_{out} = 0.1148 .h_{reg} + 0.8852 .h_{in} - 0.9474 \quad (1)$$

h_{out} : انتالبي الهواء العملية عند خروجه من المجفف $[kJ/kg_{air}]$.

h_{reg} : انتالبي هواء إعادة التنشيط $[kJ/kg_{air}]$.

h_{in} : انتالبي هواء العملية قبل دخوله إلى المجفف $[kJ/kg_{air}]$.

$$RH_{out} = 0.9428 .RH_{reg} + 0.0572 .RH_{in} \quad (2)$$

RH_{out} : الرطوبة النسبية لهواء العملية عند خروجه من المجفف.

RH_{reg} : الرطوبة النسبية لهواء إعادة التنشيط.

RH_{in} : الرطوبة النسبية لهواء العملية قبل دخوله إلى المجفف.

مردود المبادل الحراري الدوار [5]:

$$\eta_{he} = \frac{t_{1,out} - t_{1,in}}{t_{2,in} - t_{1,in}} \quad (3)$$

$t_{1,in}$: درجة حرارة دخول تيار الهواء عند الطرف الأول للمبادل الحراري

$t_{2,in}$: درجة حرارة دخول تيار الهواء عند الطرف الثاني للمبادل الحراري.

$t_{1,out}$: درجة حرارة خروج تيار الهواء عند الطرف الأول للمبادل الحراري

سيفترض في الدراسة الحالية أن المبادل الحراري هو مبادل حراري دوار، حيث يتراوح مردود هذا المبادل الحراري بين (71-90) % وذلك حسب سرعة الهواء.

فعالية الإشباع للمبرد التبخيري [6]:

$$\eta_e = \frac{t_{a,out} - t_{a,in}}{t_{a,in} - t_{a,in}^*} \quad (4)$$

$t_{a,in}$: درجة الحرارة الجافة للهواء الداخل إلى المبرد التبخيري $[^{\circ}C]$.

$t_{a,out}$: درجة الحرارة الجافة للهواء الخارج من المبرد التبخيري $[^{\circ}C]$.

$t_{a,in}^*$: درجة الحرارة الرطبة للهواء الداخل إلى المبرد التبخيري [$^{\circ}C$].

تتراوح فعالية الإشباع للمبرد التبخيري بين (85-95)% وتتعلق بسرعة الهواء ومواصفات حشوة المبرد التبخيري [7].

تم حساب التأثير التبريدي CE بالاعتماد على العلاقة التالية [7]:

$$CE = h_R - h_{SUP} \quad (5)$$

h_R : انتالبي الهواء داخل الحيز المكيف [kJ/kg].

h_{SUP} : انتالبي هواء التغذية [kJ/kg].

أخيراً، يمكن حساب معامل الأداء الحراري COP من العلاقة التالية [8]:

$$COP = \frac{m_p \cdot CE}{m_R \cdot \Delta h_{HEATER}} \quad (6)$$

m_p : تدفق هواء العملية [kg/s].

m_R : تدفق هواء إعادة التنشيط [kg/s].

Δh_{HEATER} : فرق انتالبي الهواء قبل اللاقط الشمسي وبعد مسخن الهواء [kJ/kg].

2. الدراسة الطاقية والاقتصادية Energy and Economic study

من أجل تقييم أداء دارة التهوية من الناحيتين الاقتصادية والطاقية، فلابد من مقارنتها مع دارة تكييف انضغاطية تقليدية، ولذلك فقد تم الحصول على بيانات مناخية ساعية بدرجة الحرارة الجافة والرطوبة النسبية لمدينة دمشق خلال أشهر الصيف الأربعة للأعوام (1997-2004) م من المديرية العامة للأرصاد الجوية، وتم تقدير استهلاك الطاقة الفصلي لكلا النوعين من التبريد في كل ساعة خلال أشهر الصيف الأربعة للأعوام (1997-2004) م، وذلك من أجل صالة ذات مساحة صافية $300m^2$ ، ومن أجل إجراء الحسابات الطاقية والاقتصادية، فقد تم إعداد برنامج حاسوبي باستخدام برنامج MATLAB وتم ربطه مع برنامج Excel.

تم تقدير استهلاك الطاقة الفصلي، لثلاث دارات عند عملها وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق وهي:

1- دارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية (نظام شمسي هوائي مكون من 57 لاقط شمسي)، أو باستخدام مصادر الطاقة التقليدية (مرجل يعمل بالمازوت).

2- دارة تبريد انضغاطية تعمل باستخدام الهواء الخارجي (شلمر استطاعته $84kW$).

3- دارة تبريد انضغاطية تعمل باستخدام الهواء الراجع، حيث يتكون هواء التغذية من 30% هواء خارجي (شلمر استطاعته $51kW$).

1-2- الدراسة الطاقية Energy Study

1-1-2 طريقة الدراسة Methodology of The Study

من أجل تقدير استهلاك الطاقة الفصلي تم اتباع الخطوات التالية:

1- حساب شدة الإشعاعات الشمسية الساعية وعامل الكسب الحراري الشمسي
[Solar Heat Gain Factor] (SHGF).

2- حساب الريح الحراري الساعي للصالة وفقاً لطريقة (Heat Transfer Functions).

3- تحويل الريح الحراري الساعي إلى حمل تبريدي، وذلك باستخدام
(Room Transfer Functions).

5- حساب معدل السحب الحراري الساعي (Heat Extraction Rate)، بالاعتماد على
(Space Transfer Functions).

6- بالاعتماد على معدل نزع الحرارة الساعي تم حساب استهلاك الطاقة الكهربائية الساعي لآلتي التبريد
الانضغاطيتين والتجهيزات الملحقة بهما، وجمع استهلاك الطاقة الكهربائية في كل ساعة خلال فصل الصيف تم
الحصول على الاستهلاك الفصلي.

7- من أجل دارة التهوية تم في البداية التحقق من إمكانية تحقيق درجة حرارة التغذية المطلوبة باستخدام التبريد
التبخيري، فإذا لم يكن التبريد التبخيري قادراً على تحقيق تلك الدرجة، فيتم حساب درجة حرارة إعادة التنشيط اللازمة
لتحقيق درجة حرارة التغذية المطلوبة، وبالتالي كمية الطاقة الحرارية اللازمة لإعادة تنشيط المجفف، وفي حالة استخدام
النظام الشمسي، فيتم حساب كمية الطاقة الحرارية المستفاد منها من النظام الشمسي ومن ثم حساب كمية الطاقة
الحرارية المساعدة اللازمة لإعادة تنشيط المجفف، وأخيراً يتم حساب استهلاك الطاقة الكهربائية لأجزاء الدارة والأجهزة
الملحقة بها.

تم إجراء الحسابات الطاقية بالاعتماد (AHRAE)، [8] و [9]

2-1-2 .. الشروط التصميمية Design Conditions

الشروط التصميمية الخارجية لمدينة دمشق: درجة الحرارة الجافة $39.7^{\circ}C$ ($103^{\circ}F$)، نسبة الرطوبة
 $0.0085 kg_a / kg_v$.

الشروط التصميمية الداخلية: شروط (ARI)، درجة الحرارة الجافة $26.67^{\circ}C$ ($80^{\circ}F$)، نسبة الرطوبة
 $0.011 kg_a / kg_v$.

الأحمال التصميمية للصالة التي تتم دراستها: الحمل المحسوس الكلي $34 kW$ ، الحمل الكامن الكلي
 $4.45 kW$.

تدفق هواء التغذية $2.844 m^3 / sec$.

درجة حرارة التغذية $(16+1)^{\circ}C$ (متضمنة ارتفاع درجة حرارة هواء التغذية $1^{\circ}C$ خلال المراوح).

2-1-3 .. التجهيزات الأساسية واستهلاك الطاقة

Primary Equipments and Energy Consumptions

شلر استطاعته $84 kW$ ذو مكثف مبرّد بالهواء.

شلر استطاعته $51 kW$ ويعمل باستخدام الهواء الراجع، حيث يتكون هواء التغذية من 30% هواء خارجي.

استطاعة المرجل $66 kW$.

استهلاك الشلر من الطاقة الكهربائية $0.256 kW / kW$ (الطاقة الكهربائية التي تستهلكها ضواغط

(الشلر)

استهلاك مضخة الشلر $0.018 kW/kW$.

استهلاك برج التبريد $0.013 kW/kW$ للشلر ذو المكثف المائي

استهلاك مضخة المرجل $0.006 kW/kW$.

سيتم حساب استهلاك الطاقة على اعتبار أنه يتم تشغيل نظام التكييف من الساعة (8 صباحا - 6 مساءً) يومياً عدا يوم الجمعة.

Hourly Heat Gain الربح الحراري الساعي 4-1-2 .

يمكن حساب الأحمال الحرارية الساعية لكل من السقف والجدران الخارجية بالاعتماد على العلاقة التالية:

$$q_{e,\theta} = A \left[\sum_{n=0} b_n \cdot (t_{e,\theta-n,\delta}) - \sum_{n=1} d_n \cdot [(q_{e,\theta-n,\delta})/A] - t_{rc} \cdot \sum_{n=0} c_n \right] \quad (7)$$

حيث :

b_n ، d_n ، c_n : دالات انتقال الحرارة بالتوصيل.

A : مساحة السطح $[m^2]$

θ : الساعة التي يتم عندها الحساب.

δ : الفاصل الزمني (1 ساعة).

t_{rc} : درجة الحرارة الداخلية، $26.67^\circ C$.

t_e : درجة الحرارة الشمس-هوائية $[^\circ C]$

t_b : درجة الحرارة داخل الحيز المجاور للحيز المكيف، وسيتم اعتبارها مساوية لدرجة حرارة الوسط الخارجي.

سيفترض أن تسرب الهواء الخارجي يتم بمعدل $0.025 L/s - m^2$.

Hourly Cooling Load الحمل التبريدي الساعي 5-1-2

الحمل التبريدي المحسوس الساعي:

$$Q_\theta = Q_{tf} + Q_{sc} \quad (8)$$

Q_{tf} : الحمل التبريدي المحسوس الناتج عن مصادر الريح الحراري التي لها مركبات إشعاعية وحملية.

Q_{tsc} : الحمل التبريدي المحسوس الناتج عن مصادر الريح الحراري التي لها مركبات حملية.

$$Q_{tf} = \sum_{i=1} (v_o \cdot q_{\theta,i} + v_1 \cdot q_{\theta,i-\delta} + v_2 \cdot q_{\theta,i-2\delta} + \dots) - (w_1 \cdot Q_{\theta-\delta} + w_2 \cdot Q_{\theta-2\delta} + \dots) \quad (9)$$

$$Q_{sc} = \sum_{j=1} (q_{c,j}) \quad (10)$$

v, w : دالات الانتقال للحيز المكيف (Room Transfer Function Coefficients).

الحمل الكامن:

$$Q_i = \sum q_{c,n} \quad (11)$$

q_c : الريح الحراري الكامن.

6-1-2 . معدل نزع الحرارة ودرجة الحرارة داخل الحيز المكيف

Heat Extraction Rate and Internal Temperature

يعطى معدل نزع الحرارة الساعي بالعلاقة التالية:

$$ER_{\theta} = W_{\theta} + S.t_{r\theta} \quad (12)$$

$t_{r\theta}$: درجة الحرارة داخل الحيز المكيف.

W, S : بارامترات تتعلق بنوع آلة التبريد.

$$S = \frac{ER_{\max} - ER_{\min}}{THRANG} \quad (13)$$

$THRANG$: عرض مجال ضبط الترموستات، حيث سيتم اعتبار مجال ضبط الترموستات

$(25.5 - 27^{\circ}C)$ فيكون عرض مجال الضبط $1.5^{\circ}C$.

$$W_{\theta} = \frac{ER_{\max} + ER_{\min}}{2} - S.t_{r\theta}^* \quad (14)$$

$t_{r\theta}$: درجة حرارة ضبط الترموستات وتساوي درجة الحرارة في منتصف مجال ضبط الترموستات.

يمكن الحصول على (Space Air Transfer Functions) بالاعتماد على العلاقتين التاليتين:

$$g_{o,\theta} = g_o^* \cdot A + P_o \cdot [K_{\theta} + 1.23 \cdot (V_{vent,\theta} + V_{inf,\theta})] \quad (15)$$

$$g_{1,\theta} = g_1^* \cdot A + P_1 \cdot [K_{\theta} + 1.23 \cdot (V_{vent,\theta-1.\delta} + V_{inf,\theta-1.\delta})] \quad (16)$$

V_{inf}, V_{vent} : تدفق هواء التهوية والتسرب، بالتالي $[L/s]$.

$g_o^*, g_1^*, g_2^*, P_o, P_1$ (SATF) من أجل حيز مكيف ذو إيصالية حرارة معدومة إلى الوسط

المحيط.

أخيراً، يمكن حساب معدل نزع الحرارة باستخدام العلاقتين التاليتين:

$$ER_{\theta} = \frac{W_{\theta} \cdot g_o}{S + g_o} + \frac{I_{\theta} \cdot S}{S + g_o} \quad (17)$$

$$I_{\theta} = t_{rc} \cdot \sum_{i=0}^2 g_{i,\theta} - \sum_{i=1}^2 g_{i,\theta} \cdot (t_{r,\theta-i.\delta}) + \sum_{i=0}^1 P_i \cdot (Q_{\theta-i.\delta}) - \sum_{i=1}^1 p_i \cdot (ER_{\theta-i.\delta}) \quad (18)$$

أما درجة الحرارة داخل الحيز المكيف فتعطى بالعلاقة التالية:

$$t_{r\theta} = (1/g_{o,\theta}) \cdot (I_{\theta} - ER_{\theta}) \quad (19)$$

7-1-2 حساب استهلاك الطاقة الساعي Calculation of hourly energy consumptions

يمكن حساب استهلاك الشلر من الطاقة الكهربائية عندما يعمل عند حمل جزئي باستخدام نسبة طاقة الحمل

الجزئي.

نسبة الحمل الجزئي للشلر:

$$CHPLR_{\theta} = \frac{ER_{\theta}}{CHCAP} \quad (20)$$

$CHCAP$: استطاعة الشلر.

$CHPLR_{\theta}$: نسبة الحمل الحراري الجزئي للشلر.

بفرض نسبة طاقة الحمل الجزئي للشلر الذي تتم دراسته:

$$PLPR_{\theta} = 0.1782 + 0.7386 \cdot CHPLR_{\theta} + 0.0637 \cdot CHPLR_{\theta}^2 \quad (21)$$

استهلاك الشلر من الطاقة الكهربائية :

$$CHPWR_{\theta} = 0.256.CHCAP.PLPR_{\theta} \quad (22)$$

استهلاك برج التبريد:

$$CTPWR_{\theta} = 0.013.CHCAP.CHPLR_{\theta} \quad (23)$$

استهلاك مضخة الشلر :

$$CPPWR = 0.013.CHCAP \quad (24)$$

استهلاك الطاقة الكهربائية الكلية للشلر :

$$CHREN = CHPER + CPPWR + CTPWR \quad (25)$$

أما بالنسبة لدارة التهوية فيتم في البداية حساب درجة حرارة التغذية المطلوبة لتحقيق الراحة الحرارية داخل الحيز المكيف وذلك بالاعتماد على معدل نزع الحرارة:

$$ER_{\theta} = m_{air}.c_p(t_o - t_s) \quad (26)$$

t_o : درجة الحرارة الخارجية $[^{\circ}C]$.

t_s : درجة حرارة التغذية $[^{\circ}C]$.

m_{air} : تدفق هواء التغذية $[kg/sec]$.

c_p : السعة الحرارية للهواء $[kJ/kg]$.

استهلاك الأجهزة المساعدة لدارة التهوية: استطاعة محرك المبادل الحراري الدوار $[1/2[hp]$ ، أما استطاعة محرك المجفف $[1/40[hp]$ استهلاك مضخة المرجل:

$$BPPWR = 0.006.BCAP \quad (27)$$

$BCAP$: استطاعة المرجل.

$BPPWR$: استطاعة مضخة المرجل.

يتم حساب استهلاك المراوح باستخدام العلاقة التالية:

$$FANPWR = \frac{\dot{Q}_{air} \cdot \Delta p}{\eta_{fan}} \quad (28)$$

\dot{Q}_{air} : تدفق الهواء $[m^3/sec]$.

Δp : انخفاض الضغط $[Pa]$.

η_{fan} : مردود المروحة وسيتم اعتباره 0.7.

.. 8-1-2 حساب اللواقط الشمسية

Calculation of Solar Collectors

سيفترض أن النظام الشمسي هوائي وبدون تخزين حراري.

مواصفات اللاقط الشمسي: عرض اللاقط الشمسي $w = 1m$ ، طول اللاقط الشمسي $l = 2m$ ، عمق قناة

الهواء $s = 12mm$ ، سماكة الزجاج $0.23cm$ ، تدفق الهواء خلال اللاقط $0.03kg/m.s$.

باعتبار تدفق هواء إعادة التنشيط مساوياً لتدفق هواء العملية (3.426 kg/sec)، وبالتالي يكون عدد اللواقط الشمسية 57 لاقط.

معامل فعالية اللاقط الشمسي:

$$F' = \frac{h}{h + U_c} \quad (29)$$

حيث: U_c معامل الضياع الحراري الكلي للاقط الشمسي $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.
عامل الترحيل الحراري (Heat Removal Factor):

$$F_R = \frac{m \cdot C_p}{A_c \cdot U_c} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c \cdot U_c \cdot F'}{m \cdot c_p}\right) \right] \quad (30)$$

تعطى كمية الطاقة الحرارية المستفاد منها بالعلاقة التالية:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot [I_a - U_c \cdot (t_{f,in} - t_a)] \quad (31)$$

يعطى مردود اللاقط الشمسي بالعلاقة التالية:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c \cdot I_t} \quad (32)$$

A_c : مساحة اللاقط الشمسي

I_t : شدة الإشعاع الشمسي الساقط

9-1-2. استهلاك الطاقة الفصلي Seasonal Energy Consumption

يبين الجدول 1 استهلاك الطاقة الفصلي لدارتي التبريد الانضغاطيتين ودارة التهوية عند عملها وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق للأعوام (1997-2004) م، كما يوضح الشكل 3 معدل استهلاك الطاقة الفصلي لدارتي التبريد الانضغاطيتين، ودارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية.

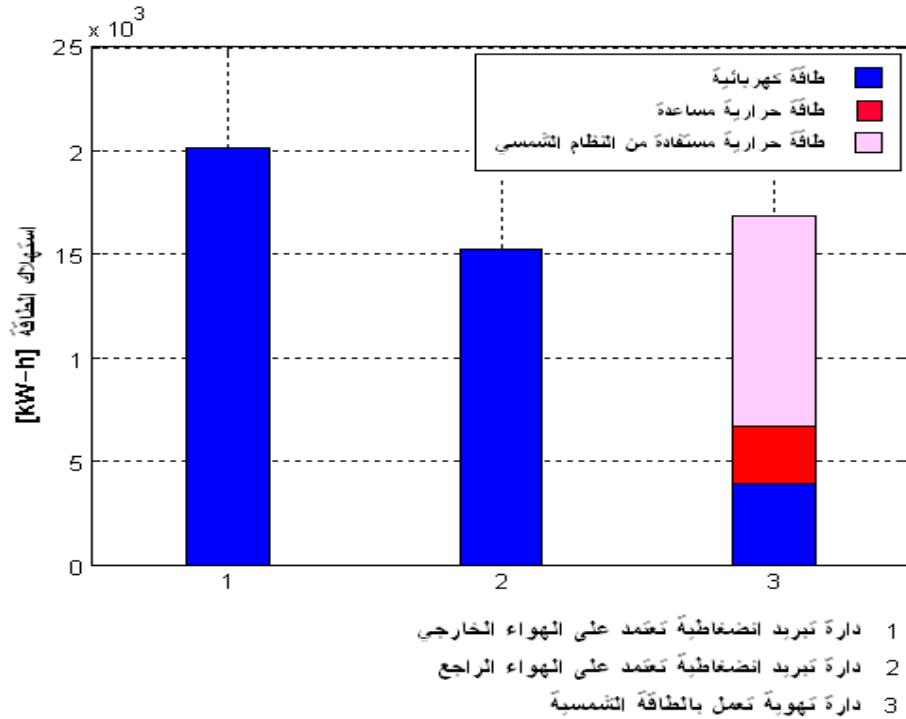
الجدول 1 استهلاك الطاقة الفصلي لدارتي التبريد الانضغاطيتين ودارة التهوية عند عملها وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق للأعوام (1997-2004) م

الاستهلاك	الاستهلاك	الطاقة الحرارية	الطاقة الحرارية	الاستهلاك	الاستهلاك	السنة
الكهربائي لدارة تهوية بدون نظام شمسي	الكهربائي لدارة التهوية والنظام الشمسي	المساعدة [kW - h]	الكلية المستخدمة في إعادة تنشيط	الكهربائي لدارة التبريد الانضغاطية	الكهربائي لدارة التبريد الانضغاطية	

[kW-h]	[kW-h]		المجفف [kW-h]	التي تعتمد على الهواء الراجع [kW-h]	التي تعتمد على الهواء الخارجي [kW-h]	
3682.698	4128.791	2473.489	14348.73	14467.58	18680.48	1997
3636.985	4057.021	4267.672	16667.17	15665.8	20896.34	1998
3658.927	4091.47	2760.615	14671.5	15104.75	19752.53	1999
3521.786	3876.159	3033.846	13255.34	15758.18	21037.69	2000
3534.586	3896.255	2950.262	12725.62	15654.23	20811.55	2001
3487.043	3821.613	2668.827	11550.09	15270.76	20153.11	2002
3587.614	3979.508	3091.771	14088.64	15317.6	20063.97	2003
3271.275	3482.856	1201.315	6358.377	14980.13	19764.2	2004
3547.614	3916.709	2805.975	12958.18	15277.38	20144.98	المعدل

يلاحظ من الشكل 3 أن الاستهلاك الكهربائي لدارة التهوية أقل بكثير من دارتي التبريد الانضغاطيتين، حيث يكون أقل من 20% من الاستهلاك الكهربائي لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الخارجي، وحوالي 25% بالنسبة لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الراجع، علماً أن الاستهلاك الكهربائي في دارات (DEC) Desiccant Evaporative Cooling ينتج بشكل أساسي عن المراوح.

كما يلاحظ من الشكل 3 أن استهلاك دارة التهوية من الطاقة الحرارية قليل نسبياً، وذلك بسبب الاعتماد بشكل كبير على التبريد التبخيري وحتى عند عمل النظام وفق نموذج التبريد التجفيفي التبخيري فإن درجات حرارة إعادة التنشيط تكون منخفضة نسبياً، أما بالنسبة للطاقة الحرارية المستفادة من النظام الشمسي، فتقدر بحوالي 80% من الطاقة الحرارية اللازمة لإعادة تنشيط المجفف.



الشكل 3 معدل استهلاك الطاقة الفصلي لدارتي التبريد الانضغاطيتين ودارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية

3- الدراسة الاقتصادية Economic Study

بالاعتماد على معدل استهلاك الطاقة الفصلي تم حساب تكاليف الاستثمار الفصلية لكل من: دارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الخارجي، دارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الراجع، دارة التهوية عند عملها باستخدام مصادر الطاقة التقليدية، وعند عملها بالطاقة الشمسية، كما هو موضح في الشكل 4. يمكن حساب قيمة الاستهلاك الكهربائي على اعتبار أن الصالة مصنفة من النوع التجاري، فيكون سعر الكيلو واط الساعي 2.5 ل.س، ويضاف إليها 22.32% من قيمة الاستهلاك ضرائب. باعتبار أن المرجل يعمل على المازوت فيتم حساب كمية الوقود المستهلكة بالساعة بالاعتماد على العلاقة التالية:

$$\dot{M} = \frac{Q_{heat} \cdot 3600}{\eta_b \cdot C_v} \quad (33)$$

Q_{heat} : كمية الطاقة الحرارية [kW].

C_v : القيمة الحرارية للمازوت وتساوي 41800 [kJ/kg].

η_b : مردود المرجل، ويساوي 0.75.

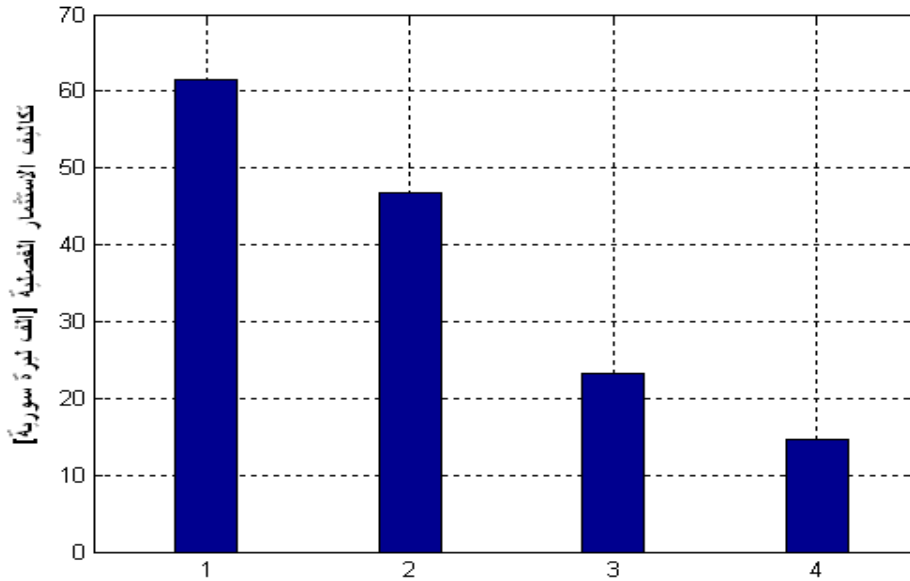
بتقسيم \dot{M} على كثافة المازوت 0.84 يمكن الحصول على كمية المازوت باللتر، وحيث أن سعر اللتر 7 ل.س (عند إجراء الدراسة)، فبالتالي يتم الحصول قيمة الوقود المستهلك.

النتائج والمناقشة:

بمقارنة دارة التهوية التي تعمل باستخدام مصادر الطاقة التقليدية مع دارتي التبريد الانضغاطيتين، يلاحظ أن تكاليف الاستثمار الفصلية لتلك الدارة تعادل حوالي 38% من تكاليف الاستثمار الفصلية لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الخارجي، وحوالي 50% بالنسبة لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الراجع، أما تكاليف الاستثمار الفصلية لدارة التهوية التي تعمل بالطاقة الشمسية فتعادل حوالي 24% من تكاليف الاستثمار الفصلية لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الخارجي، وحوالي 31% بالنسبة لدارة التبريد الانضغاطية التي تعتمد على الهواء الراجع، وأخيراً بمقارنة تكاليف الاستثمار الفصلية لدارة التهوية التي تعمل بالطاقة الشمسية، مع دارة التهوية التي تعمل باستخدام مصادر الطاقة التقليدية، يلاحظ أن تكاليف الاستثمار لدارة التهوية التي تعمل بالطاقة الشمسية تعادل حوالي 63% من تكاليف الاستثمار الفصلية لدارة التهوية التي تعمل باستخدام مصادر الطاقة التقليدية.

لم تتضمن تكاليف الاستثمار السابقة تكاليف الإصلاح والتي من المتوقع أن تكون أكبر في دارات التبريد الانضغاطية منها في دارات (DEC)، وذلك بسبب بساطة عمل النظام وعدم وجود وسيط تبريد، كما أن أهم جزء في دارات (DEC) وهو المجفف يمكن أن يعمل لأكثر من 20 سنة دون أن يتطلب خلال تلك الفترة إلا تكاليف إصلاح بسيطة.

لم يتم تقدير التكاليف التأسيسية وذلك لأن تقنية التبريد التجفيفية التبخيرية غير متوافرة تجارياً في السوق السورية في الوقت الحاضر.



- 1 دارة تبريد انضغاطية تعتمد على الهواء الخارجي
- 2 دارة تبريد انضغاطية تعتمد على الهواء الراجع
- 3 دارة تهوية تعمل باستخدام مصادر الطاقة التقليدية (مازوت)
- 4 دارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية

الشكل 4 تكاليف الاستثمار الفصلية لدارتي التبريد الانضغاطيتين ودارة تهوية تعمل بالطاقة الشمسية وأخرى باستخدام مصادر الطاقة التقليدية

الاستنتاجات والتوصيات:

الاستنتاجات

مما سبق يمكن التوصل إلى الاستنتاجات التالية:

- 1- الاستهلاك الكهربائي لدارة التهوية أقل بكثير من دارات التبريد الانضغاطية يصل حتى 25%
- 2- عند عمل دارة التهوية وفقاً للشروط المناخية لمدينة دمشق، فإن الطاقة الحرارية المصروفة على إعادة تنشيط المجفف تكون قليلة نسبياً، وذلك بسبب الاعتماد بشكل كبير على التبريد التبخيري، كما أن درجات حرارة إعادة التنشيط تكون منخفضة نسبياً.
- 3- تكاليف التشغيل الفصلية لدارة التهوية أقل بكثير من تكاليف تشغيل دارات التبريد الانضغاطية.

التوصيات

- 1- ينصح بالتطبيق العملي والتجاري لهذه الدارات في مجال تكييف الهواء لما تقدمه من توفير في استهلاك الطاقة، كما تساهم في انخفاض التلوث البيئي والتأثير على طبقة الأوزون
- 2- على ضوء النتائج التي تم الوصول إليها في هذا البحث، يوصى بالمزيد من الدراسة والبحث في مجال دارات التبريد التجفيفية التبخيرية.

المراجع:

- 1- KANOGLU M, ÇARPINLIOGLU M, YILDIRIM M. *Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system*. Applied Thermal Engineering 24: 2004. 919-932.
- 2- COLLIER R.K. *Desiccant dehumidification and cooling systems assessment and analysis*. Final Report U.S. Department of Energy DE-AC06-76RLO 1830. 1997.
- 3- BECCALI M, BUTERA F, GUANELLA R, ADHIKARI R.S. *simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification*. International Journal of Energy Research 27: 2003.17-23.
- 4- BECCALI. 2005. e-mail.
- 5- JIN W, KODAMA A, GOTO M, HIROSE T. *An adsorption desiccant cooling using honeycomb rotor dehumidifier*. Journal of chemical engineering of Japan 31: 1998.706-713.
- 6- ASHRAE handbook—Applications. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2003
- 7- KODAMA A, ANDOU K, OHKURA M, GOTO M, HIROSE T. *Process configuration and their performance estimation of an adsorption desiccant cooling cycle for use in a damp climate*. Journal of chemical engineering of Japan 36: 2003.819-826.
- 8- ASHRAE Handbook—Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers; 1997.
- 9- ASHRAE handbook—Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985.

الرموز والمصطلحات

Nomenclature

$[kJ/kg]$	الأثر التبريدي	CE
-	معامل الأداء الحراري	COP
$[kJ/kg]$	انتالبي الهواء	h
$[kJ/kg]$	انتالبي هواء العملية قبل دخوله إلى المجفف	h_{in}
$[kJ/kg]$	انتالبي هواء العملية عند خروجه من المجفف	h_{out}
$[kJ/kg]$	انتالبي هواء إعادة التنشيط	h_{reg}
$[kJ/kg]$	انتالبي هواء التغذية	h_{SUP}
$[K]$	درجة الحرارة الجافة المطلقة للهواء الرطب	T
-	نسبة الحمل الكامن إلى الحمل الكلي	L
$[kg/s]$	تدفق الهواء خلال المبرد التبخيري	m_a
$[kg/s]$	تدفق هواء العملية	m_p
$[kg/s]$	تدفق هواء إعادة التنشيط	m_R
$[kPa]$	الضغط الجوي	P_{atm}
$[kPa]$	ضغط الإشباع لبخار الماء في الهواء الرطب	P_{VS}
-	الرطوبة النسبية للهواء	RH
-	الرطوبة النسبية لهواء العملية قبل دخوله إلى المجفف	RH_{in}
-	الرطوبة النسبية لهواء العملية عند خروجه من المجفف	RH_{out}
-	الرطوبة النسبية لهواء إعادة التنشيط.	RH_{reg}
$[^{\circ}C]$	درجة الحرارة الجافة	t
$[^{\circ}C]$	درجة حرارة الهواء الجافة داخل الحيز المكيف	t_R
$[^{\circ}C]$	درجة الحرارة الرطبة	t_w
$[kg/kg]$	نسبة رطوبة الهواء الرطب في حالة الإشباع ببخار الماء	w_S
$[kg/kg]$	نسبة الرطوبة لخط الإشباع	w_{sat}
$[kg/kg]$	نسبة رطوبة هواء التغذية	w_{SUP}
$[kg_{air}^{0.2}/s^{0.2}]$	ثابت يتعلق بأبعاد ومواصفات حشوة المبرد التبخيري	β
-	درجة الإشباع	μ
-	فعالية الإشباع (مردود المبرد التبخيري المباشر)	η_{DE}
-	مردود المبرد التبخيري الغير مباشر	η_{IE}
-	مردود المبادل الحراري الدوار	η_{HX}
$[kJ/kg]$	فرق انتالبي الهواء قبل وبعد مسخن الهواء	Δh_{HEATER}

الاختصارات Abbreviations

التبريد التجفيفي التبخيري	DEC
الجمعية الأمريكية لمهندسي التكييف والتبريد والتدفئة	ASHRAE
المعهد الأمريكي للتكييف والتبريد	ARI

