

التقييم الاقتصادي الطاقى والبيئي لأنظمة تكييف الهواء التبخيرية التجفيفية والهجينة

د.م. وجيه ناعمة

أستاذ مساعد في قسم الميكانيك العام - كلية الهندسة الميكانيكية الكهربائية - جامعة دمشق - سوريا

الملخص

يهدف البحث لتقييم دارات التبريد التبخيرية التجفيفية الهجينة DECH (desiccant evaporative cooling hybrid cycles) ذات معامل نسبة طاقة كفاءة عال مع تأثير بيئي قليل وتوفير في الطاقة إذا قورنت مع الدارات التقليدية وكذلك هواء تغذية نقي بشكل كامل. انجز البحث في جامعة دمشق وتم دراسة استهلاك الطاقة، قيمة EER (Energy-Efficient-Ratio) وكلفة التشغيل لاربعة نماذج ثلاث منها لنظام دارة التبريد التبخيرية التجفيفية الهجينة DECH والرابع الدارة التقليدية وذلك بنمذجة نظام العمل لكل دارة بمساعدة برمجيات (EES) Engineering Equation Solver اعتمد في اجراء الحسابات المخطط البيسكومترى للهواء، البيانات المناخية الساعية المستخلصة من الارصاد الجوية لمدينة دمشق. تم حساب الحمل التبريدي الكلي Q_{tot} وقيمة نسبة مشاركة الحمل التبريدي المساعد من الوشعة التقليدية Q_{cc}/Q_{tot} ، استهلاك الطاقة، قيمة EER وكلفة التشغيل لنظام تجفيفي لشروط الصيف في دمشق لأجل صالة بيع. من خلال الدراسة والحسابات وتقييم النتائج، تم الحصول على توفير هام يصل حتى 47% وكذلك تخفيض لطاقة الحمل التبريدي Q_{cc} حتى 70%، اضافة لذلك خفض كمية انبعاثات ثاني اكسيد الكربون المسبب للانحباس الحراري وتغير المناخ، الكلفة التأسيسية لأنظمة التجفيف عادة أكبر من الانظمة التقليدية، بينت نتائج البحث فترة استرداد رأس المال والتي بلغت حوالي 5-7 سنوات .

الكلمات المفتاحية : دارة تكييف و تهوية، الدوالب المجفف، توفير الطاقة -

حماية بيئة

جدول الرموز والمصطلحات

مساحة سطح التبادل الحراري في المسترجع الحراري الدوار	$A : [m^2]$
المساحة الامامية للمصفوفة	$A_{fr} : [m^2]$
معامل السطح (نسبة مساحة سطح التبادل الحراري على حجم المسترجع الحراري)	$\beta [m^2 / m^3]$
معامل أداء الدارة	COP
تدفق السعة الحرارية	$c [kJ / S.K]$
تدفق السعة الحرارية الأعظمي	$c_{max} [kJ / S.K]$
تدفق السعة الحرارية الأصغري	$c_{min} [kJ / S.K]$
تدفق السعة الحرارية لمادة جدار المصفوفة	$cr [kJ / S.K]$
السعة الحرارية لجدار المصفوفة	$c_w [kJ / S.K]$
العدد اللابعدي لتدفق السعة الحرارية للهواء	$C^* [kJ / SK]$
العدد اللابعدي لتدفق السعة الحرارية لجدار المصفوفة	$C^* [kJ / SK]$
قطر المسترجع الحراري الدوار	$D : [m]$
قطر المحور القائد	$d_{shaft} : [m]$
حمل التسخين لكل واحد كيلوغرام 1kg هواء عائد	$\Delta reg [kJ / kg]$
الأثر التبريدي	$EC [kJ / kg]$
نسبة كفاءة الطاقة	EER
الفعالية الحرارية للمسترجع الحراري الدوار	ε
الفعالية الحرارية لمسترجع حراري مسطح	ε_{cf}
مردود المرطبة	ε_{hum}
نسبة التغطية للمصد	$f_{r,sect}$
معامل انتقال الحرارة بالحمل	$h [W / m^2.K]$
أنثالبي الهواء	$h [kJ / kg]$
طول المسترجع الحراري الدوار	$L : [m]$
التدفق الكتلي للهواء	$m [kg / s]$
كتلة مصفوفة المسترجع الدوار	$M_w : [Kg]$

سرعة دوران المسترجع الحراري الدوار	$N [1/S]$
عدد وحدات التبادل الحراري	NTU_0
ذ الرطوبة للهواء	$\omega [kg_w / kg_{da}]$
الرطوبة النسبية للهواء	Φ
الحمل الحراري الكامن	$Q_{lat} : [kWh]$
الحمل الحراري المحسوس	$Q_{sen} : [kWh]$
الكثافة	$\rho [kg / m^3]$
المسامية	σ
القطاع الزاوي لعبور الهواء	$\theta : [degree]$
درجة الحرارة	$T : [^{\circ}C]$
درجة الحرارة الرطبة	$T_w : [^{\circ}C]$

الواحق

العلوية

الطرف البارد (نسبة إلى دخوله إلى المسترجع الدوار)	c
الطرف الحار (نسبة إلى دخوله إلى المسترجع الدوار)	h

السفلية

طرف التجفيف من المجفف الدوار	deh
الطرف البارد	c
الطرف الحار	h
نسبة إلى المسترجع الثانوي	sec
الدخل	in
الخرج	out
الغرفة	$room$
المسترجع الحراري الدوار	rot, hx
نقطة التغذية	s
النقطة بعد المرطبة على طرف الهواء الراجع	m
طرف إعادة التثبيط من المجفف الدوار	reg
قيمة البارمتر للهواء المشبع ($\Phi = 100\%$)	

1. المقدمة

إن صناعة التبريد وتكييف الهواء من أكثر الصناعات استهلاكاً للطاقة الكهربائية حيث يبلغ استهلاك الطاقة لأغراض التكييف في أشهر الذروة حوالي نصف الإنتاج الكلي للطاقة الكهربائية في القطر السوري ، وبالتالي فهي تساهم بشكل كبير في استنفاد 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 التوفير في استهلاك الطاقة وتخفيض انبعاثات ثاني أكسيد الكربون، وتحقيق تقنيات تكييف هواء اقتصادية.

2. أهمية البحث

استخدم التجفيف الكيميائي في الماضي، في حقل الصناعة، وفي الأماكن ذات الحمل الكامن الكبير (صالات بيع)، مع ازدياد الطلب على أنظمة التكييف نتيجة التغير المناخي والذي أدى لزيادة في استهلاك الطاقة الكهربائية حيث كما هو معروف تستهلك أجهزة التكييف في القطر حوالي 50% من إنتاج الطاقة الكهربائية، لذلك تم في هذا البحث دراسة وتقييم أنظمة التبريد التجفيفي التبخيري المعروفة و توسيع هذه التقنية الى حقول الابنية التجارية والسكنية دامجاً اياها مع الأنظمة التقليدية للتكييف كنظام هجين (تجفيفي وتقليدي) بغية التوفير في تكاليف التشغيل واستهلاك الطاقة وخفض التلوث البيئي.

في الحقيقة، أنظمة تكييف الهواء المعتمدة على المجففات الكيميائية توصف بأنها ذات مردود طاقوي كبير وتأثير بيئي قليل (نقل استهلاك الطاقة الكهربائية بدون وسائط التبريد المعروفة). علاوة على ذلك فإنها تسبب ربحاً طاقوياً واقتصادياً مقارنة مع أنظمة التدفئة والتكييف التقليدية وتسمح بالحصول على مواصفات راحة حرارية داخلية ومواصفات هواء داخلي افضل [2] Beccali M. درست المفاهيم الأساسية عن التجفيف الكيميائي في المراجع ASHRAE 2008 [1] . المواد

المجففة تكون صلبة أو سائلة. المجففات الصلبة تُدخل في مبادل حراري دوّار يدعى (DW) Desiccant wheel تستخدم بشكل خاص لتطبيقات التدفئة والتكييف. انجز في هذا البحث تحليل لثلاث نماذج لنظام دائرة التبريد التبخيري التجفيفي الهجينة (desiccant evaporative cooling hybrid DECH cycles) والأنظمة التقليدية وحساب كلفة التشغيل الصيفي وذلك باستخدام نماذج برمجية (Engineering Equation Solver (EES).

3. مواد وطرائق البحث

درست عدة مراجع الأشكال المتعددة لأنظمة HVAC مع DW (Heating Ventilation and Air Conditioning)، مرحلة واحدة Camargo J.R [3] أو عدة مراحل وأُستخدمت لتكييف الأبنية بشروط مناخية مختلفة . وتم مقارنة استهلاك الطاقة الكهربائية وتشير المقارنة فقط الى كلفة التشغيل الصيفي بين الأنظمة التقليدية مع وشيعة تبريد تجفيفية وأنظمة تكييف مع مرحلة واحدة DW . كما درس Influence of elevated pressure on sorption in desiccant Wheel [5] أداء دائرة التبريد التجفيفي للتبخيري للشروط المناخية لمدينة دمشق والحساب الحراري للدائرة .

تم في هذا البحث دراسة ونمذجة اربعة درجات (المبينة بالأشكال 1،2،3،4) بهدف التكييف الصيفي، نفذت باستخدام برنامج حاسوبي Engineering Equation Solver (EES). وتمت الحسابات وفقا لبيانات مناخية متغيرة لمدينة دمشق . مع حساب القيم الساعية لكافة العوامل.

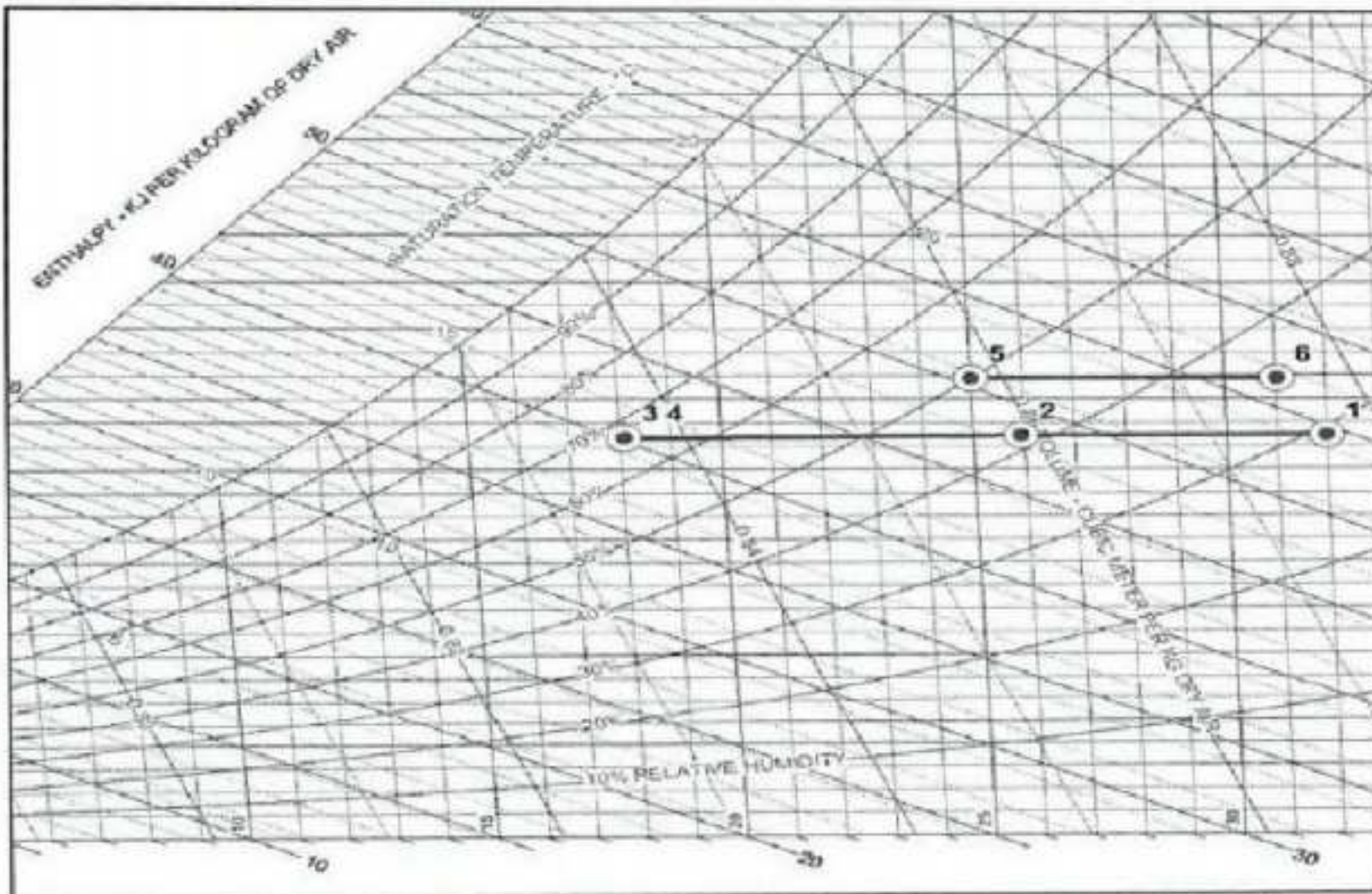
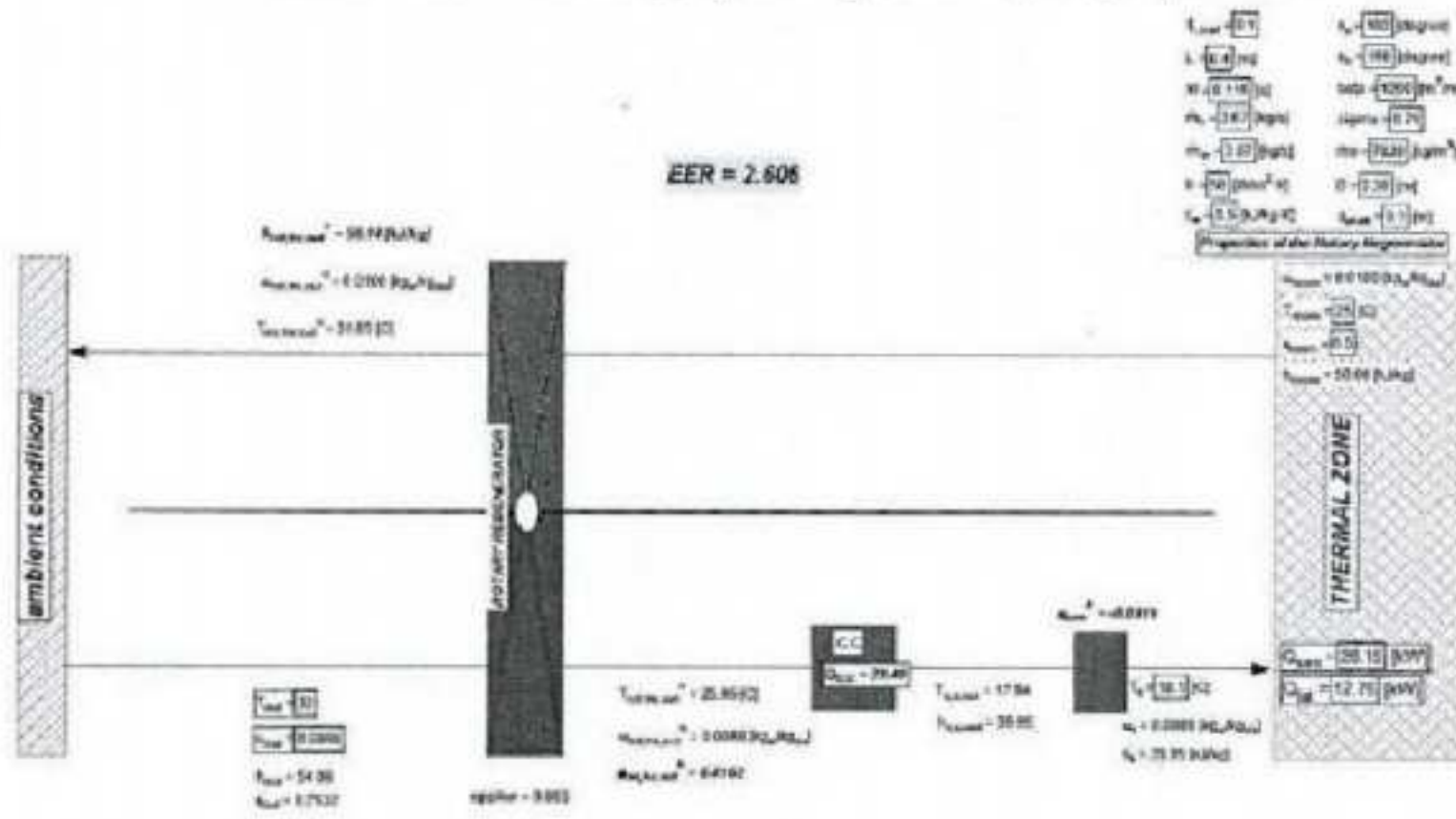
3. 1. نماذج الدرجات المقترحة والمدرّوسة

I- نموذج النظام التقليدي: ويتألف من وشيعة تبريد مباشر DX مع مبادل حراري ارجاعي مبين في الشكل 1 .

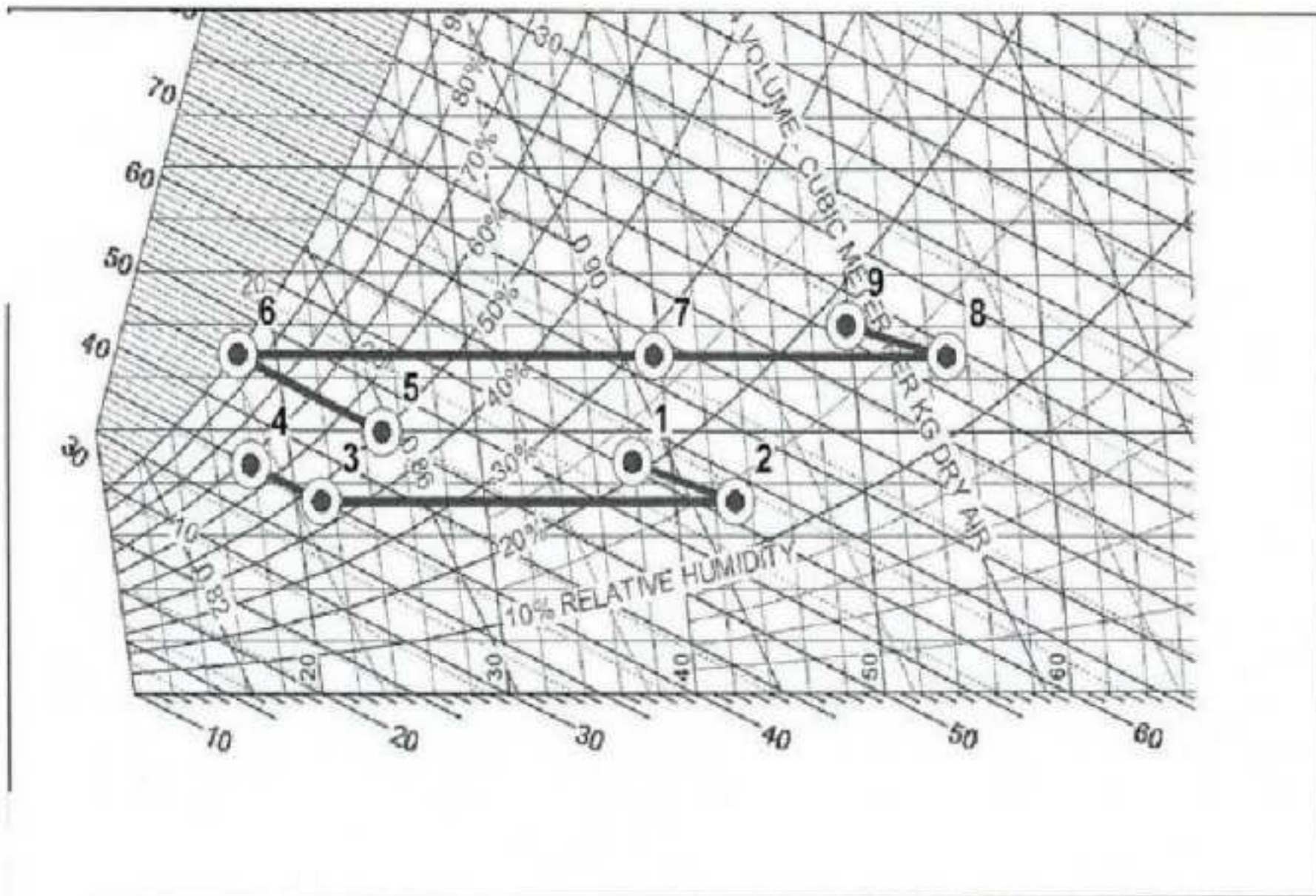
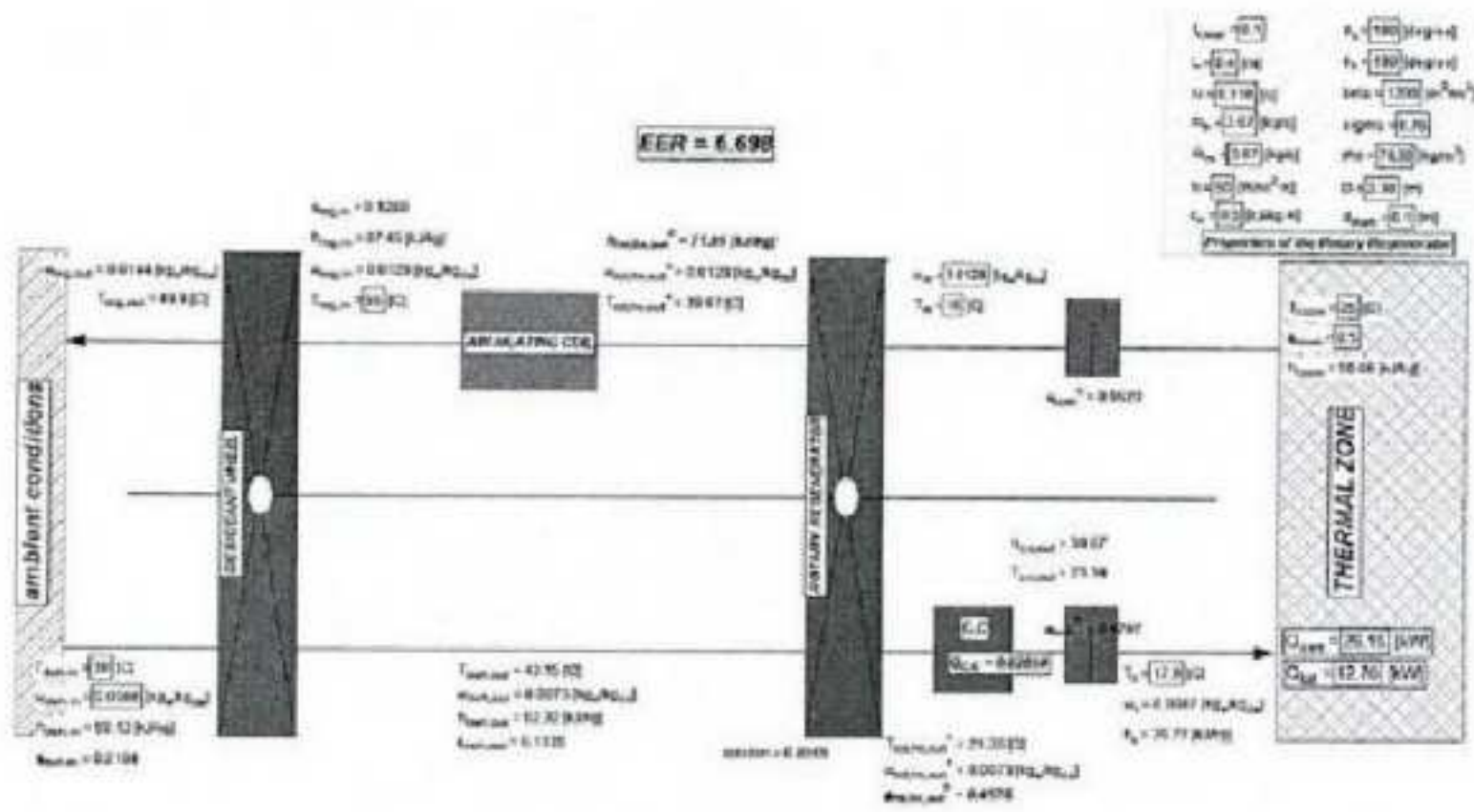
II- نموذج النظام التجفيفي الهجين مع وشيعة تبريد - مبادل حراري وترطيب (تبخير مباشر) على الطرفين، المنفذ في البرنامج EES مبين في الشكل 2 ومسمى في هذا البحث DECH .

III- نموذج النظام التجفيفي الهجين مع تبريد زائد محسوس - مبادل حراري، وترطيب على خط التغذية فقط مبين في الشكل 3 .

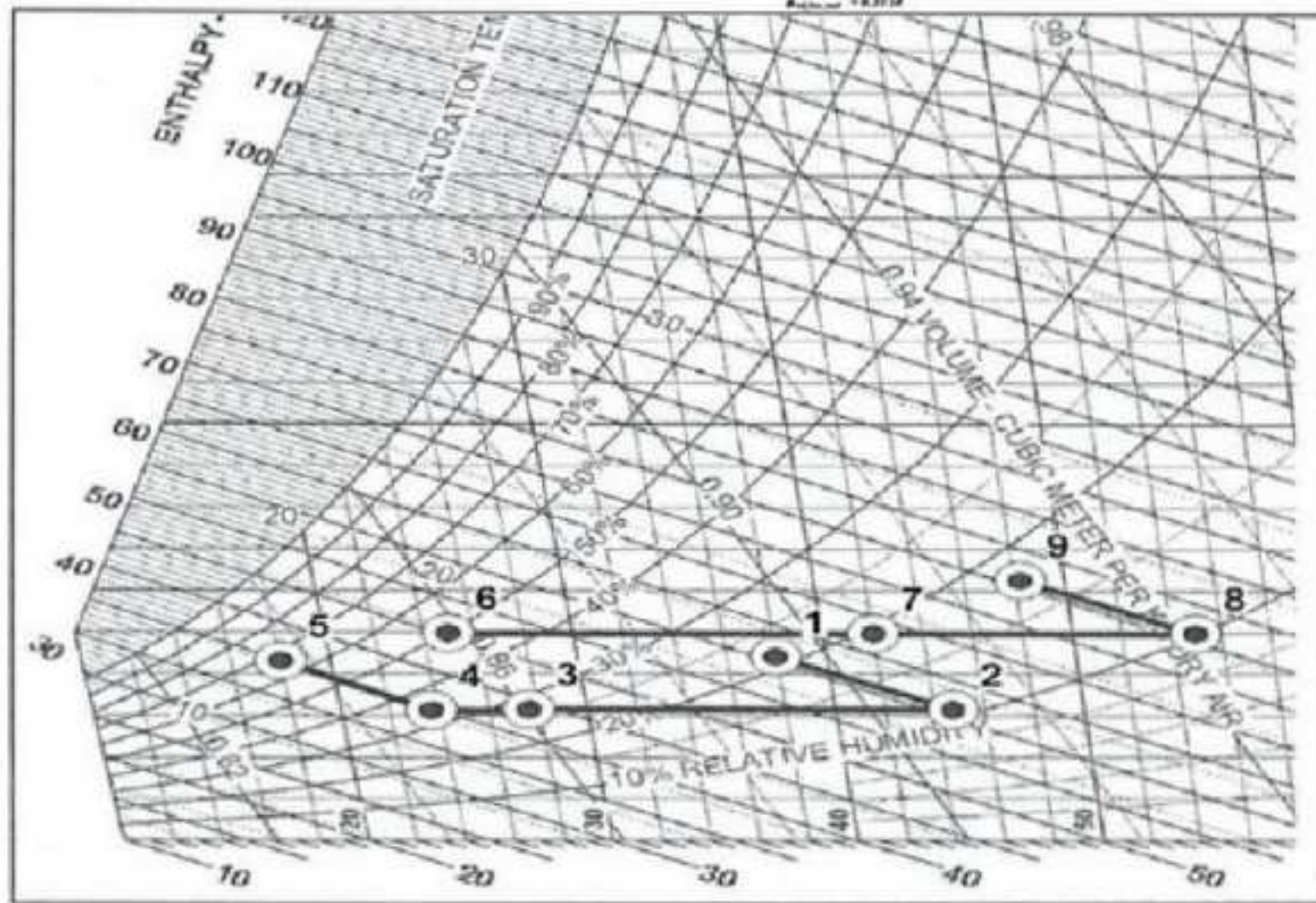
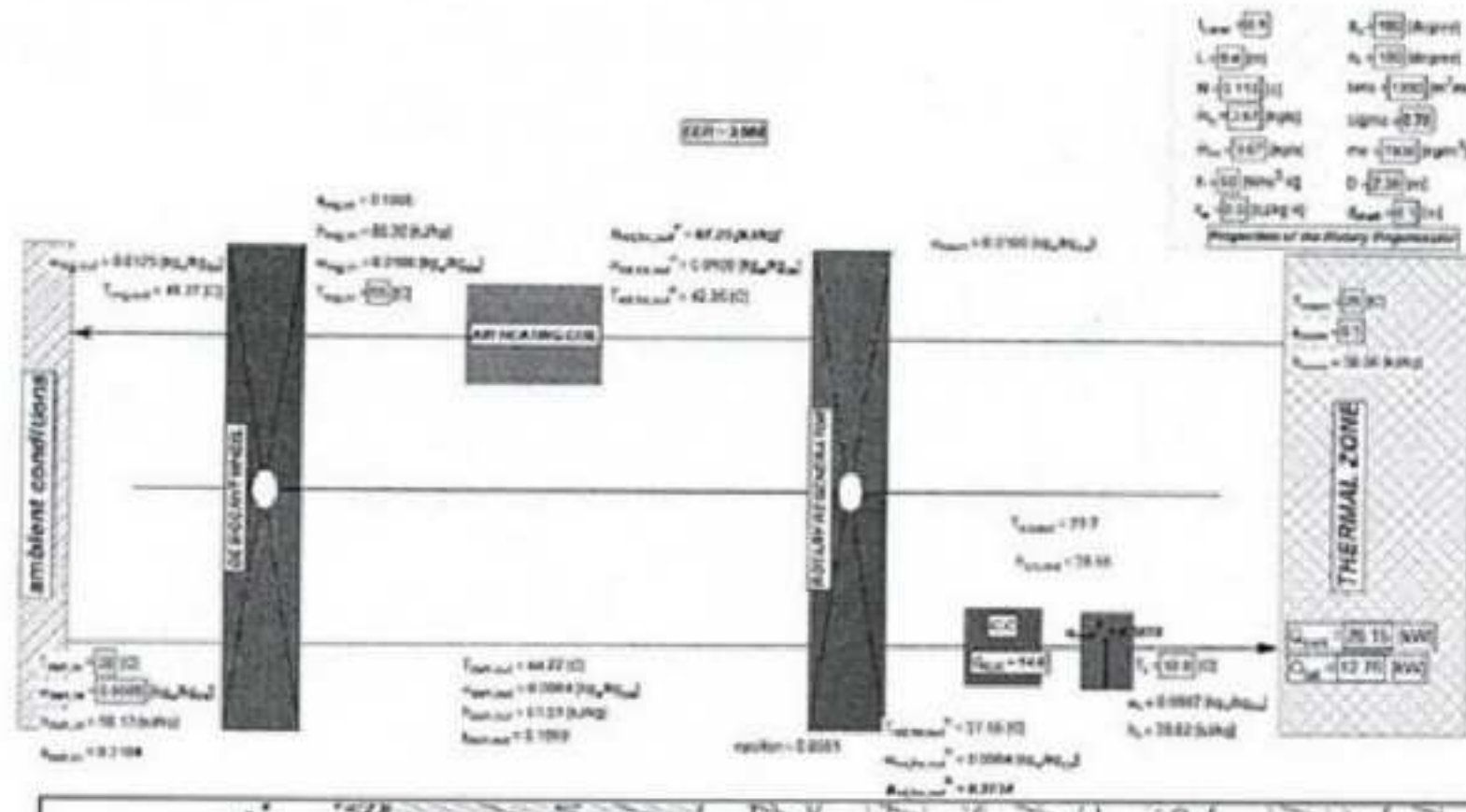
IV- نظام دارة تبريد تبخيري تجفيفي مع ترطيب على الطرفين، الشكل 4.



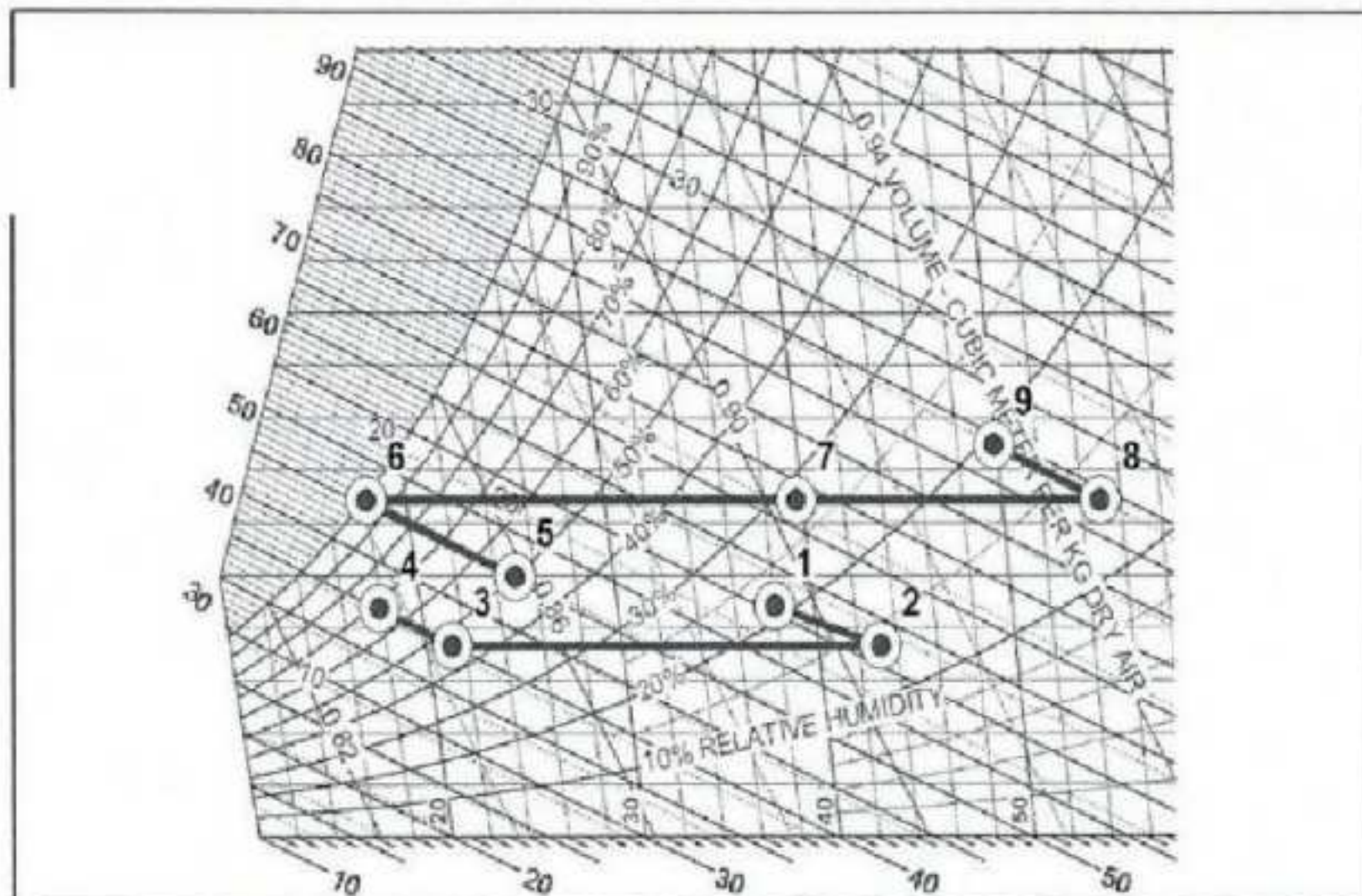
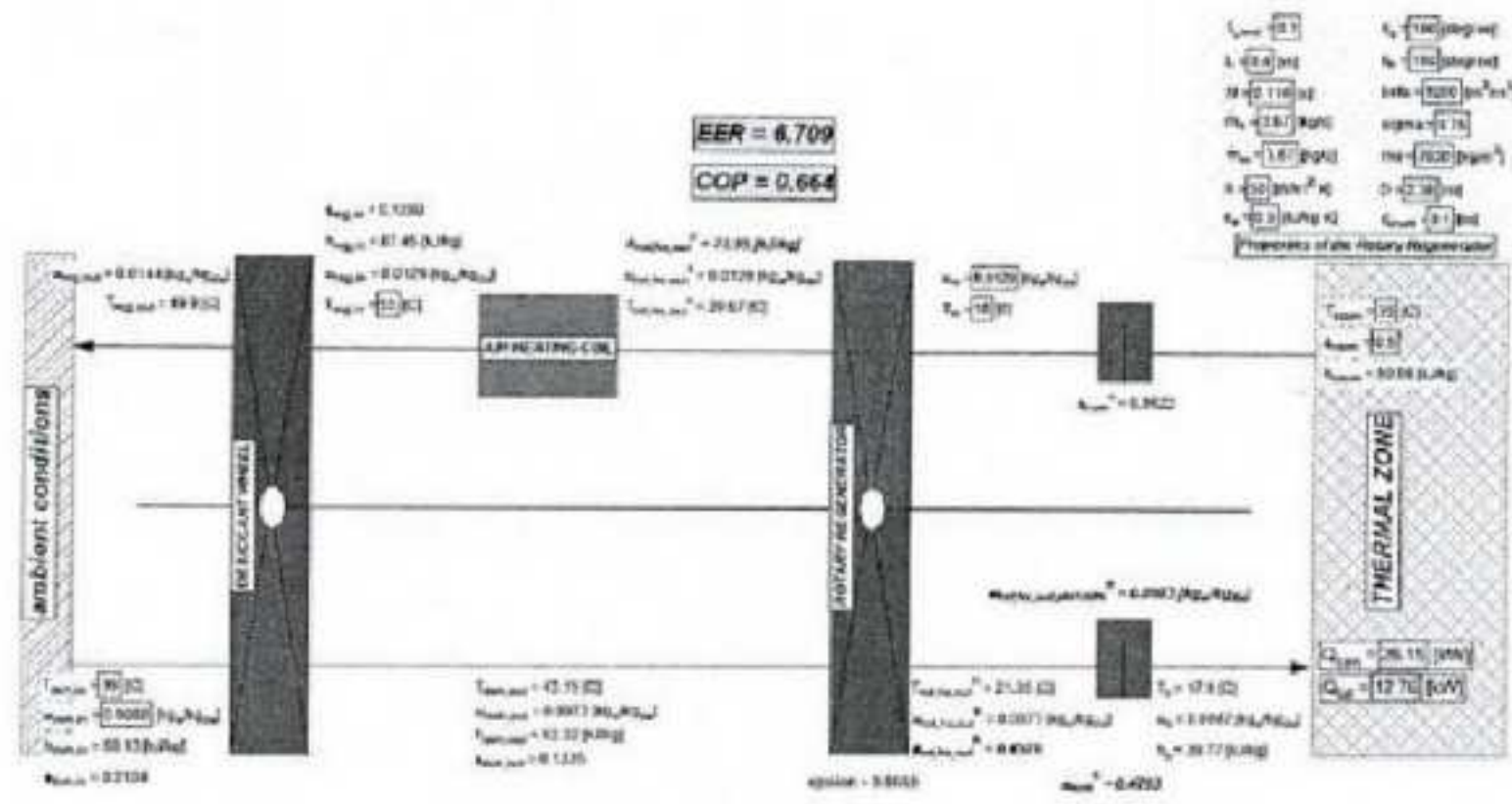
الشكل 1 مخطط الدارة الاولى النظام التقليدي مع مبادل حراري اوجاعي - تمثيل الدارة على نافذة ادخال البرنامج EES



الشكل 2 النظام التجفيفي الهجين مع وشيعة تبريد -هواء نقي- مبادل حراري وترطيب على الطرفين



الشكل 3 النظام التجفيفي الهجين مع تبريد زائد محسوب - مبادل حراري، وتوطيب على خط التغذية فقط



الشكل 4 نظام دارة تبريد تبخيري تجفيفي مع ترطيب على الطرفين

درست كافة الدارات لأجل الشروط المناخية لدمشق وفقاً للفرضيات التالية:

- النظام ذو تدفق هواء متغير وبالتالي درجة حرارة المنطقة المكيفة يتم التحكم بها عبر تدفق هواء متغير. تعمل كافة الدارات ب 100% هواء خارجي، درجات الحرارة الخارجية لمدينة دمشق $40^{\circ}\text{C} - 32$ مع محتوى رطوبة $0.0088 \text{ kg/kg}_{\text{air}}$. الشروط التصميمية الداخلية: لأجل نظام تقليدي ومختلط (هجين) : $\Phi = 45-55\%$ ، $T_{\text{room}} = 25^{\circ}\text{C}$ ، درجة حرارة الهواء الخارجي مع الرطوبة النسبية متغيرة للهواء الخارجي تختلف لكل ساعة . مجرى هواء احادي، منطقة مفردة وأنظمة تدفق هواء ثابتة (تدفق الهواء البارد ثابت) ، فترة عمل النظام: الشروط الصيفية (1 حزيران - 30 أيلول) ؛ مجال الزمن الشمسي من الساعة 8- وحتى 20). درجة حرارة التغذية للنظام التقليدي و DECH الهجين متغيرة من 16°C ، وحتى 20°C ، السعر الواسطي لوحددة الطاقة الكهربائية المعتمدة في دمشق 4 S.P/kWh ، السعر الواسطي لوحددة الماء (للتربيب) المأخوذ بعين الاعتبار 25 S.P/m^3 ، زيادة التسخين للهواء خلال مروحة التغذية والدكت 1°C . الميزات الأساسية للدولاب المجفف المستخدم في الدارات التجفيفية والهجينة مشروح في المرجع [2] Beccali M . الصفات الأساسية للدولاب المختار هي:

- المواد المجففة: عبارة عن السيليكات المعدنية المثبتة الى القطاع الدائري السيراميكي. T_{reg} (درجة حرارة تنشيط المجفف) تتغير بين 80°C و 40°C وعمق الدولاب: 200 mm . سرعة دوران الدولاب: 30 r.p.h .

بيانات الأداء المتعلقة بالحالة الخاصة

(تدفق هواء العملية: $10000 \text{ m}^3/\text{h}$ ؛ $T_{\text{room}} = 26^{\circ}\text{C}$ ؛ $\Phi = \text{RHr} = 50\%$).

انظر الشكل 4

نظام التحكم DW : T_{reg} متغيرة (لكل ساعة، النظام يقيم T_{reg} صغرى لازمة لمتطلبات التجفيف). كما هو مبين في النظام الهجين، أخذت بعين الاعتبار افتراضات أكثر وهي:

- حالة ثابتة لكل ساعة من الحساب.
- الرطوبة النسبية العظمى بعد وشيعة التبريد CC (لأجل النظام التقليدي): 95%
- مردود مروحة التغذية والرجوع: 70% .
- انخفاض الضغط في جهة هواء التغذية لأجل: 0.70 kPa و 0.20 kPa من جهة الهواء الراجع.
- انخفاض الضغط في جهة هواء التغذية لأجل النظام المختلط: 0.80 kPa و 0.30 kPa من جهة الهواء الراجع
- ملاحظة : مبين على اشكال الدارات السابقة احد الامثلة المدروسة والمحسوبة
- 3. 2. الدراسة الحرارية لعناصر الدارة التجفيفية التبخرية
- 3. 2. 1. الدراسة الحرارية و الترموديناميكية للمسترجعات:
- تمت دراسة المبادل الحراري الاسترجاعي وفقا للمعادلات الناظمة لعمل المسترجع الحراري[6].

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \quad (1)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (2)$$

$$C_r = M_w C_w N \quad (3)$$

C تنفق السعة الحرارية

الدليل السفلي : للهواء البارد c و الساخن h و جدار المصفوفة w .
علاقة الفعالية الحرارية ε :

إن الفعالية الحرارية للمسترجع تابع لأربع عوامل أساسية :

$$\varepsilon = f(NTU_0, C^*, C_r, (hA)^*) \quad (4)$$

حيث :

$(hA)^*$ هو عامل تأثيره على الفعالية الحرارية يكون مهملا عندما $0.25 \leq (hA)^* \leq 4$ وتتراوح قيمته في دارات التكييف من الواحد و لذلك فإن الفعالية الحرارية في دارات التكييف تتعلق بعوامل ثلاث :

$$\varepsilon = f(NTU_0, C^*, C_r) \quad (5)$$

C^* : العدد اللابعدي لتدفق السعة الحرارية و هو النسبة بين تدفق السعة الحرارية الأعظمي و تدفق السعة الحرارية الأصغري.
 NTU_0 : عدد وحدات التبادل الحراري.

Cr^* : العدد اللابعدي لتدفق السعة الحرارية لجدار المصفوفة و هو النسبة بين تدفق السعة الحرارية لجدار مصفوفة المسترجع و تدفق السعة الحرارية الأصغري.

من المعادلات المشروحة يعطى المردود الحراري للمسترجع بالعلاقة :

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \left(1 - \frac{1}{9C_r^{*1.95}} \right) \quad (6)$$

ε_{cf} : الفعالية الحرارية لمسترجع حراري مسطح مكافئ ويعطى بالعلاقة:

$$\frac{1 - \exp[-NTU_0(1-C^*)]}{-C^* \exp[-NTU_0(1-C^*)]} \xrightarrow{C^*=1} \frac{NTU_0}{1+NTU_0} \quad (7)$$

Cr^* : وتعطى بالعلاقة :

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad (8)$$

حيث :

$$\left. \begin{aligned} C_{max} &= \text{Max}(C_h, C_c) \\ C_{min} &= \text{Min}(C_h, C_c) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (10)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{shaft}^2) \times L \times \beta \times (1 - A_{fr}) \quad (11)$$

$$A_h = \frac{\theta_h}{\theta_i} A \quad (12)$$

$$A_c = \frac{\theta_c}{\theta_i} A \quad (13)$$

$$NTU_0 = \frac{1}{C_{\min}} \frac{1}{\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c}} \quad (14)$$

درجة حرارة الخروج للهواء الساخن و البارد:

إن الفعالية الحرارية من مفهومها الأساسي تعبر عن نسبة كمية الحرارة المنتقلة بين الهواء الساخن والبارد إلى أعظم كمية حرارة يمكن أن تنتقل بينهما و التي تعطى بالعلاقة :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{q}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (15)$$

حيث :

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (16)$$

$$q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (17)$$

$$q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (18)$$

ومنه فإن درجة حرارة الخروج للهواء البارد تعطى بالعلاقة:

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{\varepsilon \cdot C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}{C_c} \quad (19)$$

وللهواء الساخن :

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}{C_h} \quad (20)$$

3. 2. 2. الدراسة الحرارية والترموديناميكية لعمل المجفف الدوار Yunus

A [10]:

من أجل تقييم أداء مجفف دوار من (Silica Gel) تم الاعتماد على معادلتين بسيطتين تم الحصول عليهما من خلال ربط عدد كبير جداً من القيم التجريبية، وفقاً لبيانات مصنع المجففات وقد قام بهذا العمل (Beccali et al.) (2003) [2] وبينوا أن هاتين المعادلتين تقيمان أداء المجفف الدوار بشكل جيد جداً.

تُعطي المعادلتان التاليان حالات خروج هواء التغذية من المجفف ممثلةً بالانتالبي والرطوبة النسبية:

$$h_{dch,out} = 0.1148.h_{reg,in} + 0.8852.h_{dch,in} - 0.9474 \quad (21)$$

حيث:

$h_{dch,out}$: انتالبي هواء التغذية عند خروجه من المجفف $[kJ/kg]$.

$h_{reg,in}$: انتالبي هواء إعادة التنشيط $[kJ/kg]$.

$h_{dch,in}$: انتالبي هواء التغذية قبل دخوله إلى المجفف $[kJ/kg]$.

$$RH_{dch,out} = 0.9428.RH_{reg,in} + 0.0572.RH_{dch,in} \quad (22)$$

حيث:

$RH_{dch,out}$: الرطوبة النسبية لهواء التغذية عند خروجه من المجفف.

$RH_{reg,in}$: الرطوبة النسبية لهواء إعادة التنشيط.

$RH_{dch,in}$: الرطوبة النسبية لهواء التغذية قبل دخوله إلى المجفف.

3.2.3 دراسة المرطبات

تُعتمد عمليات التبريد التبخيري المباشر (ترطيب) في أنظمة التكييف على مبدأ التبريد التجفيفي التبخيري. يتم الاعتماد على مرطبات الماء السائل فقط حيث إن استخدام مرطبات البخار غير مفيد في هذا النوع من الأنظمة .

هنالك العديد من أنظمة الترطيب حيث يتم الاختيار اعتماداً على :

نوعية الماء (مساوة الماء)، الطول الإجمالي للمرطبة، مفايد الضغط، التكاليف الأساسية للنظام. أحد أنواع الترطيب و يدعى الترطيب بالترذيد يتم فيه ترذيد الماء بشكل كبير محدثاً ضباباً داخل هواء التغذية (. يتميز هذا النوع بمفايد ضغط منخفضة و فعالية عالية (عند فعالية ترطيب 90% فإن مفايد الضغط تعادل 50 kPa) إلا أن هذا النوع من المرطبات له أطوال كبيرة و تكاليف تأسيسية عالية [7].

مردود المرطبة ϵ_{hum} هو النسبة بين الزيادة في محتوى الرطوبة لهواء التغذية إلى أكبر زيادة في محتوى الرطوبة يمكن الوصول إليها (أي عند رطوبة نسبية لهواء العملية 100%).

$$\epsilon_{hum} = \frac{W_{in} - W_{out}}{W_{in} - W_{max}} \quad (23)$$

3.3.4 حساب الأحمال الحرارية التبريدية باستخدام برنامج المحاكاة

:TRNSYS 16

تم الحساب بهذه الطريقة أيضا باعتماد جداول ASHRAE ولكن يتم الحساب على أساس محاكاة الحالة الحقيقية للحمل حيث يتم استخدام المعلومات المناخية من الارصاد الجوية، درجات الحرارة الجافة والرطوبة و الرطوبة النسبية و الإشعاع الشمسي وكل معلومات الطقس (التي تم بناءها استنادا إلى قراءات لمدة 30 عام) لبرنامج المحاكاة إضافة إلى إمكانية تحديد عدد الأشخاص الموجودين في كل ساعة عمل و شدة الإضاءة و تغير قيمتها طوال اليوم و يمكن إهمال حساب أيام العطل الأسبوعية و الرسمية (حيث أنه من الممكن تواجد الحمل الأعظمي في إحدى هذه الأيام). تم اعتماد الحمل الحراري المحسوب باستخدام هذه الطريقة (حيث تم حساب أيام العطل) و اختيار التجهيزات المناسبة له Wajih Naimeh [9].

3.3.5 دورة التنشيط الشمسية:

تحتاج دارات التبريد التجفيفي التبخيري كغيرها من دارات التبريد الحراري إلى منبع حراري . إن الحرارة في دارات التبريد التجفيفي التبخيري تصرف على رفع درجة حرارة هواء إعادة التنشيط (الهواء الراجع من الغرفة) وذلك قبل دخوله إلى الدوالب المجفف. إن هذا الارتفاع في درجة الحرارة هو ضروري لعمل المجفف حيث أنه عند ارتفاع درجة حرارة هواء إعادة التنشيط فإن ضغط الإشباع لبخار الماء الموجود في الهواء يرتفع مما يزيد قابلية الهواء لاحتواء

كمية أكبر من الماء ومنه عند دخوله إلى المجفف يتم سحب الماء من المادة المجففة و بالتالي إعادة تنشيطها.

إن هذا المنبع الحراري يمكن أن يكون منبعاً حرارياً تقليدياً (مرجل - سخان كهربائي). ولكن و بسبب درجات الحرارة المطلوبة المنخفضة نسبياً إضافة إلى أن الدارة هي دارة تكييف صيفي (أي أن وقت عمل الدارة يوافق وقت الإشعاع الشمسي الأعظمي من السنة) أدت إلى جعل الطاقة الشمسية المنبع الحراري الأنسب لهذه الدارة [4]Heat and Mass Transfer 2006 .

3.3.6 وشيعة التبريد

CC هي وشيعة تبريد تمتد مباشر، وبالتالي الأنظمة المحللة هي وحدات تمتد مباشر مجمعة (فوق السطح). EER المتوسطة الفصلية لوحدة التبريد للنظام المختلط.

المكلف هوائياً لوحدة التبريد، بدون مبادل حراري استرجاعي للتكثف.

3.3.7 الحمل الحراري للمكان المكيف و تدفق هواء التغذية :

يحسب تدفق هواء التغذية m_s في النظام الهجين من معادلة توازن الطاقة عند الشروط التصميمية التالية:

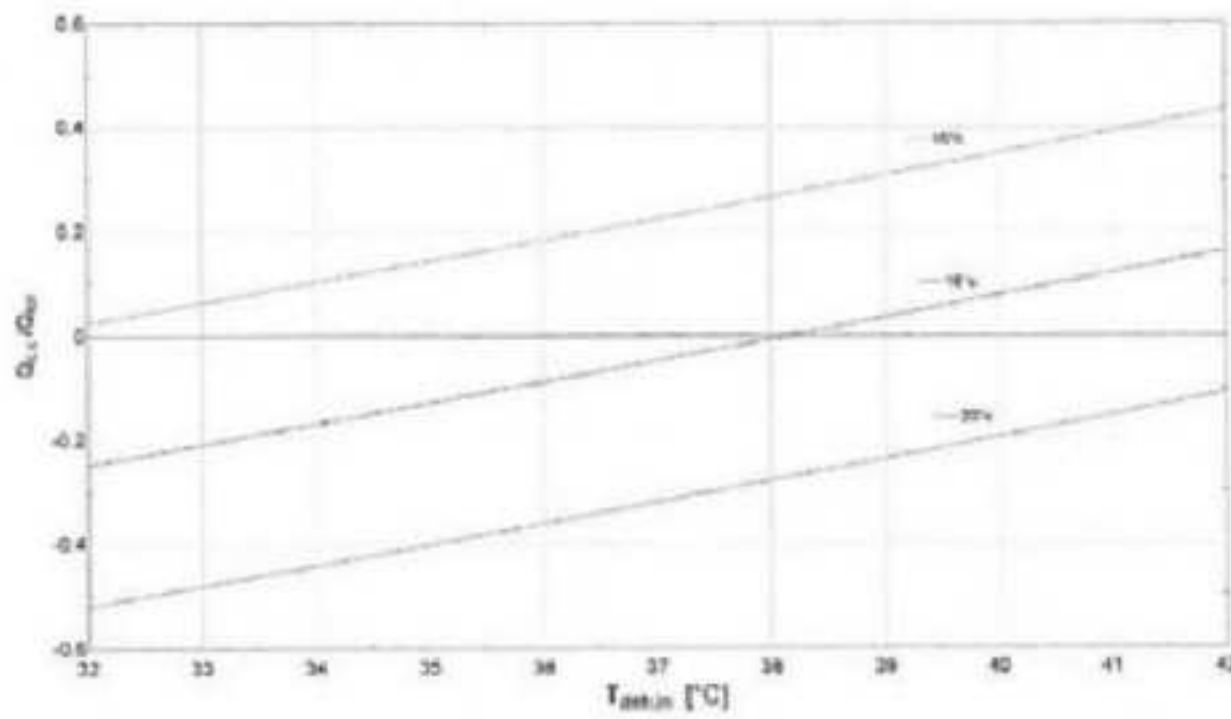
$$Q_{tot} = m \cdot (h_r - h_s) \quad (24)$$

يحدد الحمل الحراري للمكان المكيف في هذه المعادلة باستخدام الشروط التصميمية التبريدية المحددة أعلاه باستخدام برنامج المحاكاة TRNSYS 16: T_{room} و Φ_{room} ثابتة من قبل المستخدم وبالتالي تحسب h_r و h_s . ثم لكل ساعة لأحمال حرارية متنوعة، نقطة هواء التغذية s تتغير حسب المعادلة (24) و يمكن أن يقيم استهلاك الطاقة. كما هو معروف حددت درجة حرارة تغذية T_s وفقاً لقيم SHR النظام التقليدي: يبرد تدفق هواء التغذية أولاً إلى T_{rot} . بواسطة المبادل الحراري الاسترجاعي . (إذا كان $T_{rot,hx} \leq T_{room}$ ، فالاسترجاع الحراري غير ملائم، وبالتالي فإن هواء التهوية يأتي مع مجرى الهواء الخارجي)، ثم يمزج مع الهواء الراجع (r) . الهواء الممزوج (m) يبرد ويجفف بواسطة CC حتى الحالة cc، النظام الهجين: هواء التهوية (o) يجفف في الدوالب المجفف

حتى deh ، يبرد حتى $T_{rot, hx}$ ، بواسطة المبادل الارجاعي المحسوس، أخيراً المروحة/الدكنات تسخنه حتى النقطة s .

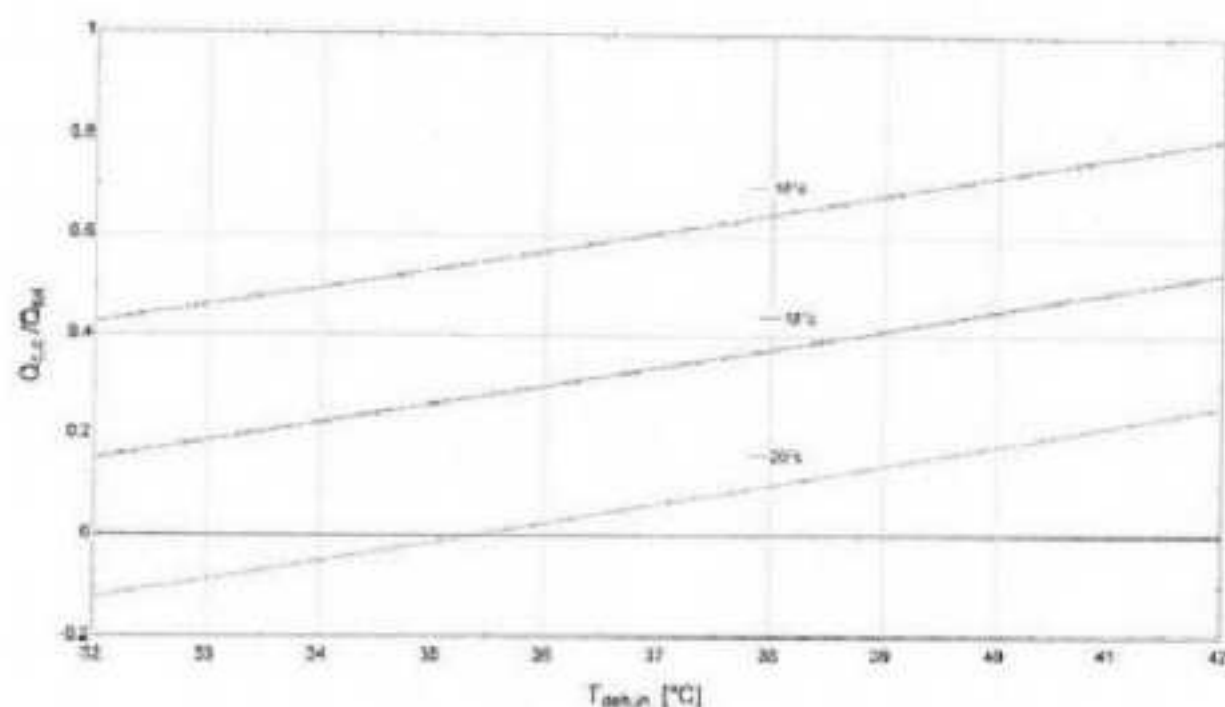
3.3. 8 اجراء عملية النمذجة :

درست الدارات المسابقة واخذ مثال عملي صالة بيع وتم التركيز على نسبة مشاركة وشيعة التبريد التقليدية بالنسبة للحمل التبريدي اللازم Q_{cc}/Q_{tot} كتابع لتغير الشروط الخارجية ودرجة حرارة هواء التغذية كما هو مبين في الشكل 5 للدائرة الثانية. نلاحظ من الشكل 5 عند درجة حرارة هواء التغذية $20^{\circ}C$ لانحتاج ابدا وشيعة التبريد التقليدية حتى درجة خارجية $42^{\circ}C$ اما عند درجة حرارة هواء التغذية $18^{\circ}C$ يبدأ عمل وشيعة التبريد التقليدية عند درجة خارجية اعلى من $38^{\circ}C$ اما عند درجة حرارة هواء التغذية $16^{\circ}C$ يبدأ عمل وشيعة التبريد التقليدية عند درجة خارجية اعلى من $32^{\circ}C$



الشكل 5 نسبة Q_{cc}/Q_{tot} كتابع لدرجة الحرارة الخارجية عند درجة حرارة هواء التغذية $16-18-20^{\circ}C$

وكذلك نتائج الدارة الثالثة مبينة في الشكل 6



الشكل 6 نسبة Q_{cc}/Q_{tot} كتابع لدرجة الحرارة الخارجية عند درجة حرارة الهواء التغذية $16-18-20^{\circ}\text{C}$

نلاحظ من الشكل 6 عند درجة حرارة الهواء التغذية 20°C يبدأ عمل وشيعة التبريد التقليدية عند درجة خارجية اعلى 35.5°C اما عند درجة حرارة الهواء التغذية 18°C يبدأ عمل وشيعة التبريد التقليدية عند درجة خارجية اعلى من 32°C بنسب لا تتجاوز 42% ، اما عند درجة حرارة الهواء التغذية 16°C يبدأ عمل وشيعة التبريد التقليدية عند درجة خارجية اعلى من 32°C وتصل النسبة حتى 80% ، كما تم حساب معامل كفاءة استهلاك الطاقة EER كتابع للشروط الخارجية ودرجة حرارة تغذية الهواء

$$EER = Q_{tot} / (p_c + p_{dch} + p_{rot, hx} + p_f + p_w)$$

حيث p_c الاستطاعة الكهربائية لدارة التبريد التقليدية

p_{dch} الاستطاعة الكهربائية للدولاب المجفف

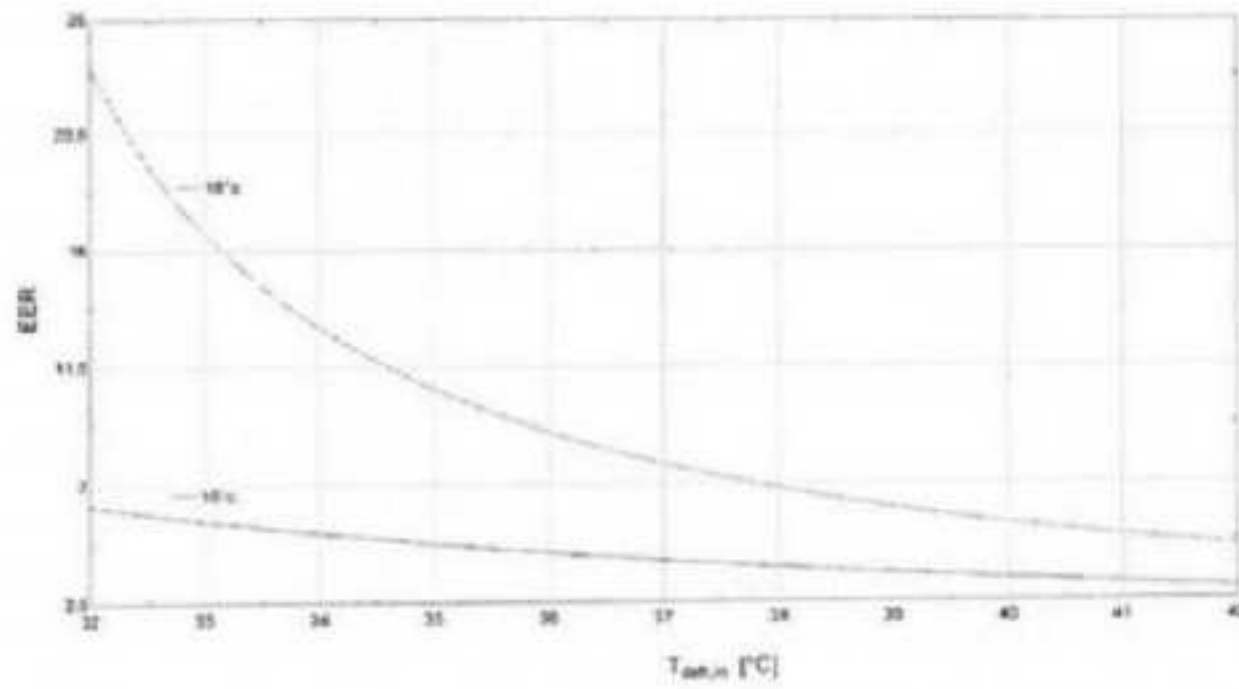
$p_{rot, hx}$ الاستطاعة الكهربائية للمبادل الحراري الارجاعي

p_f الاستطاعة الكهربائية لمروحة التغذية والطررد

p_w الاستطاعة الكهربائية للمرطبات

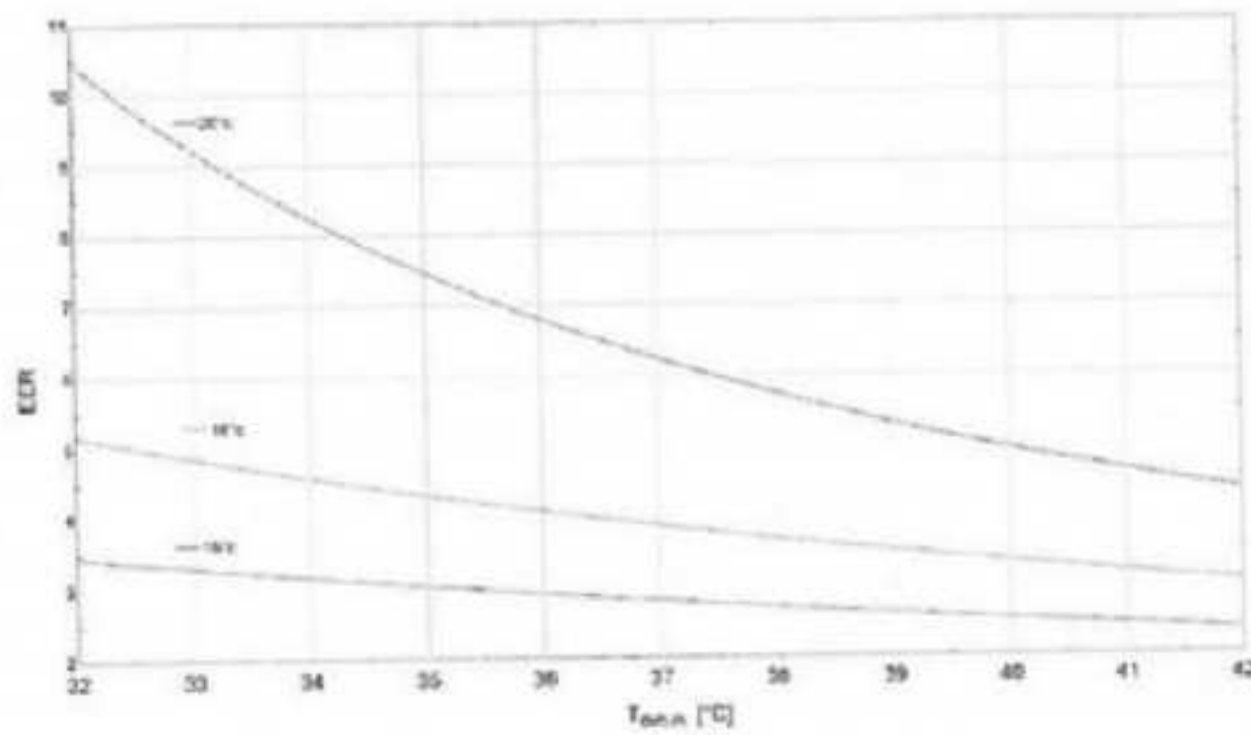
Q_{tot} حمل التكييف اللازم

يبين الشكل 7 نتائج الدارة الهجينة الثنائية



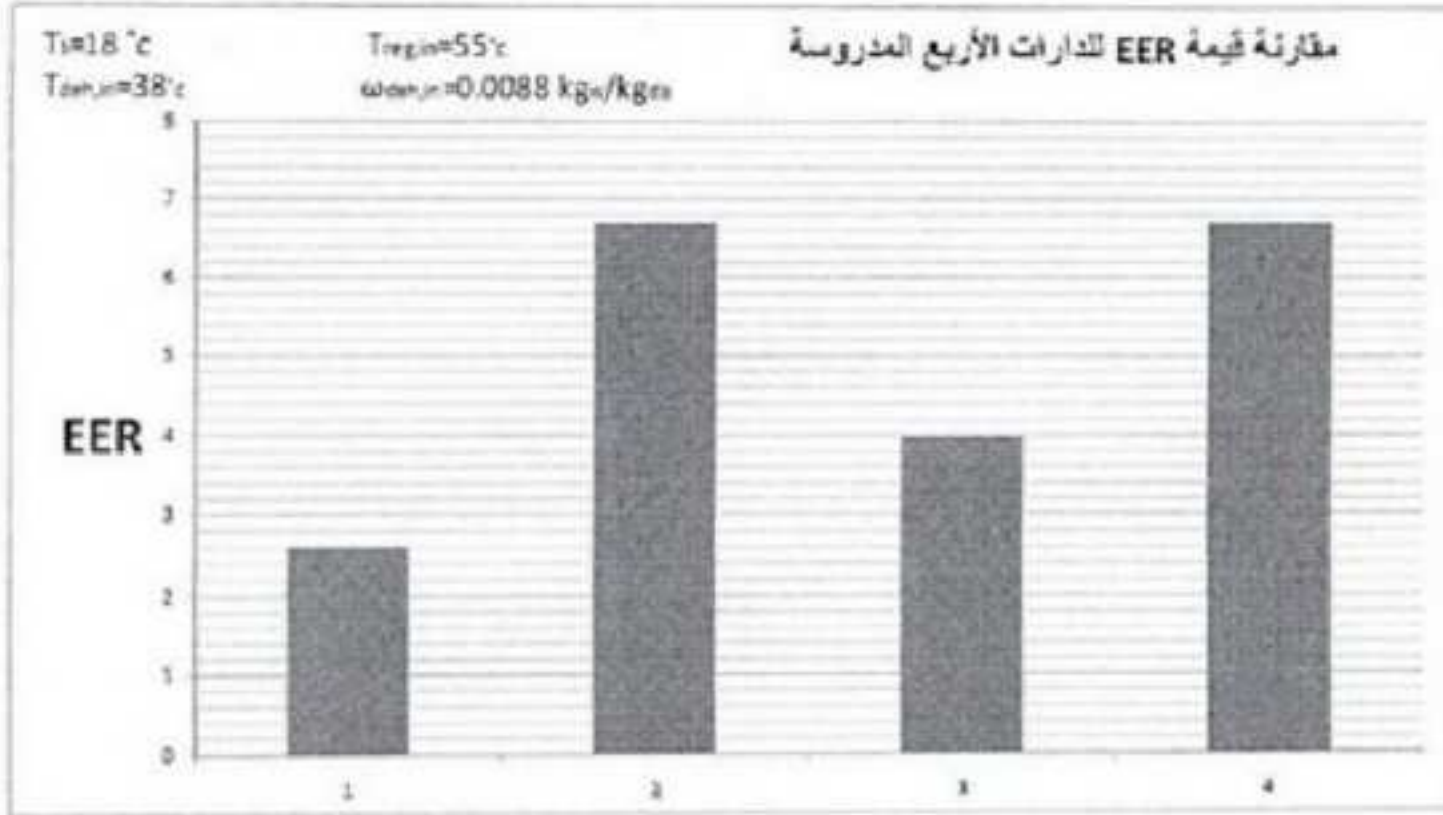
الشكل 7 معامل كفاءة استهلاك الطاقة EER كنابع للشروط الخارجية ودرجة حرارة تغذية الهواء، 16- 18 °C للدارة الثنائية الهجينة

ونقائج الدارة الثالثة في الشكل 8



الشكل 8 معامل كفاءة استهلاك الطاقة EER كنابع للشروط الخارجية ودرجة حرارة تغذية الهواء، 16- 18-20 °C للدارة الثالثة الهجينة

قورنت نتائج الدارات الاربعة عند الشروط المدروسة ولخصت في الشكل 9



الشكل 9 معامل كفاءة استهلاك الطاقة EER كتابع للشروط الخارجية ودرجة حرارة تغذية الهواء $18\text{ }^{\circ}\text{C}$

للدارات 1، 2، 3 و 4

4. النتائج والمناقشة

من أجل تقييم توفير تكاليف الاستثمار (التشغيل) الذي نحصل عليه باستخدام أنظمة التبريد نسبة الى الأنظمة التقليدية، نوقشت النتائج الحسابية لكمية استهلاك الطاقة الصيفي وكلفة التشغيل للنظام التقليدي وأنظمة التبريد الهجينة (DECH) ولخصت كما يلي:

نلاحظ من الشكل 9 بان قيمة EER للدارة الثانية مرتفع يصل ال 6.75 وهي قيمة مرتفعة اذا ما قورنت مع قيمة EER للدارة التقليدية التي لا تتجاوز 2.6 وللدارة الثالثة يصل حتى 4 وللدارة الرابعة التبخيرية التبريدية فقط يصل الى 6.75 ايضا وبذلك تكون الدارة الثانية والرابعة هي الافضل وتقدم التوفير المطلوب .

طاقة التبريد الحرارية Q_{cc} المحتاجة من وشيعة التبريد والنسبة المئوية Q_{cc}/Q_{tot} بالنسبة للنظام التقليدي مبينة في الشكل 5، 6.

كلفة التشغيل الكلية للدارة الثانية C_1 اقل مقارنة مع النظام التقليدي توفير التشغيل للنظام التبريدي يصل الى (35-40%)

التوفير في استهلاك الكهرباء للنظام الهجين DECH يتراوح 35-47%
 أنظمة التجفيف جيدة التحكم، في كل الشروط، T_w و RH الداخلية.
 نسبة الحمل المحسوس الى الحمل الكلي لوشية التبريد تقريباً دائماً أكبر
 من 0.75، في بعض الأحيان لا تسمح بالتحكم في الأحمال الكامنة الكبيرة.
 كما بينت الدراسة الكلفة الأساسية للنظام التجفيفي أكبر بالنسبة للنظام
 التقليدي، على كل حال، بالرجوع الى السوق تبين زمن استرداد قيمة النظام
 الهجين DECH 3-4 سنوات، أيضاً بمراعاة النظام التقليدي مقارنة مع الوحدة
 السقفية التقليدية، تحقق استرداد حوالي خمس الى سبع سنوات كما هو في Ursula
 . [8]Eicker

5. الاستنتاجات والتوصيات

نحصل في هذا البحث على كلفة التشغيل الصيفية لنظام تكييف الهواء
 التقليدي ولأنظمة تبريد تجفيفية وهجينة مختلفة، لخصت النتائج المتعلقة للتطبيق
 العملي لصالة بيع (SHR الأساسية ≈ 0.75)، في الشروط الصيفية، كما يلي:
 تصل قيمة التوفير في كلفة التشغيل للنظام التجفيفي حتى 40% مقارنة
 مع النظام التقليدي، اذا كانت الطاقة الحرارية المطلوبة لاعادة التنشيط
 واعادة التسخين مقدمة من الحرارة الضائعة، فان قيمة التوفير في استهلاك
 الطاقة يصل حتى 78%. ونتيجة لذلك التقليل من انبعاثات ثاني اكسيد
 الكربون حيث انه مقابل توفير كل واحد طن تبريدي يقابله تخفيض واحد
 كغ من انبعاثات ثاني اكسيد الكربون. درجة حرارة اعادة التنشيط T_{reg}
 في الدوالب التجفيفي DWS مع المواد المجففة المستعملة للنظام
 التجفيفي (تقريباً دائماً أقل من $70^\circ C$)، كما هو معتبر. اذا الدواليب
 تسمح بتخفيض الطاقة الحرارية المطلوبة لاعادة التنشيط والطاقة الحرارية
 الكلية المطلوبة، وتعزز استثمار الحرارة الضائعة او الطاقة الشمسية.
 أنظمة التجفيف جيدة التحكم في كل الشروط لـ T_w و RH الداخلية. النظام
 التجفيفي الهجين هو بوضوح نظام تجفيفي مبتكر ومهم، يقدم توفير طاقة

كبير مع امكانية جيدة للسماح براحة حرارية داخلية. الطاقة الحرارية التبريدية المحتاجة تنخفض (حتى 53%) بالنسبة لـ للنظام التقليدي . توفير التشغيل وتخفيض الطاقة التبريدية يزداد باستعمال تبخير مباشر للأنظمة التجفيفية. توفير التشغيل الممكن تحقيقه مع الأنظمة التجفيفية يعتمد أيضاً على:

الشروط المناخية للموقع المعتبر. الأداء الفعال للدولاب التجفيفي DW . تعتمد كلفة التشغيل أيضاً على الطاقة الكهربائية المحلية وثمان الوقود والتي تتغير مع الزمن. الكلفة الأولية الأساسية للنظام التجفيفي هي عموماً أكبر مقارنة مع النظام التقليدي. الكلفة الحالية (يجب أن نلاحظ كلفة التجهيزات تتغير بشكل سريع نسبياً)، فترة الاسترداد البسيط حوالي 5-7 سنوات نحصل عليها لكلا النظامين 3،2 مع تبخير مباشر. اذا أخذنا بعين الاعتبار بشكل بسيط عدم تسعير DWS، فترة الاسترداد تحقق قيم أقل حوالي 3-4 سنوات. التوصيات : السعي من اجل استخدام هذه الدارة الهجينة ذات النموذج 2 لما تقدمه من مزايا حسنة . العمل جار لتكريب واختبار هذه الدارة في حرم الكلية . تستخدم دارة التبريد التبخيري التجفيفي لتكثيف صالات البيع في عدة مدن المانية منذ بضع سنوات .

المراجع

- [1] ASHRAE 2008, ASHRAE Handbook—Systems and equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc. Atlanta, GA, USA.
- [2] Beccali M, Butera F, Guanella R, Adhikari R.S. 2003. simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification. *International Journal of Energy Research* 27:17-23
- [3] Camargo J.R, Jr Godoy Ebinuma C.D. 2005. An Evaporative and Desiccant Cooling System for Air Conditioning in Humid Climates. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.* Vol. XXVII, No. 3 / 243.
- [4] Heat and Mass Transfer 2006 – Second, Revised Edition, Springer.
- [5] Numerical Heat Transfer, Part A: Application, 01 June 2004 “Influence of elevated pressure on sorption in desiccant Wheel”.
- [6] P. Mazzei, F. Minichiello, D. Palma, Desiccant HVAC systems for commercial buildings *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 545–560.
- [7] “Sorption properties for different types of molecular sieve and their influence on optimum dehumidification performance of desiccant wheels” *IJ of Heat and Mass Transfer*, 24 May 2006.
- [8] Ursula Eicker “Solar Technologies for Building” , WILEY, 0-471-48637-X.
- [9] Wajih Naimeh, 2008 Performance of Conditioning Desiccant Evaporating Cooling Cycles in Damascus city, *Damascus University Journal* Vol.24-No.2-2008 Page207-229.
- [10] Yunus A. Çengel & Michael A. Boles “Thermodynamics An Engineering Approach”, McGraw-Hill.

Economical , Environmental And Energetec Evaluation for HVAC Desiccant Hybrid Systems

Dr.Wajih Naimeh

Assistant Professor. Department of Mechanical Power Engineering-Faculty of Mechanical and Electrical Engineering-Damascus University-Syria

Abstract

This research aims to evaluate the DECH (desiccant evaporative cooling hybrid cycles). These cycles have energy efficiency with high EER (Energy-Efficiency-Ratio) and low ambient impact. It can be profitable if compared to traditional cycles . It also allows a better air supply quality. In this reaserch comparative study among (DECH) , desiccant and traditional cycles were achieved. It included consuming energy, Q_{tot} (total colling load) , ratio assisting colling load Q_{cc}/Q_{tot} , EER values, and operating costs . The study was done in Damascus University using EES (Engineering Equation Solver) based on a subdivision of the psychrometric chart . Calculation assumes hourly weather data extracted from Damacacus weather file and systems according to Damascus summer conditions in a selling Hall . Interest savings (up to 47 %) were obtained and reduction in ratio assisting colling load (up to 70 %) as well . Installation costs for desiccant cycles are generally lot more than the traditiona cycles. Capital gaining back is obtained in about 5–7 years.

Keywords: DECH cycles, desiccant weel, energy efficieny, environment-protection