

## تطوير نظام تبريد تبخيري مباشر – غير مباشر واستقصاء أدائه في الشروط المناخية لدمشق

د. م علي سلامي<sup>(1)</sup>

### المخلص

طُور في هذا العمل نظام تبريد تبخيري مباشر – غير مباشر، انطلاقاً من الأسس الفيزيائية – الترموديناميكية للتبريد التبخيري المباشر وغير المباشر، اعتماداً على ما أنجز من بحوث في هذا المجال.

كما استُقصي أداء النموذج المقترح في الشروط المناخية للداخل السوري، ولاسيما الشروط المناخية لمدينة دمشق، بعد معالجة معطيات الأرصاد الجوية حاسوبياً، والتوصل إلى قيم التكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة من أجل قيم مختلفة لدرجات حرارة جافة مرافقة، وجاءت النتائج منسجمة مع شروط الراحة الحرارية المعتمدة.

تطلب تعدد عناصر النظام دراسة أداء العناصر بشكل مستقل، ممّا ساعد في اعتماد عناصر مختبرة، وذات مواصفات مثبتة تجريبياً، وساعد لاحقاً على تقصي أداء النظام ككل عند بارمترات مختلفة للهواء الخارجي.

أكد البحث إمكانية الإفادة من النظام المقترح لتحقيق شروط جده للراحة الحرارية طيلة فصل التكييف، ومن ثمّ إمكانية التطبيق الواسع لأغراض التكييف في الداخل السوري.

الكلمات المفتاحية: التبريد التبخيري، التبريد التبخيري غير المباشر، الترطيب الادبياتي.

<sup>(1)</sup> أستاذ مساعد، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق، سورية.

## **Developing a direct-indirect evaporative cooling system and investigation its performance in Damascus**

**Dr. Eng. Ali Salami<sup>(1)</sup>**

### **Abstract**

In this work a new direct – indirect evaporative cooling system is developed based on thermo-physical grounds of the evaporative cooling and previous of researches in this field. the performance of the introduced model is investigated for the weather conditions of Damascus using the cumulative frequency chart of wetbulb temperature which was deduced from the weather data of Damascus for many years. The multitude of the system components required separate analysis for each component, which makes it possible to adopt an experimented reliable and consistent components and lately simplified the process of performance investigation of the entire system.

The results show a high coincidence with the thermal comfort conditions.

**Key words:** Evaporative cooling, Adiabatic, Humid air.

---

<sup>(1)</sup> Assistant Prof., Faculty of mechanical and electrical Engineering, Damascus University, Syria.

## المقدمة

وقد فاقم مشكلة الطاقة أيضاً العدوان الظالم على سوريا خلال السنوات الأخيرة.

يشكل العمل لإيجاد حلول بديلة أو مساعدة لسدّ الطلب المتزايد على الطاقة التبريدية مساهمة قيمة في حل المشكلة وتعدّ الطاقات المتجددة، ولاسيما الطاقة الشمسية مصدراً واعداداً في هذا المجال، وذلك بسبب وفرتها فضلاً عن التناسب بين وفرتها والحاجة إلى الطاقة التبريدية، وكذلك ملائمتها كمصدر طاقة لتقانات التبريد التي تعتمد الطاقة الحرارية بديلاً للطاقة الكهربائية كطاقة محرك مثل تقانات التبريد الامتصاصي، والتبريد التبخيري التجفيفي، وغيرها.

ينضوي البحث في إطار الجهود العلمية الهادفة إلى استنباط الحلول لمشكلات الطاقة في مجال محدد، وهو التكييف، وبقلي المساعي المبذولة لاستثمار واسع للطاقات المتجددة.

## مواد البحث وطرائقه

من الحلول الواعدة لمشكلة استرجار الطاقة لأغراض التكييف الإفادة من تقانات التبريد التبخيري التي تتميز بالبساطة والاستطاعة التبريدية العالية، وانخفاض الكلفة التأسيسية والاستثمارية فضلاً عن ميزات البيئية.

يناسب التبريد التبخيري المناطق الجافة والحارة ذات السطوح الشمسي الوفير، إذ تزداد الحاجة للتكييف، وتزداد معه مقدرة تيارات الهواء على تبخير الماء، ومن ثمّ تزداد الاستطاعة التبريدية للنظام. وهذا لاينفي جدوى استخدامه في مناطق معتدلة الرطوبة لتكييف منشآت ذات استخدامات محددة كصناعة الغزل والنسيج، وكذلك في المطابخ التجارية وأقسام الغسيل والكوي في مؤسسات الخدمات العامة كالفنادق والمشافي والمطاعم ودور الرعاية وغيرها.

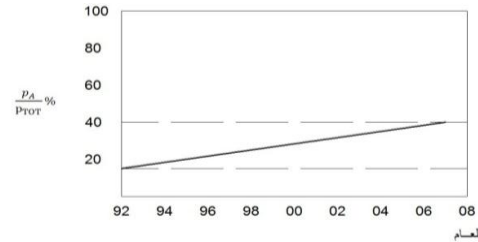
في التبريد التبخيري المباشر يُنتزع جزء من الطاقة المحسوسة للهواء لتتحول إلى طاقة كامنة لبعض الماء الذي يتحول إلى رطوبة على شكل بخار ماء في الهواء المعالج، ممّا يؤدي إلى انخفاض في الطاقة المحسوسة للهواء ومن ثمّ انخفاض درجة حرارته، إذ يمكن نظرياً بالتربط بالادبياتي لتيار هوائي الوصول إلى درجة الحرارة الرطبة tWB، وهي الدرجة التي يصبح فيها الهواء مشبعاً ببخار الماء دون زيادة في محتواه الحراري العام (الانتالبي).

أصبح البحث عن ترشيد الطاقة وإيجاد مصادر طاقة مستدامة ولأسباب معروفة قضية ذات طابع عالمي، ولم تعد محصورة بكمبار مستهلكي الطاقة في العالم. وهذا لايلغي وجود خصوصيات واختلاف في مشكلات الطاقة من بلد إلى آخر، ممّا يؤدي إلى اختلاف أيضاً في أشكال الحلول المناسبة وأولوياتها.

في سورية أصبح تكييف المنشآت والمباني من الحاجات الأساسية للسكان والاقتصاد على حد سواء، وأخذت أنظمة التكييف في العقود الأخيرة تنتشر بسرعة غير مسبوقه لأسباب عديدة، أهمها: التغيرات المناخية، والارتفاع الحراري الكبير خلال فصل الصيف فضلاً عن التطور الاقتصادي وحاجة الاقتصاد الحديث من حيث جودة المنتج وإنتاجية العامل إلى بيئة عمل مناسبة، هذا فضلاً عن ارتفاع المستوى المعاشي لقطاعات واسعة من السكان، وزيادة استهلاك الطاقة، والانبعاث الحراري داخل الأبنية السكنية. كما أسهم تطور تقانات التكييف التقليدي وانتشارها وانخفاض أسعارها إلى حد بعيد في ذلك.

أدى الطلب الشره على الطاقة الكهربائية لأغراض التكييف صيفاً إلى حصول ضغط غير مسبوق على نظم التوليد ونقل القدرة الكهربائية، مع أن مجموع الطاقة الكهربائية المستجرة لأغراض التكييف يقع في حدود 12% فقط من الطاقة الكهربائية المولدة سنوياً. وفق [1] إلا أن استرجار هذه الطاقة يكون خلال فصل التكييف حصراً أي خلال مدة تقل عن 120 يوماً؛ ممّا يعني أن الاستطاعة المستجرة لهذا الغرض في هذه المدة تتجاوز ثلث الاستطاعة الكلية.

يبين الشكل (1) بشكل تقريبي تزايد نسبة الاستطاعة الكهربائية المستجرة لأغراض التكييف خلال المدة الزمنية 1992 - 2007 وفق [1] أيضاً.



الشكل (1) تزايد نسبة الاستطاعة الكهربائية المستجرة صيفاً لأغراض التكييف إلى الاستطاعة الكلية في سورية خلال فصول التكييف بين الأعوام 1992 - 2007 وفق [1].

تبريد تبخيري غير مباشر متعددة المراحل بمرود مثالي للإجراءات كلها الإجراءات، وتمثل النقاط 1، 2، 3.... نهاية كل مرحلة وتنتهي سلسلة المراحل عند النقطة  $t_d$ .

يكفي الاقتراب من هذه الدرجة للوصول إلى درجة حرارة تغذية مناسبة للهواء المعالج المستخدم في التكييف، وبما يضمن شروط الراحة الحرارية داخل المكان المكيف وفق [6].

البحوث الخاصة باستقصاء إمكانيات التبريد التبخيري المباشر وغير المباشر، وكذلك شبيه غير المباشر كثيرة، كما وُضِع العديد من النماذج الرياضية لمبرد تبخيري غير مباشر، وكانت معظم الدراسات مرضية من حيث تحقيق شروط الراحة الحرارية داخل المكان المكيف.

بحث كل من NAVON,R و ARKIA,H [7] إمكانية الاستفادة من التبريد التبخيري المباشر - غير المباشر لأغراض سكنية، وتوصلوا إلى إمكانية تحقيق راحة حرارية ممتازة.

كما استقصى مجموعة من الباحثين [8] أداء مبرد تبخيري غير مباشر عن طريق نمذجة أداء النظام من أجل الشروط المناخية لمدينة أتيينا وأظهرت النتائج إمكانية تحقيق الراحة الحرارية خلال معظم ساعات النهار، وإمكانية الاستعاضة عن قصور النظام ليلاً بتهوية ليلية كافية دون الحاجة لمعالجة الهواء.

قام الباحثان Guo and Zhao [9] بدراسة تحليلية لأداء مبرد تبخيري غير مباشر من خلال نموذج عددي واستنتجا أداءً عالياً للمبرد.

في [10] استقصى كل من ك.جودي وس.مهدي إمكانية الاستفادة من التبريد التبخيري غير المباشر في الأبنية السكنية وتوصلا إلى إمكانية تحقيق الراحة الحرارية معظم أيام عمل النظام.

حلل Martin,R [11] أداء نظام تبخيري شبه غير مباشر (Semi-indirect) وتوصل إلى أن التأثير التبخيري وبالتالي أداء النظام يكون أفضل عند حرارة مرتفعة ورطوبة منخفضة.

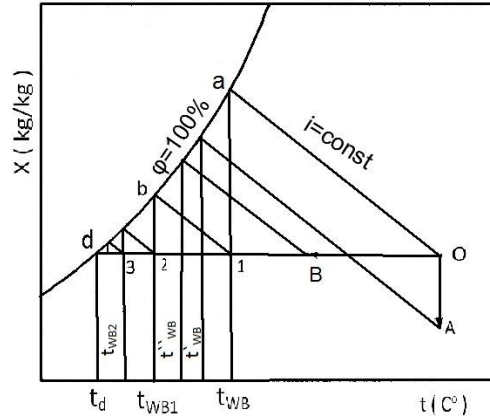
أجرى العديد من الباحثين الآخرين [12] و [13] دراسات ووضعوا نماذج لأنظمة تبريد تبخيري غير مباشر، توصلوا خلالها إلى درجات حرارة على امتداد سطوح التبادل الحراري والمادي يصل أداها إلى  $t_d$ .

الوصول إلى  $t_{WB}$  عملياً أصبح ممكناً بواسطة تقانات الترطيب الاديبياتي الحديثة، [3],[4],[5].

وتعدُّ درجة الحرارة الرطبة معياراً رئيساً (Criterion) لأداء المبردات التبخرية التي تستهدف هذه الدرجة أصلاً.

وهكذا فإمكانية التبريد التبخيري تحدده درجة الحرارة الرطبة  $t_{WB}$  للهواء المحيط والتي تعدُّ من المميزات المناخية لكل منطقة. لكن درجة الحرارة الرطبة هذه يمكن وبوسائل تقنية مناسبة التأثير فيها وصولاً إلى رفع كفاءة التبريد التبخيري عن طريق استهداف درجات حرارة أكثر انخفاضاً.

يبين الشكل (2) وعلى المخطط البساكرومترى إجراءين يسمحان بخفض هذه الدرجة باتجاه A وصولاً إلى  $t_{WB}$  أو باتجاه B وصولاً إلى  $t_{WB}$ . يمثل الإجراء A تجفيفاً ايزوترمياً يشمل عملية تجفيف اديبياتي وتبريد محسوس على التوالي، أو بالتزامن، وهذا يجري في المراحل الأولى لعملية التبريد التجفيفي التبخيري، في حين يمثل الإجراء B عملية تبريد محسوس للهواء الخارجي الذي يمكن أن يكون بالإفادة من التبريد التبخيري المباشر أي من درجة الحرارة  $t_{WB}$ . وتمثل العمليتان معاً (أي التبريد التبخيري لعينة، ثم الإفادة من طاقتها التبريدية في تبريد عينة أخرى تبريداً محسوساً) عملية تبريد تبخيري غير مباشر IEC.



الشكل (2) الإجراءات النظرية لعمليات التبريد التبخيري غير المباشر متعدد المراحل

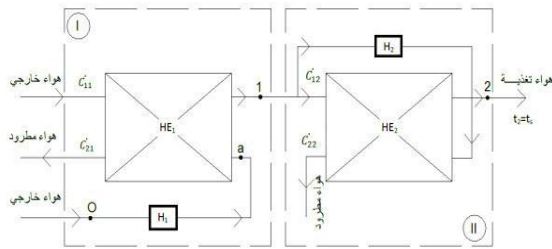
يسمح التبريد التبخيري غير المباشر وعمليات تبريد متكررة، أي متعددة المراحل نظرياً باستهداف درجة حرارة الندى  $t_d$  للهواء الخارجي، وهي درجة أدنى بشكل ملحوظ من درجة الحرارة الرطبة لأي عينة من الهواء، كما هو واضح من الشكل (2) الذي يظهر إجراءات نظرية لعمليات

عند خطوط التيار هذه تجري عملية التبريد التبخيري التجفيفي المعبر عنها في الشكل (2) دون انقطاع (أي دون مراحل)، إذ تكون عمليتا التبريد التبخيري والمحسوس متزامنتين وصولاً إلى  $t_d$ .

مع وصول بعض الباحثين، كما ورد، إلى درجة حرارة قريبة من درجة حرارة الندى عند بعض النقاط على امتداد صفائح التبادل الحراري للمبرد التبخيري غير المباشر، فإن المستهدف في نهاية المبرد في البحوث كلها كان درجة الحرارة الرطبة وليس نقطة الندى، ولم يكن ممكناً من خلال آلية عمل المبرّدات التبخيرية غير المباشرة المدروسة أو المختبرة الوصول إلى ما دون درجة الحرارة الرطبة للهواء الثانوي عند خروجه من المبرد. لكن عملية شبيهة بعملية فصل التيارات يمكن تحقيقها من خلال الإجراءات المدروسة في النموذج المقترح وصولاً إلى ما دون درجة الحرارة الرطبة باتجاه درجة حرارة الندى  $t_d$ .

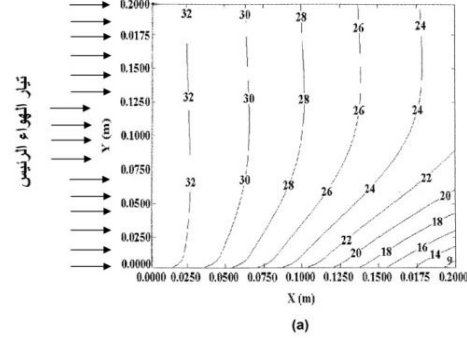
للوصول إلى درجة حرارة الندى نحتاج نظرياً وفق الشكل (2) إلى عدد لا نهائي من عمليات الترتيب الايدياتي حتى الإشباع، والتبريد المحسوس بمبادلات حرارية مثالية (أي مردود  $\epsilon=1$ )، لكن النسبة الكبرى من عمليات التبادل الحراري والمادي تتم خلال المرحلتين الأولى والثانية، أي في عمليتي التبادل المحسوس  $0 \leftarrow 1$  و  $1 \leftarrow 2$  وعمليتي الترتيب الايدياتي  $0 \leftarrow a$  و  $1 \leftarrow b$ . من الواضح أن  $t_2$  هي أدنى بشكل ملحوظ من  $t_{WB}$  وتمثل مرحلتا التبريد المحسوس  $0 \leftarrow 2$  النسبة الأكبر من الطريق باتجاه  $t_d$ .

تبيّن الأشكال (4) و (5) نماذج لدارات تبريد تبخيري غير مباشر بمرحلتين أو ثلاث، والنموذج المقترح للبحث هو وفق الشكل (4) أي نظام بمرحلتين.

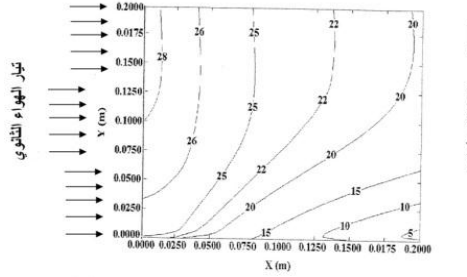


الشكل (4)

يبين الشكل (3) توزيع درجات الحرارة على امتداد صفائح التبادل الحراري لتيار الهواء الرئيس وكذلك لشريط الماء على سطح الصفائح (b).



توزيع درجات الحرارة لتيار الهواء المبرد على امتداد السطح الجاف لصفائح التبادل الحراري



توزيع درجات الحرارة لشريط الماء على امتداد السطح الرطب لصفائح التبادل الحراري

الشكل (3)

يلاحظ أن درجات الحرارة على امتداد صفيحة التبادل الحراري تنخفض حتى  $5^\circ\text{C}$  لشريط الماء و  $9^\circ\text{C}$  للهواء المعالج في بعض نقاط صفيحة التبادل الحراري.

يعبر تغيير درجات الحرارة على امتداد صفيحة التبادل الحراري عن نسبة التبادل الحراري والكتلي على امتداد خطوط التيارات ذات التدفق الصفائحي بين صفائح المبادل الحراري؛ ممّا يؤدي إلى الوصول إلى درجة الندى في بعض نقاط نهاية المبادل، في حين تبقى درجة الحرارة مساوية أو أعلى من درجة الحرارة الرطبة في بعض النقاط الأخرى.

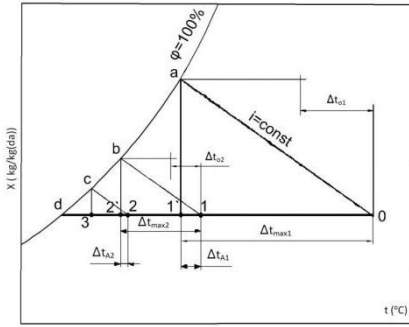
وتبقى درجة حرارة الهواء الوسطية للهواء المعالج حول درجة الحرارة الرطبة أو أعلى بقليل. ولو أمكن فصل خطوط تيار الهواء المعالج لأمكن الحصول على جزء من الهواء بدرجات حرارة أخفض من درجة الحرارة الرطبة  $t_{WB}$ ، بل أقرب إلى درجة حرارة الندى  $t_d$ .

تتعلق كفاءة النظام ككل بعوامل ثلاثة:

- أداء المرطبات الاديبياتية المستخدمة.
- أداء المبادلات الحرارية.
- الشروط التصميمية الخارجية (الرطوبة ودرجة الحرارة للهواء الخارجي).

من الواضح أن ترطيباً اديبياتياً حتى درجة الإشباع ومبادلات حرارية عالية الأداء  $\theta > 0.9$  يحققان التأثير الإيجابي الأقصى للعاملين الأولين.

تسمح دراسة الأداء لنظم الترطيب المتاحة وكذلك للمبادلات الحرارية باعتماد طريقة الترطيب وإيجاد المبادلات الحرارية الأكثر مناسبة للوصول إلى إجراءات المعالجة وفق الشكل (7).

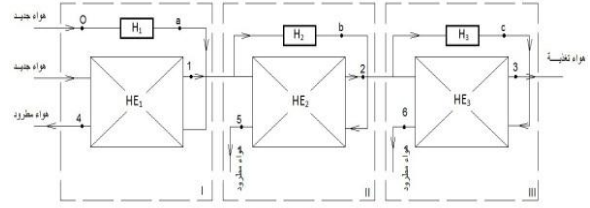


الشكل (7) الإجراءات الحقيقية لتبريد التبخيري غير المباشر - متعدد المراحل -

### اختيار المرطبات الاديبياتية $H_1$ ، $H_2$

تسمح طرائق الترطيب الاديبياتي التقليدية وفق [3] و [14] وغيرها بالوصول إلى درجة ترطيب تتجاوز 90%. لكن معظم الطرائق الحديثة تسمح بالوصول إلى درجة الإشباع، كما في مرطبات الأمواج فوق الصوتية، ومرطبات التريز الدقيق ( $Aerosol < 1\mu m$ ). بواسطة مرطبات كهذه يمكن أيضاً الوصول إلى ما فوق الإشباع (أي تشكل الضباب في الهواء المعالج). [14] و [15].

يتميز مولد البخار البارد (GCG Generator coldsteam) الذي يعتمد على ظاهرة الطنين في حالة الأمواج تحت الصوتية، ذات الترددات المنخفضة ( $f < 30 H$ ) بإمكانية الوصول إلى ما فوق درجة الإشباع بترطيب اديبياتي، وتصل درجة ما فوق الإشباع في حدها الأقصى إلى  $\Delta X = 3g/kg$  ممّا يسمح بزيادة الاستطاعة التبريدية النوعية للمبادلات الحرارية في عملية التبادل الحراري، بعد عملية الترطيب الاديبياتي بمعدل يبلغ أقصاه 7 kJ لكل 1 kg من هواء التبريد الرطب، ويؤدي



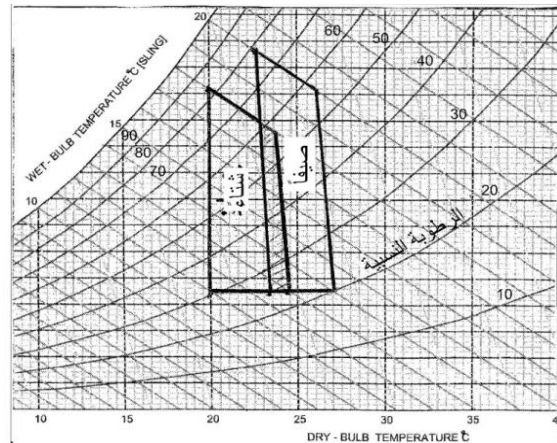
الشكل (5)

يبين الشكل (7) الإجراءات الحقيقية للتبريد التبخيري غير المباشر - متعدد المراحل - على المخطط البساكرومترى .

في المرحلة الأولى يُبرد تدفق هوائي خارجي تبريداً تبخيراً (ترطيب اديبياتي) بواسطة المرطبة الاديبياتية ( $H_1$ ) وفق الإجراء  $a \leftarrow 0$ ، ويستفاد من الطاقة التبريدية الناتجة في تبريد تدفق آخر من الهواء المحيط (الخارجي) تبريداً محسوساً بواسطة المبادل الحراري  $HE_1$  وفق الإجراء  $1 \leftarrow 0$ .

أمّا المرحلة الثانية فيُستخدم فيها الهواء المبرد في المرحلة الأولى الذي يقسم إلى جزأين أحدهما يبرد تبريداً تبخيراً بواسطة المرطبة الاديبياتية ( $H_2$ ) وفق الإجراء  $b \leftarrow 1$  ليستخدم في تبريد القسم الآخر تبريداً محسوساً بواسطة المبادل الحراري  $HE_2$  (الإجراء  $2 \leftarrow 1$ ).

نقطة التغذية المراد بلوغها بعد مرحلتَي التبريد التبخيري غير المباشرة هي النقطة 2، والمؤشر الرئيس لأداء نظام التبريد التبخيري غير المباشر المقترح ذو المرحلتين هو درجة الحرارة في هذه النقطة (نقطة التغذية) التي يجب أن تسمح بالمحافظة على درجة الحرارة في المكان المكيف تقع ضمن حقل الراحة الحرارية المبين في الشكل (6).



الشكل (6)

يبيّن المخطط تغير درجة حرارة كل من التدفقين السعويين  $\dot{C}_1$  و  $\dot{C}_2$  على امتداد سطح التبادل الحراري A من بداية المبادل 0 وحتى نهايته A. أمّا رموز  $t$  وقيم  $\Delta t$  لمختلف النقاط فهي مبينة على المخطط .

من الموازنة الحرارية لعنصر التبادل الحراري da ينتج

$$\dot{C}_1 dt_1 = -U(t_1 - t_2)da \quad (1)$$

$$\dot{C}_2 dt_2 = -U(t_1 - t_2)da \quad (2)$$

ومن العلاقتين

$$d\Delta t = -\frac{U}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) \Delta t da \quad (3)$$

$$\frac{d\Delta t}{\Delta t} = -\frac{U}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) da \quad \text{أو}$$

وبإجراء التكامل على امتداد سطح التبادل الحراري

ينتج:

$$\Delta t_A = \Delta t_0 \cdot e^{-\frac{UA}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)} \quad (4)$$

مؤشر أداء المبادل الحراري أو مردوده يمثل النسبة بين الطاقة المبادلة والطاقة النظرية العظمى التي يمكن تبادلها أو

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}} = \frac{\dot{C}_1 \Delta t_1}{\dot{C}_2 \Delta t_{\max}} = \frac{t_1 - t_1''}{t_1 - t_2} \quad (5)$$

يمكن استنتاج القيم الآتية لكل من  $\Delta t_1$  و  $\Delta t_{\max}$  وفق

الشكل (8)

$$\Delta t_{\max} = \frac{\Delta t_0 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \Delta t_A}{1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}} \quad (6)$$

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_A}{1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}} \quad (7)$$

من العلاقات (4، 5، 6، 7) ينتج

$$\phi = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)}}{1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} e^{-\frac{UA}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)}} \quad (8)$$

العلاقة (8) تمثل العلاقة العامة التي تربط بين مردود المبادل، وبارمترات المبادل والتبادل الحراري كليهما. وتبيّن العلاقة أن مردود المبادل  $\phi$  هو تابع لنسبة التدفقات

السعوية  $\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}$  وعدد وحدات الانتقال للهواء المعالج  $\frac{UA}{\dot{C}_1}$

أو

$$\phi = f\left(\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}, \frac{UA}{\dot{C}_1}\right) \quad (9)$$

ذلك إلى انخفاض ملحوظ في حجوم المبادلات الحرارية وتدفقات الهواء اللازمة، نتيجة ثبات درجة حرارة هواء التبريد داخل المبادل حتى تتبخّر كمية الضباب المرافقة، ويعود الهواء إلى درجة الإشباع فقط.

في النموذج المقترح (شكل 4) تُستخدم مرطبات اديباتية تحقق درجة ترطيب تصل إلى  $\phi=100\%$  وفق [15].

### المبادلات الحرارية المناسبة

فضلاً عن الأداء العالي للمرطبات  $H_1$  و  $H_2$  يتطلب الوصول إلى الإجراءات العملية وفق الشكل (6) استخدام مبادلات حرارية عالية الأداء.

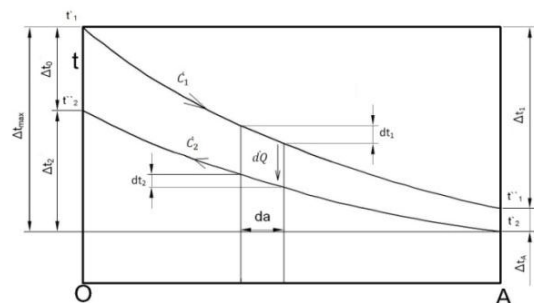
تنتمي المبادلات الحرارية ذات التيارات المتعكسة إلى فئة المبادلات الحرارية فائقة الأداء، وتسمح بالوصول إلى مردود يتجاوز 0.95 عند بارمترات عمل مناسبة [16] و [17]. ويكون أداء المبادلات الحرارية ذات التيارات المتسايرة وحتى تلك ذات التيارات المتقاطعة أدنى من ذلك بشكل ملحوظ .

بيّنت تجارب أجريت على مبادل حراري هواء - هواء بتيارات شبه متعكسة، جرى بناؤه واختباره في جامعة دمشق [19]، إمكانية الوصول إلى مردود يبلغ نحو 0.9، وأنه يمكن زيادة هذا المردود ليتجاوز 0.9 بزيادة عدد وحدات الانتقال وضمن حدود مقبولة.

للوصول إلى أداء فائق لمبادل حراري متعكس التيارات لابد من إيجاد بارمترات العمل المناسبة للنموذج المقترح؛ انطلاقاً من النموذج الرياضي للمبادل الحراري متعكس التيارات.

### النموذج الرياضي للمبادلات الحرارية:

الشكل (8) يمثل تخطيطياً عملية التبادل الحراري والتدفقات السعوية على امتداد مساحة سطح التبادل الحراري.

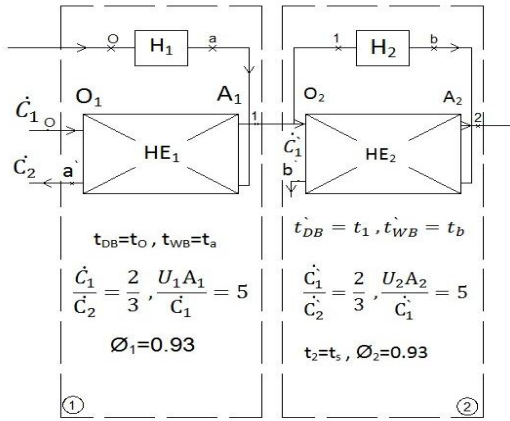


الشكل (8) مخطط الجريانات والتبادل الحراري في المبادل الحراري ذي الجريانات المتعكسة.

يلاحظ من المخطط أنه للحصول على مردود يتجاوز 0.9 للمبادلات الحرارية يجب ألا تزيد نسبة التدفقات السعوية  $\frac{C_1}{C_2}$  على 0.8، كما أن انخفاض النسبة كثيراً يتسبب في تضخم حجوم التدفقات الثانوية اللازمة؛ لذلك اختيرت القيم الآتية لكل من نسبة التدفقات السعوية وعدد وحدات الانتقال كقيم مناسبة لكل من المبادلين الحراريين HE<sub>1</sub> و HE<sub>2</sub>:

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{2}{3}, \quad \frac{UA}{C_1} = 5 \quad (10)$$

إذ تقع نقطة العمل هذه وفق الشكل (9) عند مردود يتجاوز 0.9، وبعد حساب قيمة  $\phi$  وفق العلاقة (8) تنتج قيمة للمردود  $\phi=0.93$ ، وبالعودة إلى الدارة المعتمدة شكل (4) وبعد مطابقة نقاط مخطط الهواء الرطب شكل (6)، وأخذ قيم نقطة العمل بالحسبان نحصل على دارة النموذج المعتمد (الشكل 10).



الشكل (10) مخطط النموذج المعتمد

بأخذ ما سبق بالحسبان وانطلاقاً من الفرضيات الآتية يمكن التوصل إلى النموذج الرياضي المبسط للنظام المقترح:

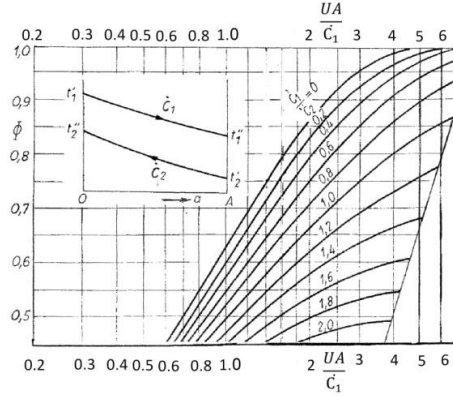
المبادلات الحرارية، وعناصر الدارة كلها معزولة تماماً، والتبادل الحراري مع الوسط الخارجي مهمل.

الترطيب أديباتي تماماً حتى  $\phi=100\%$

تغيرات Cp الطفيفة للهواء المعالج الناتجة عن تغير درجات الحرارة في حدود ضعيفة نسبياً مهملة. وتعتمد قيمة وسطية  $C_p=1005\text{J/kg.K}$ .

تأثير عمل المراوح في تغير انتالبي الهواء مهمل.

وفق العلاقة (8) أنشئ مخطط الأداء للمبادل الحراري متعكس الجريانات (الشكل 9) الذي يمثل حلاً مشتركاً لمعادلات التبادل الحراري المصاغة بناء على مخطط الجريانات والتبادل الحراري (الشكل 8).



الشكل (9) مخطط الأداء لمبادل حاري متعكس التيارات

يلاحظ أولاً أن لنسب التدفقات السعوية  $\frac{C_1}{C_2}$  أثراً كبيراً في مردود المبادل عند قيم محدده لعدد وحدات التبادل الحراري  $\frac{UA}{C_1}$ ، ويمكن الوصول إلى مردود يصل إلى 0.95 من أجل  $\frac{C_1}{C_2} = 0.5$  وعدد وحدات تبادل  $\frac{UA}{C_1} = 5$ ، وهذا المردود قريب جداً من مواصفات المبادلات الحرارية وفق [15] و [17].

لا يتجاوز مردود المبادل الحراري ذي التيارات المتسايره عند الشروط السابقة نفسها 0.67 [16] وتعتمد المبادلات الحرارية كلها ذات الأداء الفائق نموذج التيارات المتعكسة [18].

## النموذج الرياضي للنظام

تنتج مؤشرات الأداء للدارة المقترحة المبينة بحسب الشكل (4) كمحصلة لمؤشرات الأداء لعناصر الدارة، ومن ثم فدرجة حرارة التغذية  $t_2$  التي تمثل مؤشر الأداء الرئيس للدارة يتعلق بالبارمترات كلها لعناصر الدارة، فضلاً عن نسب التدفقات، وكذلك الشروط التصميمية الخارجية. لإيجاد العلاقة بين بارمترات عناصر الدارة كلها سنُبسط العلاقة بين مؤشرات عناصر الدارة وذلك بعد الإفادة من النموذج الرياضي للمبادلات الحرارية وتحديد نقاط عمل مناسبة وفق العلاقة (8) والمخطط شكل (9).



يتضمن الجدول (1) نتائج الحسابات من أجل قيم مرتفعة للتكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة تقع في المجال (90 - 99.9%)؛ وذلك عند درجات حرارة خارجية (جافة) مرافقة مختلفة.

لتسهيل عملية تحليل أداء النظام المقترح من خلال النتائج الحسابية أدخل مؤشرين: أحدهما للطلب على الطاقة (الحاجة إلى الطاقة) التبريدية في المكان المكيف، والثاني للطاقة التبريدية المتاحة من قبل النظام، وهما معامل الطلب على الطاقة  $\zeta_d$  ومعامل الطاقة المتاحة  $\zeta_s$ .

ونظراً إلى العلاقة الوثيقة بين أداء النظام والشروط الخارجية لا تكفي مقارنة هذين العاملين عند درجات حرارة تصميمية معينة، بل يجب مقارنتهما أيضاً عند اختلاف الشروط الخارجية عن الشروط التصميمية .

ونظراً إلى أن كفاءة النظام تحددها درجتا الحرارة الرطبة والجافة للهواء الخارجي (أي درجة حرارته ورطوبته النسبية)، وهي العوامل نفسها التي تحدد الحاجة أو الطلب على الطاقة داخل المكان المكيف في الحالة العامة، أُضيفت أعمدة إلى الجداول تبين علاقة هذين المتغيرين كتتابع لدرجة الحرارة الجافة عند درجات حرارة ورطوبة (أو رطوبة نسبية) مختلفة.

رياضياً جرى التعبير عن الاستطاعة التبريدية التصميمية للنظام بالعلاقة:

$$\dot{Q}_{sn} = \dot{C}_1 (t_{DBn} - t_{sn}) \quad (17)$$

وقد اعتمدت درجة حرارة تصميمية خارجية لمدينة دمشق  $t_{DBn}=40^\circ$ ، أما  $t_{sn}$  فهي درجة الحرارة التي يحققها النظام عند درجة الحرارة التصميمية الخارجية المذكورة، ويلاحظ اختلاف قيمها من جدول إلى آخر بحسب درجة الحرارة الرطبة التي اختيرت من قيم عليا متعددة للتكرار التراكمي لهذه الدرجة لمدينة دمشق من الشكل (11) تقع في المجال (90 - 99.9%) كما ورد سابقاً. تكون الاستطاعة التبريدية للنظام في الحالة العامة:

$$\dot{Q}_s = \dot{C}_1 (t_{DB} - t_s) \quad (18)$$

ويمثل معامل الطاقة المتاحة  $\zeta_s$  النسبة بين الاستطاعة التبريدية للنظام، والاستطاعة التبريدية التصميمية وفق العلاقة:

$$\zeta_s = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_{sn}} = \frac{t_{DB} - t_s}{t_{DBn} - t_{sn}} \quad (19)$$

ومن ثم تأخذ العلاقات اللازمة لحساب درجة حرارة التغذية  $t_5=t_2$  والاستطاعة التبريدية النوعية للنظام الشكل المبسط الآتي:

$$t_1 = t_{DB} - \phi_1 \Delta t_{max1} \quad (11)$$

$$\Delta t_{max1} = t_{DB} - t_{WB} \quad (12)$$

$$t_b = t_{WB1} = t_1 - \frac{h_{WS}}{C_p} (X_b - X_1) \quad (13)$$

$$t_s = t_1 - \phi_2 \Delta t_{max2} \quad (14)$$

$$\Delta t_{max2} = t_1 - t_b \quad (15)$$

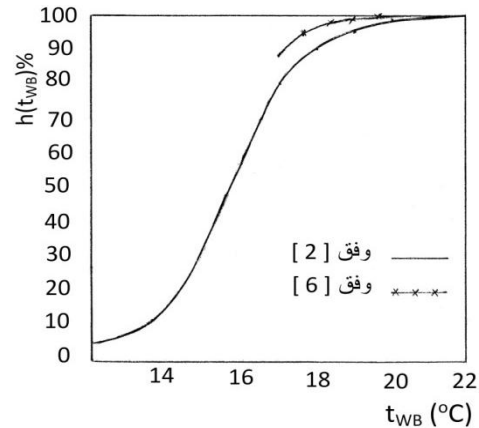
$$\dot{q} = C_p (t_{DB} - t_s) \quad (16)$$

### اختبار أداء النموذج المقترح

اختبر أداء النموذج حسابياً من أجل الشروط الخارجية المحتملة بحسب الشروط المناخية لمدينة دمشق، ووفق النموذج الرياضي السابق.

وعند دراسة الشروط المناخية لمدينة دمشق وفق سجلات الأرصاد الجوية [2] كان لابد من تحديد أهم النقاط التي يجب اختبارها دون الاكتفاء بالشروط التصميمية المعتمدة؛ وذلك بسبب الارتباط الوثيق لأداء النظام بكل من درجتي الحرارة الرطبة والجافة.

ليكون اختيار نقاط الاختبار أكثر تعبيراً عن الواقع أُوجد أولاً منحنى التكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة خلال فصل التكييف (الشكل 12) الذي أنشئ بناء على معطيات الأرصاد الجوية الساعية لدرجات الحرارة الجافة والرطوبة النسبية خلال فصل التكييف للأعوام 1997 وحتى 2007، وقد أُضيفت إلى الشكل بعض نقاط التكرار التراكمي بحسب معطيات (ASHRAE) [6]، للشروط المناخية لمدينة دمشق لتظهر على شكل منحنى صغير في أعلى الشكل.



الشكل (11) التكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة  $t_{WB}$  لمدينة دمشق خلال موسم التكييف وفق [2]، [6].

### الاستنتاجات

- يتعلق مدى الاقتراب من درجة حرارة الندى بأداء (مردود) المبادلات الحرارية والمرطبات الأديباتية.
- تقع درجات حرارة التغذية ضمن حدود مناسبة وتراوح بين  $11^{\circ}\text{C}$  و  $19^{\circ}\text{C}$ .
- عند اختلاف الشروط الخارجية عن الشروط التصميمية تكون  $\zeta_d > \zeta_s$  دوماً ويتحقق فائض نسبي في الطاقة المتاحة يزداد مع انخفاض درجة الحرارة الخارجية الجافة.
- يحقق النظام استطاعة تبريدية نوعية عالية لا تقل عن الأنظمة التقليدية.
- يستطيع النظام تحقيق شروط الراحة الحرارية داخل المكان المكيف عند العمل بالاستطاعة التصميمية؛ وكذلك عند اختلاف الشروط الخارجية عن الشروط التصميمية.
- لا يحتاج النظام إلى مصادر طاقة إضافية.

أما معامل الطلب على الطاقة فيمثل النسبة بين الطاقة التبريدية اللازمة للمكان المكيف، وتلك اللازمة عند الشروط التصميمية الخارجية، وتكون الاستطاعة التبريدية التصميمية اللازمة للمكان المكيف عند إهمال الأحمال التبريدية الداخلية وافترض علاقة خطية مع درجة الحرارة الخارجية:

$$\dot{Q}_{dn} = A(t_{DBn} - t_R) \quad (20)$$

A - معامل التناسب للعمل التبريدي مع فارق درجات الحرارة للمكان المكيف والوسط المحيط وفي الحالة العامة تكون الاستطاعة اللازمة:

$$\dot{Q}_d = A(t_{DB} - t_R) \quad (21)$$

ونجد معامل الطلب على الطاقة من العلاقة:

$$\zeta_d = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{Q}_{dn}} = \frac{t_{DB} - t_R}{t_{DBn} - t_R} \quad (22)$$

تكون قيمة كل من  $\zeta_s$  و  $\zeta_d$  مساوية للواحد عند العمل وفق الشروط التصميمية.

ليكون النظام قادراً على تلبية الحاجة إلى الطاقة يجب أن يكون  $\zeta_s \leq \zeta_d$ .

يساعد المعامل  $v$  الذي يمثل فائض الطاقة المتاحة

$$v = \left( \frac{\zeta_s}{\zeta_d} - 1 \right) * 100\% \quad \text{النسبي}$$

في الحكم على أداء النظام عند اختلاف الشروط الخارجية (درجتا الحرارة الجافة والرطوبة) عن الشروط التصميمية.

العلاقة بين فائض الطاقة المتاحة من النظام ودرجات الحرارة الخارجية الجافة من أجل قيم مختلفة للتكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة مبيّنة في العمود الأخير من الجدول (1).

يتضمن الجدول أيضاً نتائج الحسابات لمعاملات الطلب على الطاقة، والطاقة المتاحة؛ وكذلك لدرجة حرارة التغذية والاستطاعة التبريدية النوعية لوحد التدفق لهواء التغذية وفق العلاقة

$$\dot{q}_s = C_p(t_{DB} - t_s) \quad (23)$$

الجدول (1) قيم  $v$  و  $q_s$  و  $h$  و  $t_s$  و  $t_d$  من أجل قيم تكرار

تراكمي مختلفة لدرجة الحرارة الرطبة

<b>h (tWB) = 90.1% (97%)* tWB = 18oC</b>					
tDB	ts	ζs	ζd	qs	v
oC	oC	-	-	kw/kg.s-1	%
40	11	1	1	29.3	0
39	11.2	0.95	0.93	27.8	2.2
38	11.5	0.9	0.86	26.5	4.7
37	11.85	0.86	0.79	25.5	8.9
36	12	0.82	0.71	24	15.5
35	12.5	0.77	0.64	22.5	20.3
34	13	0.72	0.57	21	26.3
<b>h (tWB) = 96% (98%)* tWB = 19oC</b>					
tDB	ts	ζs	ζd	qs	v
oC	oC	-	-	kw/kg.s-1	%
40	12.3	1	1	27.7	0
39	12.5	0.96	0.93	26.5	3.2
38	12.8	0.91	0.86	25.2	5.8
37	13.2	0.86	0.79	23.8	8.9
36	13.6	0.81	0.71	22.4	14.1
35	14.2	0.75	0.64	20.8	17.2
34	14.5	0.7	0.57	19.5	22.8
<b>h (tWB) = 98% (99.5%)* tWB = 20oC</b>					
tDB	ts	ζs	ζd	qs	v
oC	oC	-	-	kw/kg.s-1	%
0	0	0	0	0	0
1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
6.3	6.3	6.3	6.3	6.3	6.3
11.3	11.3	11.3	11.3	11.3	11.3
14.1	14.1	14.1	14.1	14.1	14.1
19.3	19.3	19.3	19.3	19.3	19.3
<b>h (tWB) = 99% (99.8%)* tWB = 21oC</b>					
tDB	ts	ζs	ζd	qs	v
oC	oC	-	-	kw/kg.s-1	%
40	15.4	1	1	24.6	0
39	15.8	0.94	0.93	23.2	1.1
38	16	0.88	0.86	22	2.3
37	16.3	0.83	0.79	20.7	5.1
36	16.6	0.78	0.71	19.4	9.9
35	17	0.72	0.64	18	11.3
34	17.3	0.67	0.57	16.8	17.5
<b>h (tWB) = 99.8% (99.9%)* tWB = 22oC</b>					
tDB	ts	ζs	ζd	qs	v
oC	oC	-	-	kw/kg.s-1	%
40	16.9	1	1	23.1	0
39	17.3	0.94	0.93	21.7	1.1
38	17.6	0.89	0.86	20.4	3.5
37	17.8	0.83	0.79	19.2	5.1
36	18	0.78	0.71	18	9.9
35	18.3	0.73	0.64	16.8	14.1
34	18.7	0.66	0.57	15.3	15.8

\* وفق [6]

الرموز والمصطلحات

- التدفق السعوي للمبادل الحراري  $\dot{C} (\frac{J}{Ks})$   
 السعة الحرارية للهواء  $C_p (\frac{J}{kg.K})$   
 التكرار التراكمي لدرجات الحرارة الرطبة  $h(t_{WB})(\%)$   
 انتالبي بخار الماء المشبع  $h_{ws} (\frac{J}{kg})$   
 الاستطاعة الحرارية النوعية  $\dot{q} (\frac{J}{kg.s})$   
 الاستطاعة الحرارية (التبريدية)  $\dot{Q}_s (\frac{J}{s})$   
 الاستطاعة التبريدية اللازمة  $\dot{Q}_d (\frac{J}{s})$   
 الاستطاعة التبريدية التصميمية اللازمة  $\dot{Q}_{dn} (\frac{J}{s})$   
 الاستطاعة التبريدية لهواء التغذية  $\dot{Q}_s (\frac{J}{s})$   
 الاستطاعة التبريدية التصميمية لهواء التغذية  $\dot{Q}_{sn} (\frac{J}{s})$   
 درجة الحرارة الجافة  $t_{DB} (^{\circ}C)$   
 درجة الحرارة الرطبة  $t_{WB} (^{\circ}C)$   
 درجة حرارة الندى  $t_d (^{\circ}C)$   
 معامل الانتقال الحراري  $U (\frac{W}{m^2.K})$   
 الرطوبة المطلقة  $X (\frac{kg}{kg da})$   
 مردود المبادل الحراري  $\phi (-)$   
 الرطوبة النسبية للهواء  $\Phi (-)$   
 معامل الطلب على الطاقة  $\zeta_d (-)$   
 معامل الطاقة المتاحة  $\zeta_s (-)$   
 معامل فائض الطاقة المتاحة  $\psi (\%)$

## المراجع References

21. Doerk, H. Neg, A. 1995. Roulclimatisierung mittels indirecter (adiabater) Verdunstungskühlung. tagungsbeitrag Haus dert ecesnik e.v. Essen.
22. Oxner, E. 1994. Befeuchtung mit dem Kaltdanpfgenerator. Heizung klima 21.
23. Werksunterlage, Unelco AG Zürich, Schweiz.
24. Projektunterlagen KV- System mit kaltdatnpfgenerator der Fa. LAT – Dresden. 1998.
1. سجلات وزارة الكهرباء (الطلب على الطاقة الكهربائية خلال الأعوام (1992-2007)).
2. سجلات الأرصاد الجوية (البيانات المناخية لمدينة دمشق خلال الأعوام (1992-2007)).
3. Iselt/Arndt, Grundlagen der luftbefeuchtung, Heideberg: C.F Muller 1996.
4. Socher, J. "Adiabate luftbefeuchtung–eine wiederentdeckte Befeuchtungstechnik" TAB Technit am Bau 11/96 P: 53-63.
5. Beck, E. "Adiabte Kühlung". TAB Techink am Bau 11/96 P: 49-57.
6. ASRAE HANDBOOK, American society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning 2001.
7. Navon, R. Arkin, H. 1994. feasibility of direct – indirect evaporative cooling for residences. Building and environment. 29(3):393-399.
8. Kalitsikas, N. Santamouris, M. 1994. Performance of an Indirect Evaporative cooler in Athens" Energy and Boiling. 21:55– 63.
9. Guo, X. Sluo, T. 1998. A parametric study of an indirect evaporative cooler. Heat and mass Transfer. 25(2): 217–226.
10. Joudi, K. Mehdi, S. 2000. Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load. Energy Conversion and management. 41: 1931–1951.
11. Martin, R. 2009. Characterization of semi – indirect evaporative cooler. Applied Thermal Engineering. 27:2113–2117.
12. Niassar, M. Gilani, N. 2009. An Investigation of indirect Evaporative coolers .IEC Iranian Journal of Chemical Engineering. 6(2).
13. Ren, C., Yong, H. 2006. An Analytical model for the heat and mass transfer processes in IEC with parallel/ counter flow configurations, International Journal of Heat and mass transfer. 49: 617–627.
14. Heinrich/Franzke. 1997. Sorptions gestützte Klimatisierung. C. F Müller Verlag Heidelberg.
15. Adsolair (Firmenunterlagen der Fa. Menerga Apparatebau GmbH .
16. Elsner, N. 1980. Grundlagen der Technischen Thermodynamik. Akademie – Verlag Berlin.
17. Gegenstrom – Schicht – Wärmeaustauscher. Fa. SEW – systemtechnik GmbH.
18. Kays, W. London, A. 1993. Hochleistungs Wärmeübertrager. Akademie – Verlag Berlin.
19. AlKasah, K. Salami, A. 2005. Plate Recovery Heat Exchanger and it's suitability to work in a Desicnt Evaporative cooling cycle. Damascus Univ. Journal. 21(1).
20. Werksunterlagen, Klingenburg GmbH Gladbeck.

Received	2015/05/07	إيداع البحث
Accepted for Publ.	2015/08/17	قبول البحث للنشر