

مقارنة دارات التبريد التجفيفية التبخرية

الدكتور وجيه ناعمة*
زكوان فرعة**

(قبل للنشر في 2005/12/28)

□ الملخص □

الهدف من البحث تقييم أداء دارات التبريد التجفيفية التبخرية ومقارنتها حسب الشروط المناخية لمدينة دمشق. تمت دراسة أربع دارات: دارة التهوية، دارة إعادة التدوير، دارة دانكل ودارة التهوية المعدلة. تم رسم مخططات الأداء لتلك الدارات من أجل سهولة المقارنة وتقييم الأداء. بينت نتيجة الدراسة أن دارة دانكل أفضل الدارات السابقة من حيث معامل الأداء الحراري والأثر التبريدي ودرجة حرارة هواء التغذية، كما تبين أن جميع الدارات السابقة - ماعدا دارة التهوية المعدلة - ذات أداء جيد خلال عملها عند درجات حرارة إعادة تنشيط منخفضة نسبياً من (60-80) درجة مئوية، والتي يمكن الحصول عليها من نظام شمسي أو مصدر حرارة ضائعة. وتمت دراسة أداء تلك الدارات حسب أنواع مختلفة للمجفف: مجفف جيد الأداء، مجفف متوسط الأداء، ومجفف سيء الأداء. فتبين أن أداء تلك الدارات يتأثر بشكل كبير بأداء المجفف.

*أستاذ مساعد في قسم الميكانيك العام - كلية الهندسة الميكانيكية الكهربائية - جامعة دمشق - سوريا.
**طالب في ماجستير. قسم الميكانيك العام - كلية الهندسة الميكانيكية الكهربائية - جامعة دمشق - سوريا.

Comparison of Desiccant Evaporative Cooling Cycles

Dr.Wajih Naimeh*
Zakwan Faraa**

(Accepted 28/12/2005)

□ ABSTRACT □

This research tries to evaluate the desiccant evaporative cooling cycles and compare them in accordance with the meteorological conditions of Damascus city. Four cycles were studied: Ventilation Cycle, Recirculation Cycle, Duncle Cycle and Modified Ventilation Cycle. Performance maps of these cycles were drawn to compare these cycles and evaluate them easily. The results of this research reveal that Duncle Cycle was the best as it has the best thermal performance coefficient and cooling effect. All cycles except Modified Ventilation Cycle have good performance as they use relatively low regeneration temperatures between (60-80) C. Consequently, solar collector or waste heat can be used to get these temperatures. Different kinds of desiccant were studied: good performance desiccant, medium performance desiccant, poor performance desiccant. It was clear that the performance of all cycles was effected greatly by the performance of the desiccant.

*Associate Professor, Department Of Mechanical Power Engineering - Faculty Of Mechanical And Electrical Engineering-Damascus University-Syria

**Master Student. Department Of Mechanical Power Engineering-Faculty Of Mechanical And Electrical Engineering-Damascus University-Syria

المقدمة:

إن ازدياد استهلاك الطاقة عالمياً وازدياد التلوث البيئي لفت انتباه الباحثين في جميع أنحاء العالم إلى تطوير بديل لأجهزة التبريد الضاغطة البخارية. تعاني أجهزة التبريد الضاغطة البخارية من عدة مشاكل أهمها: استهلاكها الكبير للطاقة الكهربائية، استخدام وسائط التبريد الضارة بالبيئة وتسهم بشكل كبير في تخریب طبقة الأوزون والاحتباس الحراري، فإن مكيفات الهواء التقليدية ليس لديها الفرصة في الحفاظ على موقعها الحالي في هذا القرن [1,2].

يعتبر التبريد التجفيفي التبخيري (DEC) - (Desiccant Evaporative Cooling) من أهم البدائل الممكنة لأجهزة التبريد التقليدية من وجهة نظر الحفاظ على البيئة ومصادر الطاقة والصحة البشرية [2]. تقسم دارات التبريد التجفيفية التبخيرية حسب نوع المجفف إلى دارات تبريد تجفيفية تبخيرية ذات مجففات صلبة، و دارات تبريد تجفيفية تبخيرية ذات مجففات سائلة. الأجزاء الأساسية لدارات التبريد التجفيفية التبخيرية هي: مجفف (Desiccant)، مبادل حراري (Heat Exchanger) ومبردات تبخيرية (Evaporative Coolers)، وتشغل أجهزة التبريد التجفيفية التبخيرية بواسطة مصدر حراري. يجفف الهواء بواسطة المجفف الذي يستهلك الطاقة الحرارية ثم يبرد تبريداً محسوساً في المبادل الحراري، أخيراً يبرد تبخيراً في المبرد التبخيري، وعند ذلك يصبح جاهزاً لإرساله إلى الحيز المكيف [3].

أهم المزايا التي تتمتع بها دارات التبريد التجفيفية التبخيرية:

- 1- تستخدم الهواء والماء كوسيط تبريد، فهي لا تستخدم وسائط التبريد الضارة بالبيئة و لا تسهم في تخریب طبقة الأوزون.
- 2- مصادر الطاقة المستخدمة في تشغيلها متنوعة (طاقة شمسية، غاز طبيعي، حرارة ضائعة) وبالتالي تقلل من استهلاك الطاقة الكهربائية.
- 3- تعمل عند ضغوط قريبة من الضغط الجوي، فينتج عن ذلك تكاليف إصلاح و تركيب منخفضة.
- 4- تعطي هواء أكثر نقاءً ونظافة حيث يتم تنظيف الهواء عند مروره خلال المرطبة.
- 5- معامل أدائها الحراري جيد [4].

كنتيجة لهذا كله ازداد الاهتمام بالتبريد التجفيفي التبخيري في السنوات القليلة الماضية خصوصاً في أمريكا، اليابان، أوروبا، ألمانيا، والصين [5].

إن معامل الأداء الحراري (Thermal Coefficient of Performance)، والأثر التبريدي (Cooling Effect) ودرجة حرارة إعادة التنشيط (Regeneration Temperature) هي العوامل الأكثر أهمية في دارات (DEC). حيث إن تكاليف التشغيل والكلفة التأسيسية تعتمد على معامل الأداء الحراري والأثر التبريدي، كما أن درجة حرارة إعادة التنشيط تحدد نوع المصدر الحراري المستخدم [6].

يعتمد أداء دارات (DEC) بشكل أساسي على الشروط الجوية المحلية و على أداء أجزاء الدارة وبشكل خاص المجفف و نظراً لأن دارات (DEC) ذات أثر تبريدي منخفض بالمقارنة مع أجهزة التبريد الضاغطة البخارية فقد أجريت الكثير من الأبحاث في بلدان عديدة لتقييم أداء تلك الدارات حسب الشروط الجوية لتلك البلدان غالباً باستخدام المحاكاة [7].

قام (Davanagere et al.1999) بتقييم أداء دارة التهوية حسب الشروط المناخية لأربع مدن أمريكية باستخدام برنامج (TRANSYS)، فأظهرت نتيجة دراسته أن دارة التهوية قادرة على تغطية الحمل التبريدي في تلك المدن [8,9].

قام (Joudi et al. 2001) بدراسة دارة التهوية حسب الشروط الجوية لمدينة بغداد فبينت نتيجة دراسته أن دارة التهوية قادرة على تحقيق الراحة الحرارية حسب تلك الشروط المناخية، ولقد تجاوز معامل الأداء 3 بسبب استخدام الطاقة الشمسية في إعادة تنشيط المجفف [10].

قام (Kodama et al. 2003) بدراسة دارة التهوية في المناخات الحارة والرطبة في اليابان فأظهرت النتائج التجريبية أن أداء دارة التهوية في المناخات ذات الرطوبة النسبية الأقل من 15[g/kg] يبقى أعلى من 0.5، ولكن في المناخات ذات الرطوبة النسبية الأعلى من 15[g/kg] تحتاج لدرجات حرارة إعادة تنشيط أعلى مما يؤدي إلى انخفاض معامل الأداء الحراري، لخفض درجات حرارة إعادة تنشيط أعلى مما يؤدي إلى انخفاض [11].

قام (Jain et al. 1995) بدراسة أداء ثلاث دارات هي دارة التهوية، دارة إعادة التدوير ودارة دانكل في المناخات الحارة والرطبة في الهند فوجد أن دارة دانكل أفضل تلك الدارات [12].

تم في هذا البحث دراسة أهم دارات (DEC) وهي: دارة التهوية، دارة إعادة التدوير، دارة دانكل، ودارة التهوية المعدلة بهدف مقارنتها حسب معامل الأداء الحراري، الأثر التبريدي ودرجة حرارة هواء التغذية واختيار أكثر تلك الدارات ملاءمة للعمل حسب الشروط الجوية المناخية لمدينة دمشق، كما تمت دراسة تأثير المجفف على أداء تلك الدارات.

دارات التبريد التجفيفية التبخرية:

Desiccant Evaporative Cooling Cycles

تعتبر دارة التهوية أولى وأقدم دارات (DEC) وقد تمت عليها أكثر الأبحاث، وتدعى أيضاً دارة بينتون نسبةً إلى العالم الأمريكي الذي اخترعها، تستخدم هذه الدارة هواءً جديداً 100%. كما قام بينتون باختراع دارة أخرى تدعى دارة إعادة التدوير يكون فيها هواء العملية 100% هواءً راجعاً، أما دارة دانكل فهي مشابهة لدارة إعادة التدوير، ولكن يوجد فيها مبادل حراري إضافي. أخيراً دارة التهوية المعدلة هي نفسها دارة التهوية لكنها لا تستفيد من الهواء الراجع بدلاً من ذلك تستخدم الهواء الخارجي كهواء إعادة تنشيط [12].

دارة التهوية Ventilation Cycle

يوضح الشكل 1 المكونات الأساسية لدارة التهوية، ويوضح الشكل 2 العمليات الأساسية التي تتم في الدارة على المخطط البساكومتري.

على 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. أخيراً يبرد تبخيراً في المبرد التبخيري من 3 حتى 4 التي تمثل حالة هواء التغذية قبل دخوله إلى الحيز المكيف.

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، بعد ذلك يسخن تسخيناً محسوساً في المسخن من 7 حتى 8. أخيراً يمرر خلال المجفف فيقوم بسحب الرطوبة منه ويطرد بعد ذلك إلى الوسط الخارجي [13].

دارة إعادة التدوير Recirculation Cycle

يوضح الشكل 3 المكونات الأساسية لدارة إعادة التدوير، ويوضح الشكل 4 العمليات الأساسية التي تتم في الدارة على المخطط البسايكومتري.

طرف هواء العملية: يمرر الهواء الراجع من الحيز المكيف بحالة 6 خلال المجفف فتنزع رطوبته ويسخن بالوقت نفسه بواسطة الحرارة الناتجة عن ادمصاص بخار الماء من 6 حتى 7 ثم يبرد تبريداً محسوساً في المبادل الحراري من 7 حتى 8. أخيراً يبرد تبخيراً في المبرد التبخيري من 8 حتى 9 التي تمثل حالة هواء التغذية قبل دخوله إلى الحيز المكيف.

طرف إعادة التنشيط: يبرد الهواء الخارجي بحالة 1 تبخيراً في المبرد التبخيري من 1 حتى 2 ثم يسخن تسخيناً محسوساً في المبادل الحراري من 2 حتى 3 بعد ذلك يسخن تسخيناً محسوساً في المسخن من 3 حتى 4. أخيراً يمرر خلال المجفف فيقوم بسحب الرطوبة منه ويترد بعد ذلك إلى الوسط الخارجي [13].

دارة دانكل Duncle Cycle

يوضح الشكل 5 المكونات الأساسية لدارة دانكل، ويوضح الشكل 6 العمليات الأساسية التي تتم في الدارة على المخطط البسايكومتري.

طرف هواء العملية: يبرد الهواء الراجع من الحيز المكيف بحالة 5 تبخيراً في المبرد التبخيري من 5 حتى 6 ثم يسخن تسخيناً محسوساً في المبادل الحراري الأول من 6 حتى 7 ثم يمرر خلال المجفف فتنزع رطوبته ويسخن بالوقت نفسه بواسطة الحرارة الناتجة عن ادمصاص بخار الماء من 7 حتى 8 بعد ذلك يبرد تبريداً محسوساً في المبادل الحراري الثاني من 8 حتى 9 ثم المبادل الحراري الأول من 9 حتى 10. أخيراً يبرد تبخيراً في المبرد التبخيري من 10 حتى 11 التي تمثل حالة هواء التغذية قبل دخوله إلى الحيز المكيف.

طرف إعادة التنشيط: يسخن الهواء الخارجي تسخيناً محسوساً في المبادل الحراري الثاني من 1 حتى 2 ثم يسخن تسخيناً محسوساً في المسخن من 2 حتى 3. أخيراً يمرر خلال المجفف فيقوم بسحب الرطوبة منه ويترد بعد ذلك إلى الوسط الخارجي [14].

دارة التهوية المعدلة Modified Ventilation Cycle

يوضح الشكل 7 المكونات الأساسية لدارة التهوية المعدلة، ويوضح الشكل 8 العمليات الأساسية التي تتم في الدارة على المخطط البسايكومتري.

إن دارة التهوية المعدلة هي نفسها دارة التهوية ولكن في دارة التهوية المعدلة لا يستفاد من الهواء الراجع من الحيز المكيف وبدلاً من ذلك يستخدم الهواء الخارجي كهواء إعادة تنشيط. يبرد الهواء الخارجي بحالة 1 تبخيراً في المبرد التبخيري من 1 حتى 6. أما باقي العمليات فتتم بشكل مشابه لدارة التهوية [14].

الموديل الرياضي لدارات التبريد التجفيفية التبخرية

Mathematical Model of Desiccant Evaporative Cooling Cycles

تم وضع عدد من الفرضيات أثناء إعداد الموديلات الرياضية لدارات (DEC) بهدف تبسيط الدراسة، وفيما يلي أهمها:

1- بارامترات الهواء منتظمة عند مقطعي الدخول والخروج في كل جزء من أجزاء الدارات.

2- جدران مجاري الهواء كثيمة بالنسبة لانتقال الحرارة والكتلة.

3- تأثير المراوح على ارتفاع درجة حرارة الهواء مهمل.

فعالية المبادل الحراري الدوار [15]:

$$\eta_{he} = \frac{t_{1,out} - t_{1,in}}{t_{2,in} - t_{1,in}}$$

حيث:

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

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

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

أظهرت النتائج التجريبية أن فعالية المبادل الحراري الدوار تتراوح بين % (80-86) عند عمله ضمن

دارات (DEC) [15].

إن موديل المجفف يعتمد على توابع كمون تربط بين درجة حرارة الهواء ونسبة رطوبته من أجل مجفف (Silica

Gel) وهي [6]:

$$F_1 = \frac{2865}{T^{1.49}} + 4.344W^{0.8624}$$

$$F_2 = \frac{T^{1.49}}{6360} - 1.127W^{0.07969}$$

حيث:

T : درجة حرارة الهواء [K].

W : نسبة الرطوبة [kg/kg_{air}].

يمكن حساب توابع الكمون السابقة بسهولة لتيارات هواء العملية وإعادة التنشيط عند دخولها إلى المجفف ، أما

توابع الكمون لتيار هواء العملية عند خروجه من المجفف فيمكن الحصول عليها باستخدام فعاليات توابع الكمون

للمجفف [6].

$$F_{1P,O} = \eta_{F1}(F_{1r,i} - F_{1P,i}) + F_{1P,i}$$

$$F_{2P,O} = \eta_{F2}(F_{2r,i} - F_{2P,i}) + F_{2P,i}$$

حيث:

η_{F1} و η_{F2} تمثل فعاليات توابع الكمون F_1 و F_2 بالتتالي.

من المعادلات السابقة نلاحظ أنه مع اقتراب η_{F1} من الصفر و η_{F2} من الواحد يقترب المجفف من الحالة

المثالية. يوجد ثلاث حالات لـ (η_{F1}, η_{F2}) هي: (0.05,0.95) تعبر عن مجفف جيد الأداء

(Good Performance Desiccant)، و (0.08,0.8) تعبر عن مجفف متوسط الأداء (Medium

Performance Desiccant) و (0.1,0.7) تعبر عن مجفف سيء الأداء (Poor Performance Desiccant)

[16].

فعالية المبرد التبخيري تحسب من العلاقة الآتية:

$$\eta_e = \frac{t_{a,out} - t_{a,in}}{t_{a,in} - t_{a,in}^*}$$

حيث:

$t_{a,in}$: درجة حرارة دخول إلى الهواء من المبرد التبخيري [C].

$t_{a,out}$: درجة حرارة خروج الهواء من المبرد التبخيري [C].

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

تتراوح فعالية المبرد التبخيري بين % (85-95) [17].

حساب عوامل الأداء ومخططات الأداء

Calculation of Performance coefficient and Performance Maps

تم إعداد عدة برامج لحساب أداء دارات (DEC) ورسم مخططات الأداء لتلك الدارات ورسم المخطط البسايكومتري بالاعتماد على معادلات الهواء الرطب من (ASHRAE) باستخدام برنامج (MATLAB).

لقد تمت برمجة موديلات كل من المجفف، والمبادل الحراري الدوار، والمبردات التبخيرية وربطها ببعضها بشكل تسلسلي حسب الواقع المقترح.

رسم مخطط أداء لكل دارة من الدارات، كل مخطط أداء يتألف من ثلاثة مخططات فرعية. المخطط الأول يبين تغير درجة حرارة هواء التغذية مع ازدياد درجة حرارة التثبيط، والمخطط الثاني يبين تغير الأثر التبريدي مع ازدياد درجة حرارة إعادة التثبيط، أما المخطط الثالث فيبين تغير معامل الأداء الحراري مع ازدياد درجة حرارة إعادة التثبيط. ولقد رسمت المخططات السابقة من أجل ثلاثة أنواع من المجففات: مجفف جيد الأداء (GPD)، ومجفف متوسط الأداء (MPD) و مجفف سيء الأداء (PPD).

بفرض قيمة ثابتة لمردود المبادل الحراري الدوار 0.84 و قيمة ثابتة لمردود المرطبة 0.9. واعتبرت الشروط الجوية الداخلية والخارجية ثابتة، الشروط الداخلية: درجة الحرارة الجافة 25 درجة مئوية ورطوبة نسبية 50%، الشروط الخارجية هي الشروط التصميمية لمدينة دمشق: درجة الحرارة الجافة 40 درجة مئوية ودرجة الحرارة الرطبة 23 درجة مئوية. وتم حساب درجة حرارة هواء التغذية بالاعتماد على نسبة الحمل الكامن إلى الحمل الكلي للمكيف (L) [6].

$$L = \frac{h_R - h_{RS}}{h_R - h_{SUP}}$$

$$h_{RS} = h(t_R, W_{SUP})$$

حيث:

h_R : انتالبي الهواء داخل الحيز المكيف [kg/kg_{air}].

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

W_{SUP} : نسبة رطوبة هواء التغذية [kg/kg_{air}].

t_R : درجة حرارة الهواء داخل الحيز المكيف [C] [6].

أخذت قيمة ثابتة $L = 0.2$ وحسبت درجة حرارة هواء التغذية على أساسها. تم حساب الأثر التبريدي CE من العلاقة التالية:

$$CE = h_R - h_{SUP}$$

أخيراً، معامل الأداء الحراري COP تم حسابه من العلاقة التالية:

$$COP = \frac{m_p \cdot CE}{m_R \cdot \Delta h_{HEATER}}$$

حيث:

m_p : تدفق هواء العملية [kg/s].

m_R : تدفق هواء إعادة التنشيط [kg/s].

Δh_{HEATER} : فرق انتالبي الهواء قبل وبعد مسخن الهواء [11].

اعتبرت $m_R = 0.8 \cdot m_p$ لتقليل الحرارة المصروفة في مسخن الهواء وهي كافية لإعادة تنشيط المجفف [16].

تم حساب أداء الدارات ورسم مخططات الأداء ضمن مجال كبير لدرجات حرارة إعادة التنشيط من C (50-110).

النتائج والمناقشة: Results and Discussion

تمثل الأشكال 9,10,11,12 مخططات الأداء لدارات التهوية، إعادة التدوير، دانكل و دارة التهوية المعدلة

بالتتالي.

يمكن من خلال مخططات الأداء تحديد درجة حرارة إعادة التنشيط اللازمة للحصول على درجة حرارة تغذية محددة ويمكن تحديد نوع المصدر الحراري المطلوب (غاز طبيعي، طاقة شمسية، حرارة ضائعة الخ) كما يمكن تحديد الأثر التبريدي ومعامل الأداء الحراري، أما في حال توفر مصدر حراري فيمكن تحديد درجة حرارة التغذية المقابلة لدرجة حرارة المصدر الحراري وكذلك الأثر التبريدي ومعامل الأداء الحراري.

في جميع الدارات نلاحظ أن معامل الأداء الحراري والأثر التبريدي يزدادان بشكل ملحوظ مع تحسن نوعية

المجفف في حين أن درجة حرارة التغذية تنقص ، فإن أداء المجفف يؤثر بشكل كبير على الأداء.

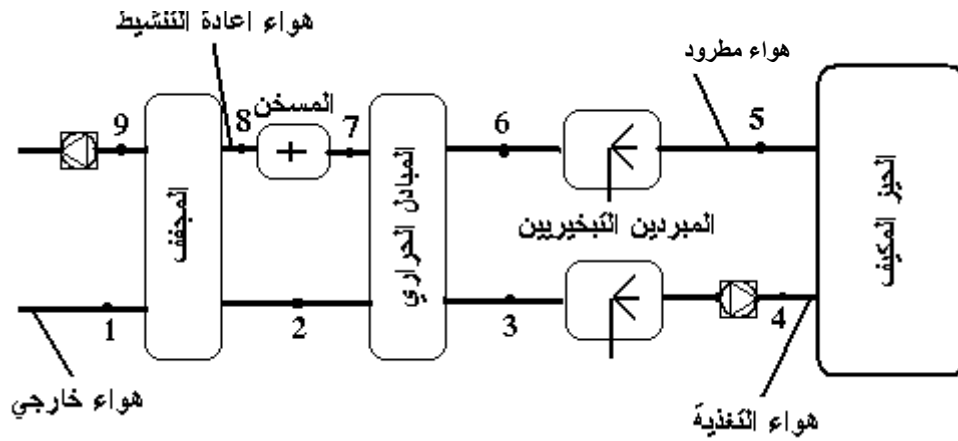
بشكل عام نلاحظ أن معامل الأداء الحراري يزداد مع ازدياد درجة حرارة التنشيط حتى الوصول إلى قيمة عظمى بعد ذلك يبدأ بالتناقص ذلك لأنه في البداية يزداد الأثر التبريدي مع ازدياد درجة حرارة إعادة التنشيط بمعدل أكبر من زيادة الطاقة الحرارية المصروفة على إعادة تنشيط المجفف حتى الوصول إلى قيمة عظمى لمعامل الأداء الحراري وبعد ذلك يزداد الأثر التبريدي مع ازدياد درجة حرارة إعادة التنشيط بمعدل أقل من زيادة الطاقة الحرارية المصروفة على إعادة تنشيط المجفف، أما الأثر التبريدي فيزداد مع زيادة درجة حرارة إعادة التنشيط في جميع الدارات بشكل مستمر،

أخيراً درجة حرارة هواء التغذية تتناقص مع ازدياد درجة حرارة إعادة التنشيط بمعدل كبير في البداية ثم يتناقص ذلك المعدل مع الاستمرار في زيادة درجة حرارة إعادة التنشيط .
 أعلى معامل أداء تم الوصول إليه في جميع الدارات 0.91 في دارة دانكل عند استخدام مجفف جيد الأداء يقابله درجة حرارة إعادة تنشيط 65 درجة مئوية. أعلى معامل أداء تستطيع دارة التهوية تحقيقه 0.73 عند استخدام مجفف جيد الأداء يقابله درجة حرارة إعادة تنشيط 72 درجة مئوية. أعلى معامل أداء تستطيع دارة إعادة التدوير تحقيقه 0.58 عند استخدام مجفف جيد الأداء يقابله درجة حرارة إعادة تنشيط 70 درجة مئوية. أعلى معامل أداء تستطيع دارة التهوية المعدلة تحقيقه 0.41 عند استخدام مجفف جيد الأداء و درجة حرارة إعادة تنشيط 110 درجة مئوية.
 بمقارنة إجمالية لمخططات أداء جميع الدارات نجد أن دارة دانكل تعطي أفضل معامل أداء وأثر تبريدي و أخفض درجات حرارة هواء تغذية، تليها دارة التهوية ثم دارة إعادة التدوير، وأخيراً دارة التهوية المعدلة. ولكن دارة دانكل تحوي مبادلاً حرارياً إضافياً فهي أكثر تعقيداً من باقي الدارات.
 إن جميع الدارات قادرة على إعطاء درجات حرارة تغذية منخفضة بشكل كافٍ ، فهي جميعها قادرة على تحقيق الراحة الحرارية في الحيز المكيف.

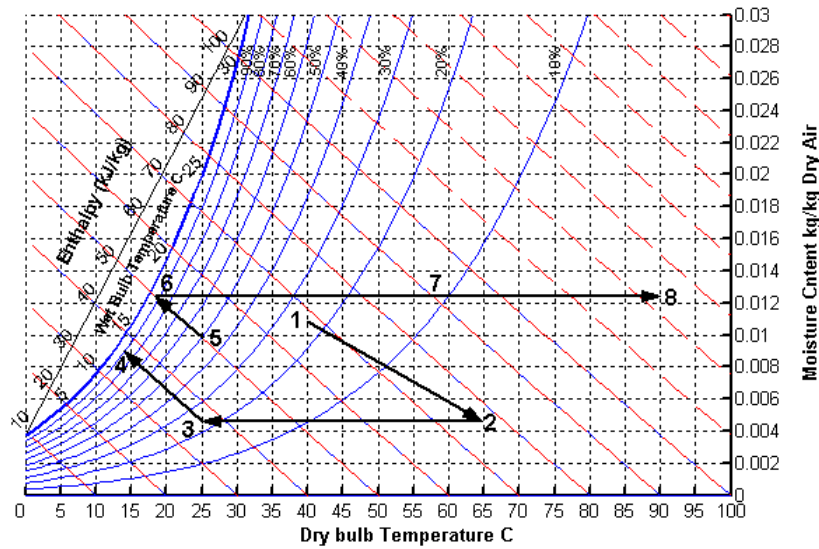
بمقارنة دارة التهوية مع دارة التهوية المعدلة نجد أن أداء دارة التهوية أفضل بشكل ملحوظ من دارة التهوية المعدلة، فإن أداء دارات (DEC) يعتمد بشكل كبير على استخدام الهواء الراجع.
 نلاحظ أن معامل الأداء الأعظم لجميع الدارات ماعدا دارة التهوية المعدلة يتوضع بين درجات حرارة إعادة تنشيط (60-80) درجة مئوية كما يكون الأثر التبريدي ودرجة حرارة التغذية جيدين ضمن هذا المجال من درجات الحرارة فإن تلك الدارات قادرة على العمل وتحقيق الراحة الحرارية في الحيز المكيف عند درجات حرارة إعادة تنشيط منخفضة نسبياً يمكن الحصول عليها من مصدر حرارة ضائعة أو مصدر طاقة شمسية. ولكن دارة التهوية المعدلة تحتاج إلى درجات حرارة إعادة تنشيط عالية للحصول على درجات حرارة منخفضة لهواء التغذية كما يكون معامل الأداء والأثر التبريدي منخفضين بشكل عام بالمقارنة مع باقي الدارات.

الاستنتاجات: Conclusions

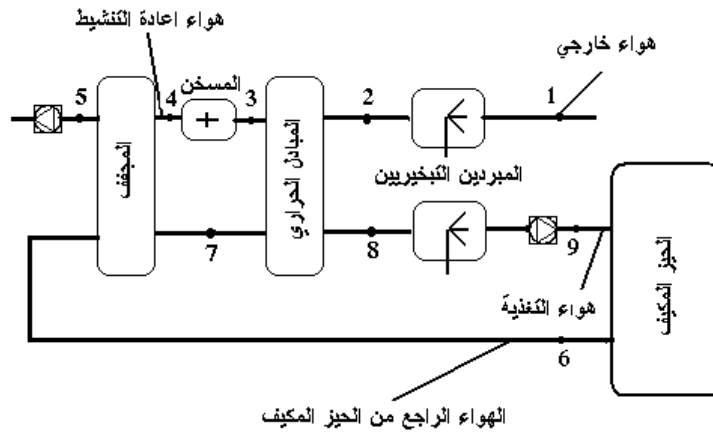
- أهم الاستنتاجات التي تم الوصول إليها هي:
- 1- إن دارة دانكل أفضل دارات التبريد التجفيفي التبخيري التي تمت دراستها حسب الشروط الجوية لمدينة دمشق، تليها دارة التهوية ثم دارة إعادة التدوير وأخيراً دارة التهوية المعدلة.
 - 2- جميع دارات التبريد التجفيفية التبخيرية المدروسة قادرة على إعطاء درجات حرارة هواء تغذية منخفضة بشكل كافٍ، فهي قادرة على تحقيق الراحة الحرارية.
 - 3- إن أداء المجفف يؤثر بشكل كبير على أداء جميع دارات التبريد التجفيفية التبخيرية المدروسة.
 - 4- جميع دارات التبريد التجفيفي التبخيري المدروسة -ماعدا دارة التهوية المعدلة- قادرة على العمل وتحقيق الراحة الحرارية في الحيز المكيف عند درجات حرارة إعادة تنشيط منخفضة نسبياً (60-80) درجة مئوية يمكن الحصول عليها من مصدر حرارة ضائعة أو لاقط شمسي.
 - 5- بمقارنة دارة التهوية ودارة التهوية المعدلة وجدنا أن الهواء الراجع يؤثر بشكل كبير على أداء دارات التبريد التجفيفية التبخيرية.



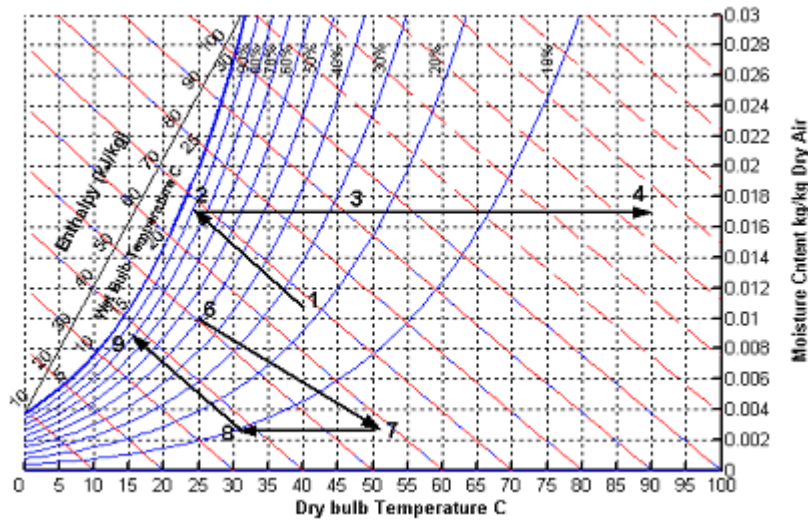
الشكل 1 دارة التهوية



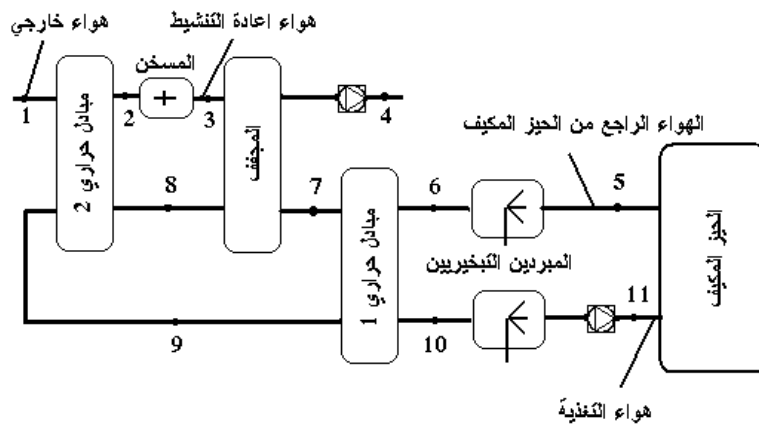
الشكل 2 تمثيل دارة التهوية على المخطط البساكومتري



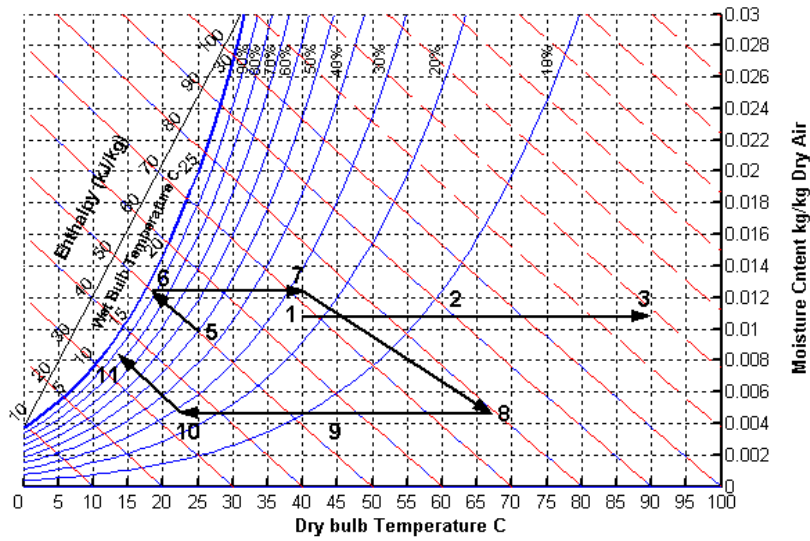
الشكل 3 دائرة إعادة التدوير



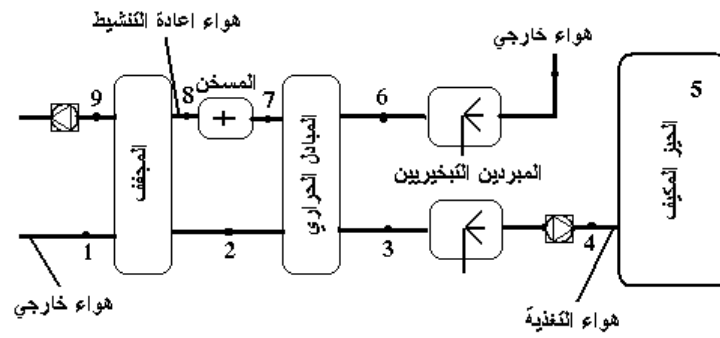
الشكل 4 تمثيل دائرة إعادة التدوير على المخطط البسايقومتري



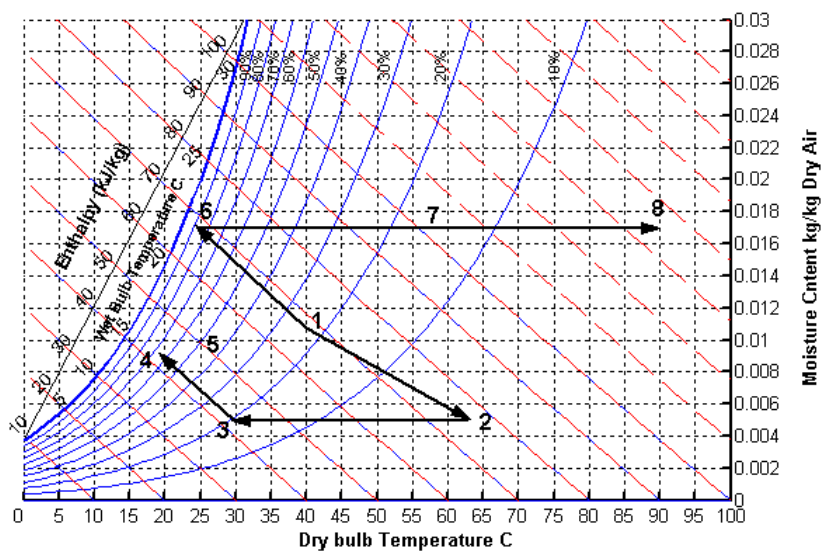
الشكل 5 دائرة دانكل



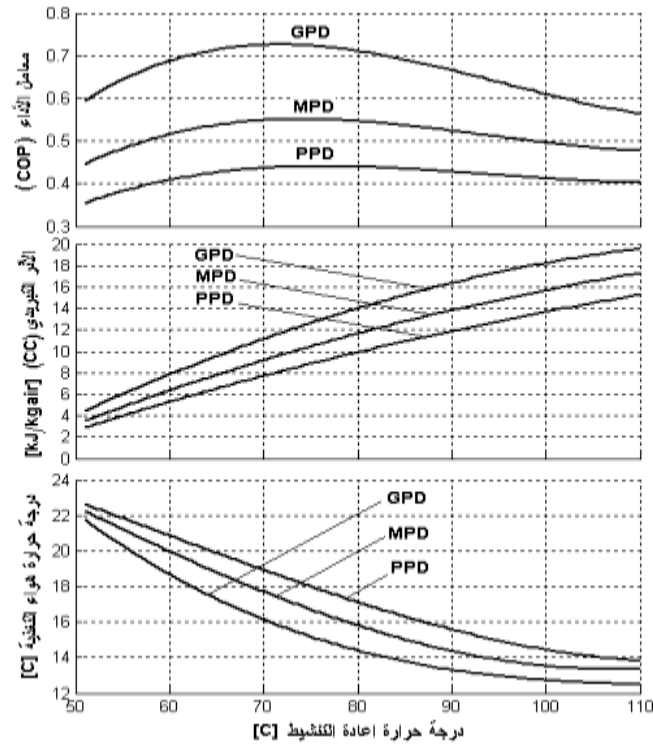
الشكل 6 تمثيل دورة دانكل على المخطط البساكومتري



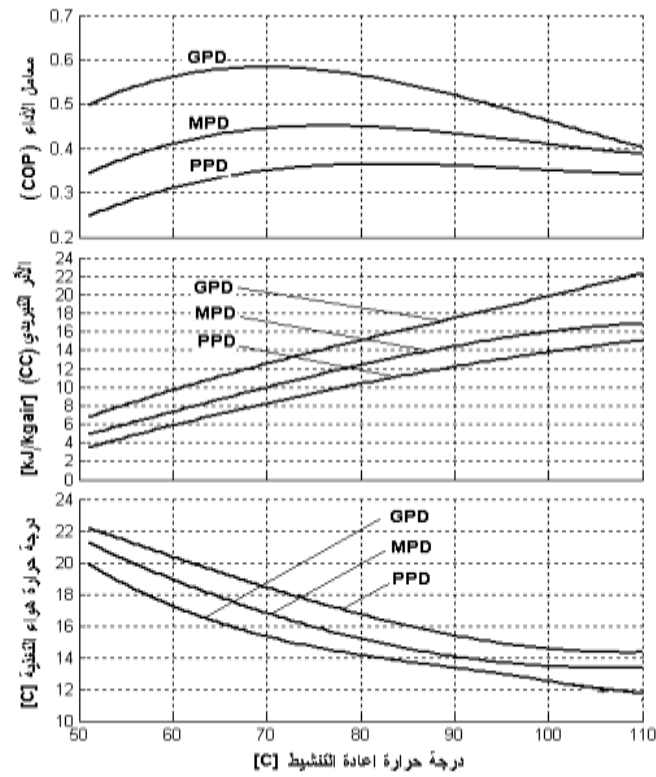
الشكل 7 دورة التهوية المعدلة



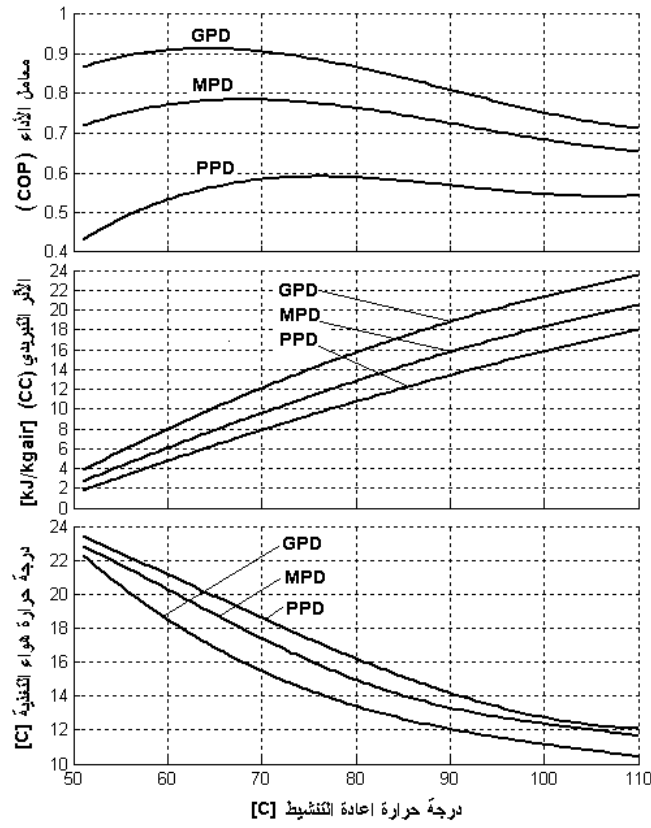
الشكل 8 تمثيل دورة التهوية المعدلة على المخطط البساكومتري



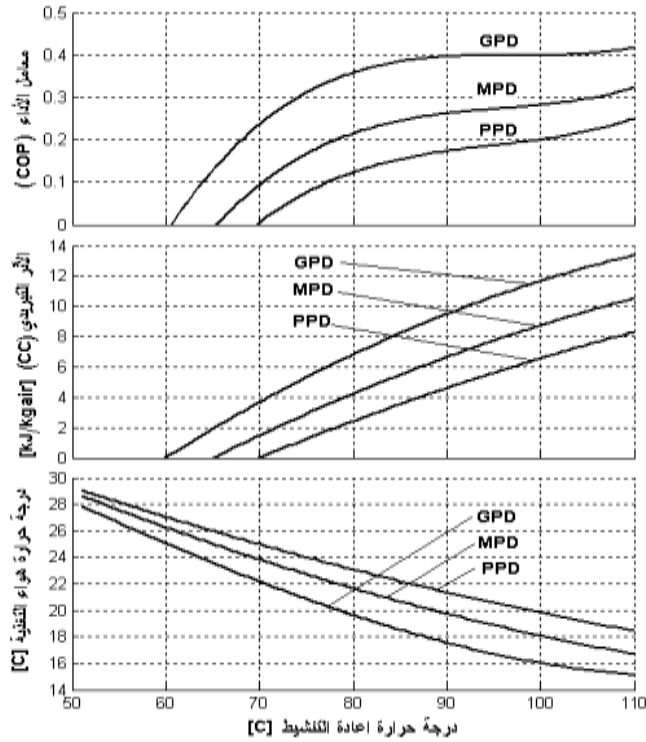
الشكل 9 مخطط الأداء لدارة التهوية. حيث: GPD: مجفف جيد الأداء، MPD: مجفف متوسط الأداء، PPD: مجفف سيء الأداء.



الشكل 10 مخطط الأداء لدارة إعادة التدوير حيث: GPD: مجفف جيد الأداء، MPD: مجفف متوسط الأداء، PPD: مجفف سيء الأداء.



الشكل 11 مخطط الأداء لدارة دانكل حيث: GPD: مجفف جيد الأداء، MPD: مجفف متوسط الأداء، PPD: مجفف سيء الأداء.



الشكل 12 مخطط الأداء لدارة التهوية المعدلة حيث: GPD: مجفف جيد الأداء، MPD: مجفف متوسط الأداء، PPD: مجفف سيء الأداء.

المراجع:

- 1- Zhang L, Niu J. 2003. A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling cycle in combination with chilled-ceiling panels. *Energy* **28**:275-292.
- 2- Kodama A, Jin W, Goto M, Hirose T, Pons M. 2000. Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 2: interpretation of experimental data. *International Journal of Energy Research* **24**:263-278.
- 3- Kanoglu M, Çarpınlioglu M, Yıldırım M. 2004. Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering* **24**: 919-932.
- 4- Kodama A, Jin W, Goto M, Hirose T, Pons M. 2000. Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 1: first and second law analyses. *International Journal of Energy Research* **24**:251-262.
- 5- Cui Q, Chen H, Tao G, Yao H. 2004. Performance study of new adsorbent for solid desiccant cooling. *Energy* **30**:273-279.
- 6- Kang T. S, Maclaine-Cross I. L. 1989. High performance solid desiccant open cooling cycles. *J. Solar Energy Engineering* **111**:176-183.
- 7- Andersson J, Lindholm T. 2001. Desiccant cooling for Swedish office buildings. *ASHRAE Transactions* 107:490-500.
- 8- Davanagere B, Sherif S, Goswami D. 1999. A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system-part1:psychrometrics and analysis of the conditioned zone. *International Journal of Energy Research* **23**:7-21.
- 9- Davanagere B, Sherif S, Goswami D. 1999. A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system-part2:transient simulation and economics. *International Journal of Energy Research* **23**:103-116.
- 10- Joudi K, Dhaidan N. 2001. Application of solar assisted heating and desiccant cooling systems for a domestic building. *Energy Conversion and Management* **42**: 995-1022
- 11- Kodama A, Andou K, Ohkura M , Goto M, Hirose T. 2003. 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**:819-826
- 12- Jain S, Dhar P.1995.Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates. *International journal of Refrigeration*. **18**: 287-296.
- 13- Jurinak J, Mitchell J, Beckman W. 1984 . Open cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications. *J. Solar Energy Engineering*. **106**: 252-260.
- 14- Collier R.K. 1997. Desiccant dehumidification and cooling systems assessment and analysis. Final report U.S. Department of Energy DE-AC06-76RLO 1830.
- 15- Jin W, Kodama A, Goto M, Hirose T. 1998. An adsorption desiccant cooling using honeycomb rotor dehumidifier. *Journal of chemical engineering of Japan* **31**:706-713
- 16- Leersum J. 1984. An analytical examination of three open cycle cooling systems. *J. Solar Energy Engineering* **106** 312-321.
- 17- ASHRAE 2001, ASHRAE Handbook—Application, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta GA, USA, 2001.