تصميم وحدة تكييف هواء منزلية واطئة الكلفة [+]

DESIGN OF LOW COST DOMESTIC AIR CONDITIONING UNIT

تحسين علي حسين [*] مهدي هاتف كاظم [*] محمد عبد الرضا حسين [**]

المستخلص:

إن الارتفاع في درجات الحرارة في فصل الصيف و لاستخدام المكثف لأجهزة التبريد والتكييف أثر كبير في رفع حمل الذروة لمنظومة الطاقة الكهربائية وأن استخدام أجهزة تكييف منزلية تستهلك طاقة أقل (واطئة الكلفة التشغيلية) يساهم في خفض حمل الذروة والبحث الحالي مساهمة متواضعة في هذا المجال.

ولما كانت أجهزة التبريد الأنضغاطي التقليدية أكثر أجهزة التبريد استهلاكا للطاقة الكهربائية لذا تم اقتراح تصميم منظومة تكييف مزدوجة من جزئين انضغاطي وتبخيري يكون استهلاك الطاقة الكهربائية فيها أقل نسبةً للأثر التبريدي.

وقد تم دراسة معامل الطاقة (EER) للمنظومة المزدوجة حيث كانت قيمة (EER) (٢,٥) وهي أعلى من الجزء التقليدي الأنضغاطي (١,٨) وأقل من الجزء التبخيري (١٢) وكانت الفاعلية للمنظومة المقترحة (٦٠-٧٠)% وهي أعلى من كل من الجزء التبخيري (١٥-٢٠)% والجزء الإنضغاطي (٤٠-٤٢)%.

Abstract:

In addition to the Temperature rising in the summer season, the large employment of the domestic refrigeration and air-conditioning equipment playing big role in increasing the peak load demands for the national electrical system and the usage of refrigeration and A/C systems consuming low energy (Low running cost) contribute in decreasing the peak load demands. As soon as the traditional direct expansion systems consume high energy, we suggest dual system composing refrigeration part as well as evaporative part consume less power than the traditional one, with respect to the same cooling effect .

We studying the energy efficiency ratio (EER) for the suggested system ,the value of (EER) is (2.5) higher than that of the refrigeration part (1.8) and its less than that of evaporative part (12) .

The Effectiveness of the dual system is (60-70)% its higher than the evaporative part (15-20)% and refrigeration part (40-42) %.

[+] تاريخ استلام البحث ٢/١١/٢٠١٠ ، تاريخ قبول النشر ١٣/٧/٢٠١١

[*] مدرس /الكلية التقنية/ النجف

[**] مدرس مساعد/ الكلية التقنية/ النجف

المقدمة:

تعتبر أجهزة التبريد وتكييف الهواء المساهم الرئيسي في رفع متطلبات حمل الذروة الكهربائية في فصل الصيف في معظم البلدان الحارة ألا أن المشكلة متفاقمة في العراق بسبب الظروف التي تعرضت لها المنظومة الوطنية بفروعها التوليد والنقل والتوزيع.

وإذا علمنا أن كل من منظومات الطاقة الكهربائية و منظومات التكييف التقليدية تعمل بكفاءة منخفضة عندما تكون درجات الحرارة في البيئة المحيطة مرتفعة فأن المشكلة تصبح أكبر ولا يمكن معالجتها بسهولة.

وفي الوقت الحاضر فأن هناك مبالغ كبيرة تنفق على تطوير منظومة الطاقة الكهربائية ولكن في اعتقادنا فأنه ينبغي أن تنفق أموالاً أخرى بخطط موازية لتطوير منظومات تكييف الهواء التي تتناسب والبيئة المحلية.

وفي هذا الصدد فأن الاستهلاك المنزلي يشكل المساهم الأكبر في رفع حمل الذروة الكهربائية الناجم عن أجهزة تكييف الهواء في فصل الصيف وبتحليل بسيط يمكن تمييز ذلك فمثلاً لو أن منزلاً مكون من أربعة غرف وملحقاتها فأن الإنارة والمستلزمات الأخرى لا تستهلك سوى (١-٢) كيلوواط بينما تستهلك أجهزة التكييف متوسطة القدرة أذا كان في كل غرفة جهازا واحدا (١٠-١٢) كيلوواط وهذا يعني أن الاستهلاك المنزلي يزداد من (٥-٦)[١] أضعاف في ظروف حمل الذروة مما يؤدي بالتالي إلى القطع المبرمج الذي يحرم عدداً من المنازل من الطاقة الكهربائية فتلجأ إلى حلول مثل مولدة الشارع والمولدة المنزلية والتي تجهز طاقة لا تكفي لتشغيل أجهزة التكييف وهي بدورها تؤدي إلى زيادة استهلاك الطاقة من طرق أخرى.

و على هذا الأساس فأن الحل ينبغي أن يتركز على أيجاد وسائل تكييف هواء منزلية تستهلك طاقة منخفضة يمكن أن تعمل مع كل مصادر الطاقة بما فيها المولدة المنزلية.

والبحث الحالي هو خطوة أولى في هذا الطريق.

أنواع أجهزة تكييف الهواء:

هناك تفاوت كبير في التكنولوجيا المستخدمة في منظومات تكييف الهواء سواء كانت تجارية أو منزلية أو للاستخدامات الأخرى. و استعراض سريع لهذا التفاوت ضروري لمعرفة موقع فكرة البحث في سلم التنوع في أجهزة التكييف.

الأجهزة التقليدية:

تعتمد الأجهزة التقليدية لتكييف الهواء سواءً للمباني الكبيرة أو المنازل الصغيرة على مبدأ انضغاط البخار (vapour compression) بشكل أساسي للحصول على الأثر التبريدي .وهي من ناحية تجهز هواء طازج بدرجة حرارة مريحة طوال أيام السنة وكذلك يتم التحكم بنسبة الرطوبة في مثل هذه الأجهزة إضافة إلى أمكانية تدوير الهواء في المبنى لتخفيض استهلاك الطاقة والحصول على كفاءة عالية ومن ناحية أخرى فأن الطاقة المستهلكة عالية جداً (الكلفة التشغيلية) مقارنة مع الأنواع الأخرى إضافة إلى ارتفاع كلفة التنصيب والصيانة بالنسبة للأجهزة ذات السعات الكبيرة.

و تعتبر أجهزة التبريد التبخيري (direct evaporative cooler) الأقل كلفةً من بين جميع أنواع أجهزة التبريد وذلك يتضمن طبعاً الكلفة الابتدائية و التنصيب والصيانة والكلفة التشغيلية و مقارنة لاستهلاك منزل بسيط

من الطاقة لتشغيل أجهزة التبريد يتبين أن أجهزة التبريد التقليدية تستهلك **٦٨٣٠ kwh\year** بينما تستهلك مبردة الهواء التي تعمل بالتبخير المباشر (Single Stage Evaporative cooler) **١١٣kwh\year [١].**

<u>أجهزة التبريد التبخيري:</u>

ولدى مقارنة الكلف في أجهزة تكييف الهواء التبخيرية و التقليدية يتبين أن الكلفة الابتدائية تكون عادة نصف كلفة الأجهزة التقليدية بينما تبقى كلفة التنصيب كما هي في الحالتين ثابتة و تنخفض الكلفة التشغيلية إلى ربع قيمتها في الأجهزة التقليدية **[٢]**.

ولكن مقابل الكلفة المنخفضة لمبردة الهواء التبخيرية تكون هناك عوامل تحد من استخدامها بشكل واسع وهذه العوامل تتمثل في كون هذا النوع من الأجهزة يعمل مع الأجواء الحارة والجافة وذلك كون الهواء المجهز يكون عالي الرطوبة وعلى هذا الأساس فأنه لا يمكن تدوير الهواء حيث يتم إدخال الهواء الخارجي وإخراجه من فتحات العادم الموجودة في المنزل (فتحات التهوية ومفرغات الهواء) وهذه الخاصية تخلق مشكلة جديدة وهي عدم السيطرة على طبيعة الهواء الداخل إلى الفضاء المراد تكييفه حيث يدخل الهواء الخارجي بما فيه من الملوثات *. ولكن مع ذلك تبقى مبردة الهواء ذات المرحلة الواحدة حلاً مناسباً للأجواء الحارة الجافة خصوصاً عندما تتزامن مشكلة ارتفاع درجات الحرارة مع انخفاض معدلات تجهيز الطاقة الكهربائية للمنازل في فصل الصيف وذلك يسبب لجوء المواطن العراقي لاستخدام مبردة الهواء بدلاً من أجهزة التكييف الأنضغاطي وذلك ينطبق على المناطق المجاورة أيضاً ففي إيران بيعت خلال شهري نيسان و مايس من عام ٢٠٠٦ فقط (١٣٠٠٠٠) مبردة هواء **[٣]** و نعتقد أن العدد الكبير من هذا الإنتاج قد تم تسويقه إلى السوق العراقية حيث لا يكاد يخلو منزل من مبردة هواء إيرانية الصنع إضافة إلى ما تم استيراده من مبردات هواء من دول مجاورة أخرى.

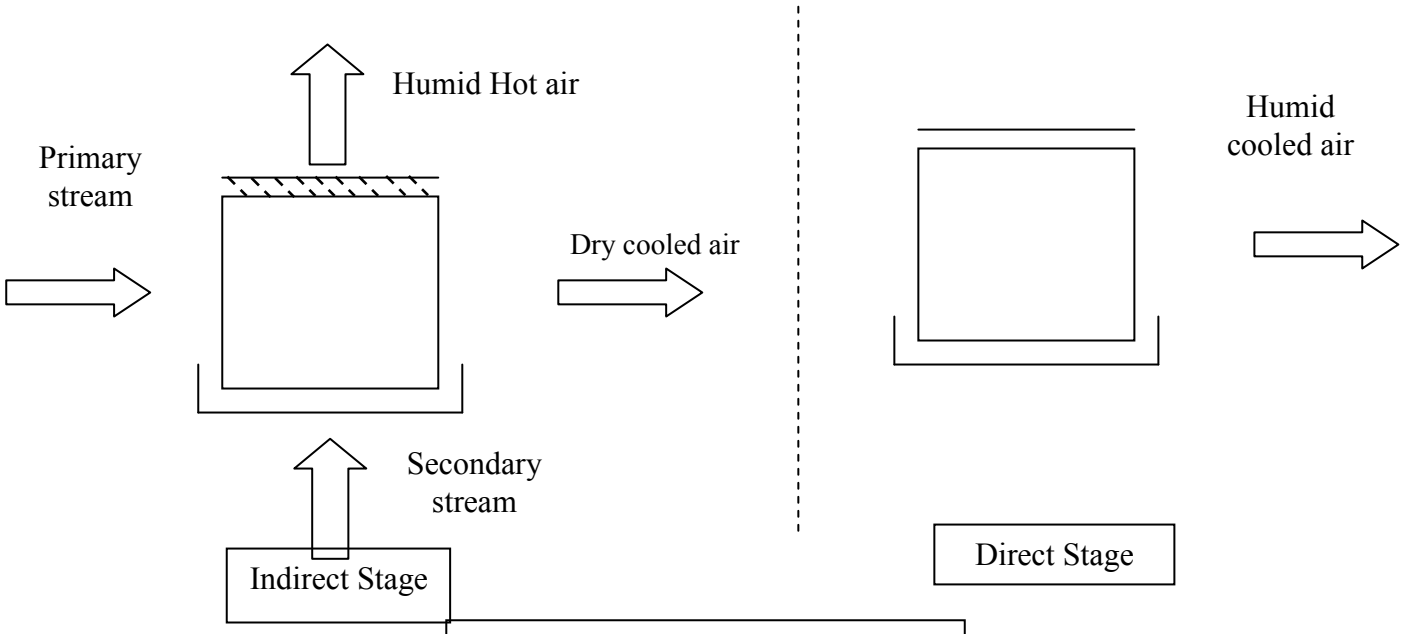
*تتفاقم المشكلة لدينا في العراق أو منطقة الخليج بشكل عام بسبب العواصف الترابية التي تهب في الكثير من أيام السنة وخصوصاً فصلي الربيع والصيف حتى فصل الخريف.

<u>مبردات الهواء ذات المرحلتين Two stage Evaporative cooler</u>

لغرض تقليل أثر ارتفاع نسبة الرطوبة في الهواء المجهز من قبل أجهزة تبريد الهواء التبخيرية ذات المرحلة الواحدة ورفع كفاءتها اقترحت منذ ستينيات القرن الماضي مبردة الهواء ذات المرحلتين(Tow stage(direct evaporative cooler (indirect/وفي هذا النوع من مبردات الهواء التبخيرية يتم إدخال تيار الهواء الرئيسي(Primary air stream) في أنابيب مبادل حراري

يتم فيه تبريد تلك الأنابيب من الخارج بواسطة التبريد التبخيري المباشر حيث يمر تيار هواء ثانوي secondary air (stream) خارج الأنابيب باتجاه معاكس لتيار ماء يقوم الاثنان بعملية تبريد للأنابيب التي بدورها تبرد تيار الهواء الرئيسي (Primary air stream) بدون أن يمس الماء وبهذا يكون الأجراء أديباتي شكل (١) .

أن المبردات ذات المرحلتين تكون فعالة بنسبة (١٠٠%-١١٥%) في الحصول على درجة الحرارة الرطبة فهي تخفض درجة حرارة الهواء الخارجة لأكثر من ٢٧ درجة مئوية كمثال من (٤٦) إلى (٢٤) درجة مئوية وبرطوبة نسبية أقل مما عليه في مبردات المرحلة الواحدة **[٢]**.



شكل رقم (١) يمثل مخطط الإجراءات في مبردة هواء

دورة Matsotsenko (M-cycle)

ولغرض تطوير مبردة الهواء ذات المرحلتين اقترحت كثير من المشاريع منها ما يتعلق بتصميم تيار الهواء ومنها ما يتعلق بمزاوجة التصميم مع التبريد الأنضغاطي.

ففي مبردة الهواء ذات المرحلتين الاعتيادية فأن تيار الهواء الأولي يحتاج إلى مروحة تسحب الهواء الخارجي ثم تدفعه إلى الحيز بينما يحتاج تيار الهواء الثانوي إلى مروحة أخرى لإنجاز عملية التبريد التبخيري و لغرض استخدام مروحة واحدة استخدمت مراوح الدفع مع تقسيم الهواء إلى قسمين يذهب أحدهما كتيار أولي وألا خر ثانوي يقذف إلى الخارج.

أن هذه الفكرة قادت إلى ظهور ما يسمى بدورة **Matsotsenko cycle (M-cycle)** وفيها يؤخذ تيار الهواء الخارجي الراجع ويقسم إلى قسمين يذهب قسم كتيار أولي يبرد بواسطة المبادل و الأخر تيار ثانوي يبرد المبادل بالتبخير ثم يؤخذ التيار الأولي الخارج من المبادل و يقسم أيضاً إلى قسمين وهكذا تتكرر العملية (٢٠) مرة حيث يجهز الحيز أخيراً بهواء بارد غير رطب بينما يقذف الهواء الرطب الحار إلى الخارج و اعتمدت على هذه الدورة مبردة هواء سميت ب (coolrado) وهي تنتشر ألان في المناطق الشرقية للولايات المتحدة الأمريكية **[٥]**.

المبردات ذات الثلاث مراحل Three Stage Evaporative Cooler

وهي من طرق المزاوجة مع التبريد الأنضغاطي ففي المناطق التي فيها درجة الحرارة الرطبة عالية أو أذا كان التصميم يتطلب درجة حرارة أقل من الدرجة الخارجة من مبردة الهواء ذات المرحلتين فأن مرحلة ثالثة تضاف إلى التصميم وهي عادة تعتمد على دورة التبريد الأنضغاطي أو على ملف ماء بارد (Chilled Water) ويمكن أن توضع في مجرى الهواء الصاعد (Up stream) أو النازل (downstream) من مرحلة التبريد التبخيري المباشر.

وهذه المرحلة (المرحلة الثالثة) تفعّل عندما لم يتم الحصول على درجة الحرارة المطلوبة من قبل المبردات ذات المرحلتين .

ومن الطرق الأخرى للمزاوجة مع التبريد الأنضغاطي استخدام مرحلة التبريد التبخيري غير المباشر كمبرد هواء أولي (Pre cooler) للهواء الداخل إلى منظومات التبريد الأنضغاطي **[٦]**.

عامل الكلفة في أجهزة التبريد:

تقسم الكلف في أجهزة التبريد إلى ثلاثة أقسام:

١. الكلفة الابتدائية (Initial Cost):

وهي تتضمن شراء المنظومة وملحقاتها .

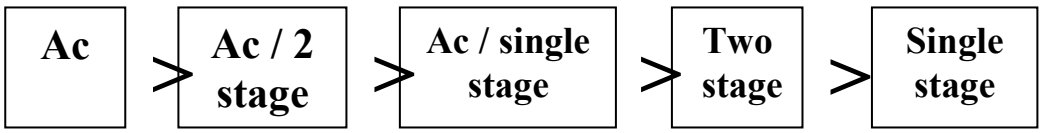
٢. كلفة التنصيب (Installation cost)

وهي تتضمن كلف ربط المنظومة مع منظومات مجاري الهواء والماء و الكهرباء للمبنى وإجراءات التحويرات التي يتطلبها تجهيز الهواء للحيز.

٣. الكلفة التشغيلية (Running Cost):

وهي تتضمن استهلاك الطاقة الكهربائية و الماء و إجراءات الصيانة للمنظومة أثناء فترة الاستخدام.

وتعتبر مبردات الهواء التبخيرية ذات المرحلة الواحدة المباشرة فقط (Direct Evaporative cooler) أقل أجهزة التبريد كلفة ثم أجهزة التبريد ذات المرحلتين ثم أجهزة التبريد الأنضغاطي مع المبردات ذات المرحلة الواحدة ثم مع ذات المرحلتين و أخيراً التبريد الأنضغاطي وهذا ينطبق بالطبع على استهلاك الطاقة الكهربائية أيضاً **[٤]**.



فشراء وحدة تكييف هواء (تبريد انضغاطي) يكلف ضعف سعر شراء مبردة هواء تبخيرية بينما تكون كلفة التنصيب متساوية وتكون الكلفة التشغيلية أكثر بأربعة أضعاف الكلفة التشغيلية لمبردة الهواء التبخيرية **[٢]**.

التصميم المقترح:

أولاً: اعتبارات التصميم

١.النظام ذو مرحلتين مزدوج يضم ملف تبريد انضغاطي موضوع في التيار الصاعد لمرحلة التبريد التبخيري المباشر.

٢.يستفيد النظام من درجة حرارة هواء المبنى حيث يكون الهواء الداخل للنظام عبر المبنى.

٣.يستخدم النظام مسيطرات للرطوبة و للحرارة للتحكم بظروف الهواء المجهز .

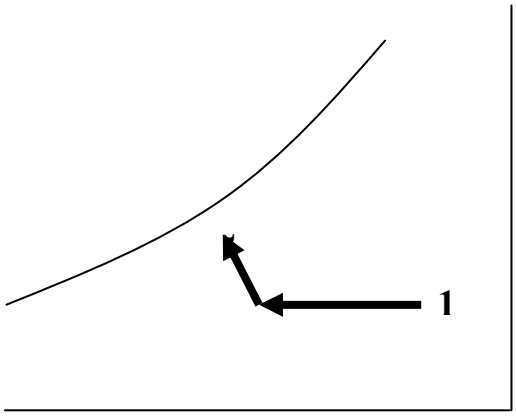
٤.يجري الهواء بممر واحد حيث يمر من خلال ملف التبريد ألانضغاطي و حشوة التبريد التبخيري.

٥.النظام من نوع window type أو tabletop type حيث ينحصر معدل دفع الهواء لمثل هذه الأنواع بين (١٠٠-٤٥٠٠) CFM للنوع الأول أو (٥٠-٢٠٠) CFM للنوع الثاني **[٦]**.

٦.المنظومة الأنضغاطية لا تزيد قدرتها على 0.360 kWatt والهدف هو أن يعمل النظام ضمن حدود الطاقة الكهربائية المنتجة من المولدة المنزلية.
٧.ظروف الهواء المجهز ينبغي على الأقل أن تلامس منطقة الظروف المريحة في المخطط المصردي أي درجة حرارة (٢١-٢٧) درجة مئوية ورطوبة نسبية (٣٠-٦٠) %[٧].
٨.استخدام غاز تبريد صديق للبيئة أن أمكن توفيره.
والصور في الأشكال (٦،٧،٨) تبين التصميم الفعلي.

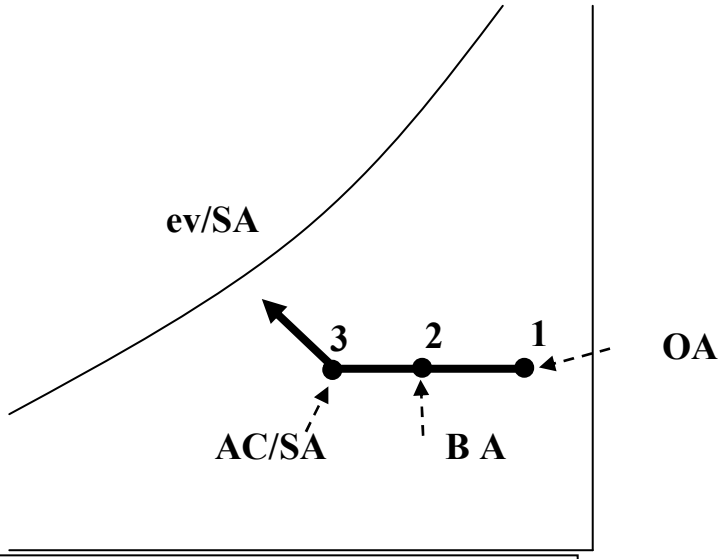
<u>الإجراءات وتمثيلها على المخطط المصردي:</u>

أن الإجراءات التي تعمل عليها مبردات الهواء ذات المرحلتين تتضمن أجرائين الأول تخفيض درجة الحرارة بدون إضافة رطوبة (أجراء أديباتي) وهي مرحلة التبريد غير المباشر أما الثانية فهي مرحلة التبريد المباشر وفيها يتم تخفيض درجة الحرارة مع إضافة رطوبة**[٢]** (شكل رقم (٢).



شكل (٢) يمثل الإجراءات على المخطط المصردي

و في المنظومة الحالية تكون هناك ثلاث إجراءات كما في الشكل رقم (٣) :



شكل (٣) يمثل الإجراءات المقترحة على المخطط المصردي

الأجراء رقم (١):

تنخفض درجة حرارة الهواء من خلال مروره داخل المبنى حيث معروف إن درجة حرارة الهواء في منطقة الظل أقل من درجة حرارة المحيط الخارجي (OA) ويمكن الاستفادة من هذه الظاهرة في إدخال الهواء إلى المنظومة المقترحة بدرجة حرارة أقل فبدلا من إن يدخل بدرجة(OA) يبدأ التبريد الأنضغاطي بدرجة مساوية ل (BA) .ويعتمد طول الإجراء على الظروف المحيطة .

الأجراء رقم (٢):

عند عمل المنظومة الأنضغاطية (Direct Expansion) يتم تبريد الهواء من خلال مروره على ملف التبريد الأنضغاطي من الدرجة (BA) إلى الدرجة (AC/SA) وهذا الفرق يمكن التحكم به من خلال سعة المنظومة الأنضغاطية (أي حجم الضاغط والمبخر.....الخ).

الأجراء رقم(٣):

يتم تبريد الهواء في هذا الأجراء من خلال إمراره على حشوه رطبة وتعتمد الرطوبة التي تضاف إلى الهواء في هذه المرحلة على المساحة السطحية للحشوة إضافة إلى درجة حرارة الهواء القادم من ملف التبريد و سرعة الهواء ودرجة حرارة الماء النازل من الموزع وينبغي جعل الرطوبة النسبية للهواء الخارج من هذه المرحلة ضمن حدود الظروف المريحة إي لا تزيد على ٦٠% و لا تقل عن ٣٠% [٧].

ويتم ذلك من خلال جهاز مسيطر الرطوبة المربوط على محرك مضخة الماء الذي يتحكم بتشغيل و إطفاء المحرك.

اعتبارات الكلفة :

تقع الكلفة الابتدائية لمنظومات التكييف الأنضغاطي في أعلى سلم الكلف من حيث سعر الشراء للمنظومة الأساسية و ملحقاتها بينما تكون منظومات التبريد التبخيري في أسفل السلم ولكن المنظومة الحالية تقع بين هاتين القيمتين لنفس المقدار من الأثر التبريدي الذي يمكن الحصول عليه .

أما كلفة التنصيب فتكون متساوية للأنواع الثلاثة خصوصاً بالنسبة للأجهزة المنزلية حيث يتم التركيب في الجدار أو النافذة في حالة ال (Window type) أو أذا كانت من نوع المنفصل (Spilt system) .

أما الكلفة التشغيلية فتكون في منظومات التكييف الأنضغاطي أكبر بكثير منها في التبريد التبخيري لكن في المنظومة الحالية ممكن الحصول على كلفة متوسطة تقع بين القيمتين لنفس الأثر التبريدي في كل منهما لذا يمكن أن نقول إن معدل الكفاءة للطاقة (EER) في المنظومة الحالية هو الذي يحدد الكلفة تشغيلية نسبة إلى كل من المنظومة الأنضغاطية ومنظومة التبريد التبخيري.

الحسابات والنتائج :

استخدمت في المنظومة التجريبية مروحة طاردة مركزية لدفع الهواء ذات ثلاث سرع بياناتها في الجدول رقم (١) و كذلك أبعاد كل من حشوة التبريد الأولية والثانوية وملف التبريد الأنضغاطي وكل من مضخة الماء والضاغط .

حسابات الفاعلية (Effectiveness)*

يتم حساب الفاعلية* من المعادلة الآتية سواء لملف التبريد أو للحشوة أو لكليهما :

$$\left.\begin{matrix}\varepsilon e \\ \varepsilon r \\ \varepsilon e\end{matrix}\right\} = 100\ (t1-t2)/(t1-t')$$

$\varepsilon e, \varepsilon r, \varepsilon e+r$ = direct evaporation or expansion cooling or saturation effectiveness .

$t1$ = dry-bulb temperature of entering air (out door air temperature (c^o)).

$t2$ = dry-bulb temperature of leaving air (supply air temperature (c^o)).

t' = Thermodynamic wet-bulb temperature of entering air (out door air temperature (c^o)).

---

* يطلق عليها أحيانا" فاعلية البصلة الرطبة wet bulb efficiency

حساب معامل الكفاءة للطاقة EER

Energy Efficiency Ratio(EER)= cooling capacity (q_s) / Electrical power consumed(P_{tot})

Where:

$q_s = Q * \rho * Cp * (Tin - Tout)$

Q : Air flow rate (m^3/s)

Cp : specific air at constant pressure ($kJ/kg.k^o$)

ρ: Air density at 27 c^o (kg/ m^3)

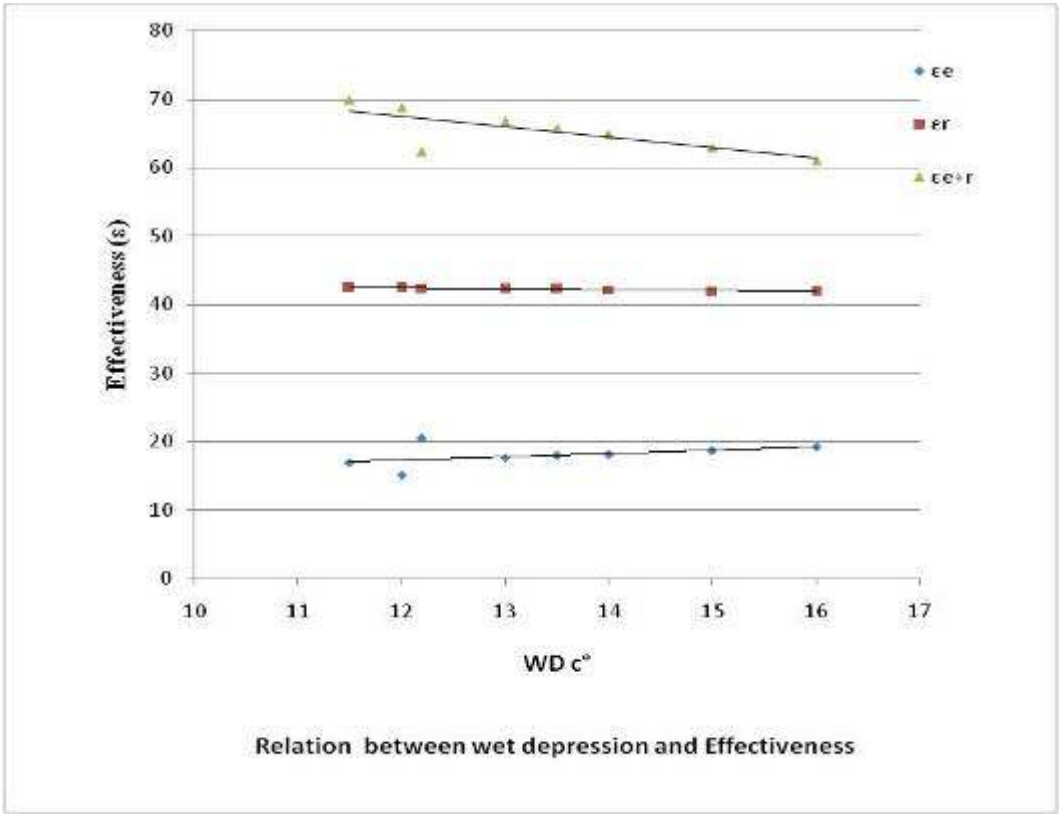
Tin : Entering air temperature (c^o)

Tout : Leaving air temperature (c^o)

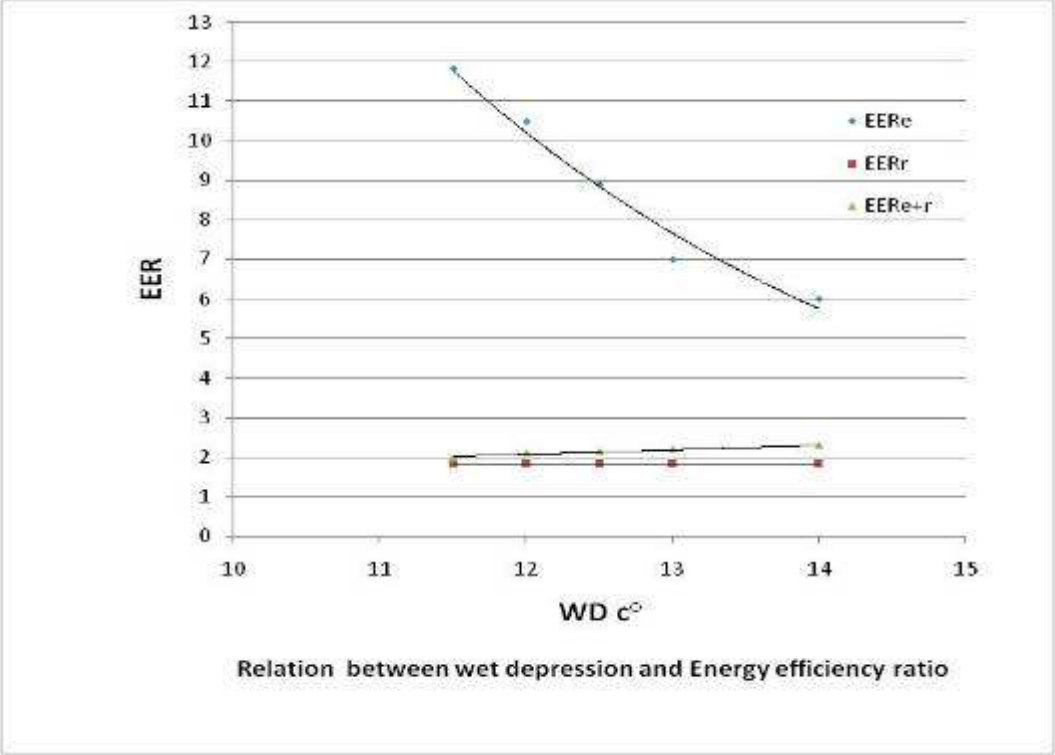
الشكل رقم (٤) يبين العلاقة بين كل من الفاعلية والفرق بين درجة الحرارة للهواء الداخل ودرجة حرارة البصلة الرطبة للمنظومة المقترحة وذلك عند تفعيل الجزء التبخيري ثم الجزء الأنضغاطي ثم الاثنين معا.وقد تبين إن الفاعلية للتبريد الأنضغاطي (٤٠ – ٤٢ %) أعلى من الفاعلية للتبريد التبخيري (١٥ – ٢٠ %) وهي اقل من الفاعلية عندما يتم تفعيل النوعين (٦٠ – ٧٠ %) معا.وكذلك فان الفاعلية تنخفض في الأجواء الجافة جدا لدى استخدام النظام المقترح.

أما الشكل رقم (٥) فيبين العلاقة بين كل من معامل الكفاءة للطاقة(EER) والفرق بين درجة الحرارة للهواء الداخل ودرجة حرارة البصلة الرطبة ويظهر من الشكل إن EER يكون أعلى بالنسبة للتبريد التبخيري فقط وهو يصل إلى ١٢و ينخفض مع انخفاض الرطوبة في الهواء الداخل بينما يكون أقل ما يمكن بالنسبة للتبريد الأنضغاطي (١,٨ – ٢) ويقع النظام المقترح أعلى بقليل مما هو عليه في التبريد الأنضغاطي (٢ – ٢,٥) .وهذا يعني إن النظام المقترح يستهلك طاقة أقل من التبريد الأنضغاطي لنفس الأثر التبريدي.

و الشكل رقم (٦) يبين مقارنة لكلفة أنتاج الكيلو واط الواحد من الأثر التبريدي للنظم الثلاثة في نسب رطوبة مختلفة ويتضح من الشكل المذكور إن الكلفة للمنظومة المقترحة تقع بين المنظومة الأنضغاطية والتبخيرية وفي نفس الوقت تقل الكلفة كثيراً مع إنخفاض نسبة الرطوبة.



Fig(4)



Fig(5)

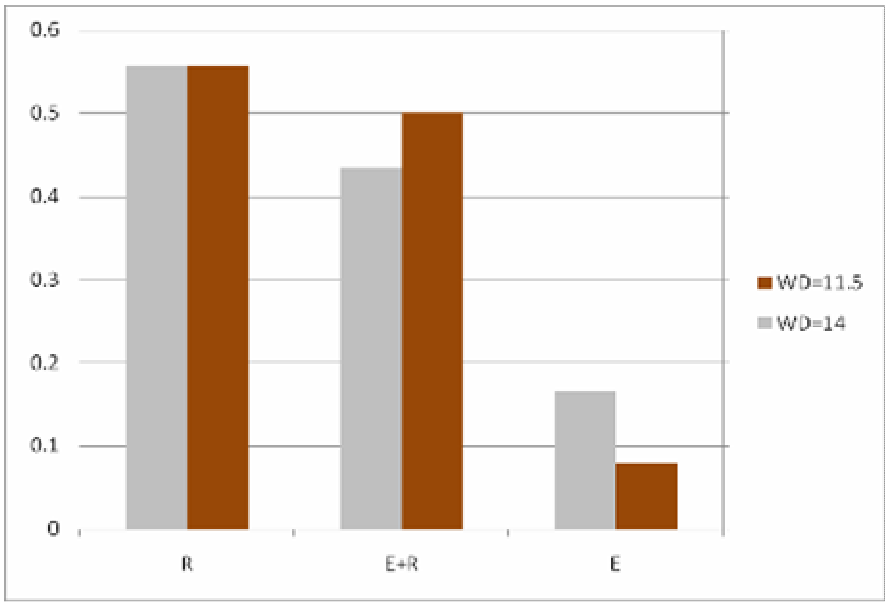


Fig (6) The comparison between the cost of one kilo watt of cooling production for the three type of systems

الاستنتاجات والتوصيات :

١.يمتاز التبريد الأنضغاطي (التقليدي) بمعامل طاقة (EER) واطئ مقارنة مع الأنواع الأخرى من التبريد مثل التبريد التبخيري وعند مزاوجة النوعين كما في النظام المقترح فأن EER يرتفع بعض الشيء ما يعني استهلاك للطاقة أقل لنفس الأثر التبريدي ألا أنه يمكن رفع قيمة ال EER للمنظومة عند استعمال حشوة أكثر كفاءة مع الأخذ بنظر الاعتبار ارتفاع الرطوبة النسبية إلى حدود الظروف المريحة .

٢. وفي نفس الوقت فان فاعلية النظام المقترح تكون أعلى من الفاعلية لكل من التبريد التبخيري و الأنضغاطي بينما ترتفع الفاعلية بالنسبة للتبريد التبخيري عند ارتفاع الفرق بين درجة حرارة البصلة الجافة و الرطبة (WD) (في المناخ الحار الجاف) تبقى فاعلية التبريد الأنضغاطي ثابتة تقريباً بينما تنخفض الفاعلية للنظام المقترح مع ارتفاع قيمة (WD) ألا أنها تبقى ضمن حدود فاعلية الأنظمة التبخيرية (٦٠-٨٥%) [٤].

٣.ولغرض تطوير النظام المقترح يمكن استعمال ضاغط بقدرة أعلى بنسبة (٢٥-٣٠)% تبقي المنظومة تعمل ضمن حدود الطاقة المنتجة من المولدة المنزلية وفي نفس الوقت يمكن رفع كفاءة الجزء التبخيري باستعمال حشوات أكثر كفاءة مع الحفاظ على الرطوبة النسبية للحيز ضمن الحدود المسموحة.

جدول رقم (١) يبين خصائص الجهاز والمساحات

مساحة فتحة تجهيز الهواء	supply Area = 0.0416 m^2(0.16*0.26)
مساحة فتحة دخول الهواء	Intake Area = 0.1015 m^2(0.35*0.29)
سرعة الهواء (التجهيز)	Min = 2.6 m/sec Q1 = 231 CFM Med = 3.2m/sec Q2 = 290 CFM Max = 3.7 m/sec Q3 = 340 CFM
مساحة الحشوة الأولية (acrylic flat pad)	0.29 * 0.35 = 0.1015 m^2
مساحة الحشوة الثانوية (acrylic flat pad)	0.29 * 0.35 = 0.1015 m^2
أبعاد ملف التبريد الأنضغاطي	Length (L) = 0.343 m Width (W) =0.257m Depth (H) = 0.032 m
No of tubes	34 column
No of raw	2 raw, Ø =8mm staggered
نوع الضاغط	ترددي مغلق Hermetic Reciprocating
Power of compressor	300 Watt
Power of water pump	20 Watt

المصادر:

١.حسين ، تحسين علي " حلول واقعية لأزمة الطاقة الكهربائية" *بحث مقدم إلى مؤتمر الطاقة الكهربائية* – كلية الشيخ الطوسي الجامعة /النجف الأشرف – ٢٠٠٧.

2.Zuk , Alan Van *"Evaporative Coolers : An Energy- Saving Way to beat the Heat"* Article no.23 retrieved from http: www.altestore.com - 2008.

*3.*Lobakgo *"Badgirs –Windcathers "* Metafilter community weblog . Metafilter Network LLC -2003.Retrived from" http: eu.wikpedia.org/wiki/evaporative coolers" on 2006-*07-14*

4.Roy Otterbein "Tow stage Evaporative cooling" –*Home Energy magazine* "HE May / June" 96, P23 -2007.

5.Robi Robichaud *"Coolerado Cooler Helps to save cooling Energy and Dollars"* Federal Energy Management program , Technology Installation Review, A new Technology Demonstration Publication , DOE/JO/102007 -2325 -2007.

6.ASHRAE*"* *Evaporative Air cooling Equipment"* Systems and Equipment Hand book CH.19-2000.

7.TRANE Company *"Cooling and Heating Load Estimation "* one of the fundamental series Publication of the train company, TRG-TRCOO2-EN, La cross -2000 .

الشكل رقم (٦) صورة تبين الجهاز المصنع مع أجهزة القياس

الشكل رقم (٧) صورة تبين وحدة التكثيف للجهاز

الشكل رقم (٨) صورة تبين الوحدة الداخلية للجهاز