

# التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

م. أحمد مرعي<sup>1</sup>

د.م. وجيه ناعمة<sup>2</sup>

## المخلص

تم في هذا البحث اجراء دراسة تحليلية للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية ، حيث تم الوصول الى عدد وحدات النقل NTU المثالي من أجل الوصول إلى التصميم الأمثل للدارة . كما أنه تمت دراسة تأثير اضافة مبادل حراري إلى الدارة وبينت النتائج ارتفاع معامل أداء المضخة الحرارية . وأنجزت الدراسة بتأثير ظروف مناخية مختلفة من حرارة ونسبة رطوبة . وبينت النتائج أن درجة الحرارة اللازمة للتنشيط منخفضة بالمقارنة مع الدارات التجفيفية الصلبة .

الكلمات المفتاحية : .

تكييف الهواء ، الدارة التجفيفية السائلة ، المضخة الحرارية ، عدد وحدات النقل ، درجة حرارة التنشيط .

<sup>1</sup> طالب دكتوراه في كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية- جامعة دمشق.

<sup>2</sup> استاذ في كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة دمشق.

**Optimal design of a liquid desiccant driven by heat pump  
by finding the optimum number of transmission units NTU  
to be used in air conditioning.**

Ahmad Marei<sup>1</sup>

Dr.Wajih Naimeh<sup>2</sup>

**Abstract**

**In this paper, an analytical study of the liquid desiccant driven by heat pump was conducted, whereby the ideal number of transmission units NTU was reached in order to reach the optimum design. The effect of adding a heat exchanger to the circuit was also studied, and the results showed the high performance coefficient of a heat pump. The study was accomplished by the influence of different climatic conditions, temperature and humidity. The results showed that the temperature required for regeneration is low compared to the solid desiccant circuits.**

**Keywords:.**

Air conditioning , liquid desiccant cooling system , NTU , heat pump ,regeneration temperature.

---

<sup>1</sup> PHD Student. Department Of Mechanical Power Engineering-  
Faculty Of Mechanical And Electrical Engineering-Damascus  
University-Syria

<sup>2</sup> Associate Professor, Department Of Mechanical Power Engineering  
Electrical Engineering-Damascus - Faculty Of Mechanical And  
University-Syria

## 1- هدف البحث وأهميته :

1- التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بال مضخة الحرارية انطلاقاً من النموذج الرياضي .

2- تأثير اضافة مبادل حراري للدارة المدروسة وامكانية رفع معامل الأداء .

## 2- المقدمة :

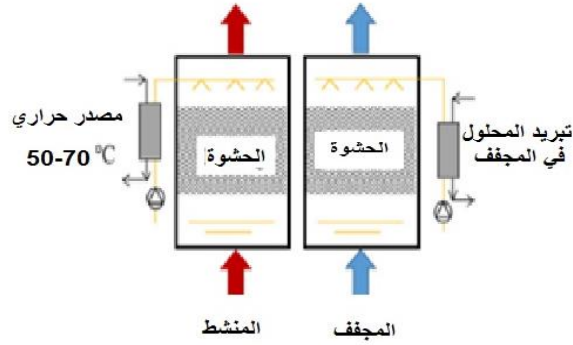
شهدت السنوات الأخيرة تطوراً سريعاً لأنظمة التبريد التجفيفي السائلي لامتلاكها العديد من المزايا عن باقي الأنظمة كالانخفاض في استهلاك الطاقة وامكانية حفظها، في هذا النظام يتلامس الهواء المراد معالجته مع السائل المركز في المجفف مما يؤدي إلى تبريد الهواء وسحب الرطوبة منه وكذلك انخفاض تركيز الملح في المحلول التجفيفي حيث تحصل عملية انتقال الحرارة والكتلة . المحلول الملحي يعاد تنشيطه في المنشط حيث يرتفع تركيز الملح داخله و من ثم يبرد ويعاد إلى المجفف من جديد الشكل ( 1 ) ، هناك العديد من البارامترات التي تؤثر في الأنظمة التجفيفية كندفق الهواء و درجة حرارته ورطوبته النسبية وشكل ومساحة الحشوة الداخلية في المجفف والمنشط [1] .

العملية الأمثل تتم بتأثير عدد من العوامل التي تتضمن نوع المحلول تدفق المحلول (تدفق متماثل، متصالب و متوازي )، معدل التدفق ، حالة الهواء الداخل و المحلول [2].

معظم الانظمة التجفيفية السائلة تستخدم تبريد المحلول لتحسين قدرة التجفيف وتستخدم مصادر حرارية لإعادة تنشيط المحلول المخفف من مصادر حرارية ضائعة[3] أو الطاقة الشمسية [ 4 ] و أبراج التبريد [5] يمكن استخدامها ايضاً في عملية التبريد المحلول .

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

التصميم الأكثر انتشاراً هو التصميم البرج ذي الحشوة الشكل (2) حيث يحصل داخله عملية انتقال الحرارة والكتلة بين فيلم المحلول المرشوش من أعلى البرج مع الهواء الداخل المراد معالجته [10].



الشكل (1) الدارة التجفيفية السائلة

أصبحت الأنظمة التجفيفية المقادة بالمضخة الحرارية مؤخراً هي الانظمة الأكثر شيوعاً لامتلاكها فوائد عالية من ناحية الحجم والفعالية[2].

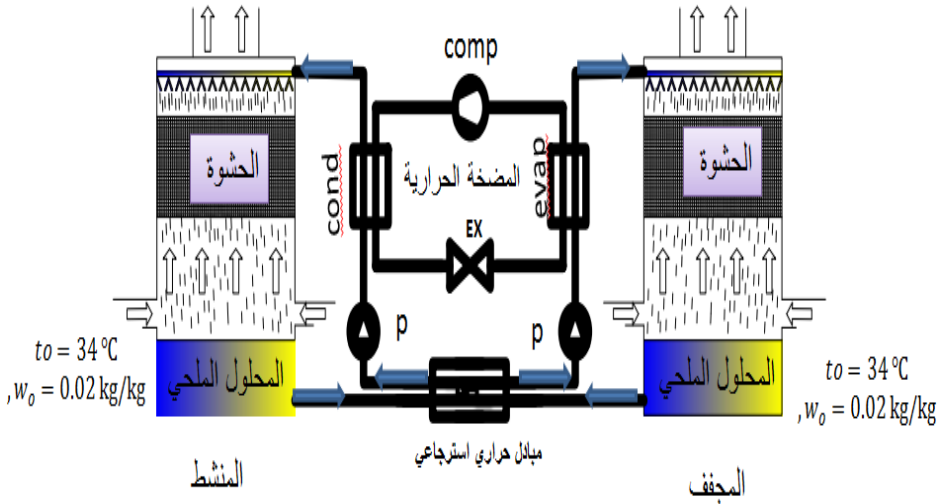
من خلال استخدام معدل الانحراف المطلق the average absolute deviations (ADD) بين التجارب الدراسات السابقة و نمذجة معادلات الطاقة والكتلة تبين انه 9.8 % لذلك يمكن الاعتماد على نمذجة النظام المتعكس المدروس الشكل (2) كنموذج أساسي لتحليل النظام [2] .

### 3- الموديل الرياضي

تم دراسة النموذج المتعكس المحلول النازل يلامس الهواء الصاعد الشكل (1) .  
قبل البدء بإيجاد النموذج الرياضي يجب الأخذ بعين الاعتبار الفرضيات التالية:

$$(t_{ex}=41\text{ }^{\circ}\text{C} ; w_{ex}=0.03\text{ kg/kg})$$

$$(t_s=21\text{ }^{\circ}\text{C} w_s=0.01\text{ kg/kg})$$



الشكل (2) دائرة التجفيف السائلي المقاد بالمضخة الحرارية .

1. جميع خصائص الهواء ثابتة عند كل مدخل من مكونات النظام وتتغير خلال مراحل عمل النظام.
2. تهمل جميع تأثيرات هبوط الضغط على سرعة الهواء في اتجاه التدفق.
3. اعتبار محلول المجفف سائل متجانس.
4. عدم وجود أي مزج أو انتقال أو تسرب لمحلول التجفيف خلال مراحل العمل.
5. اعتبار الهواء بعد المجفف غاز مثالي ومحلول التجفيف في النظام سائل مشبع مثالي.

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

6. اهمال الاحتكاك بين محلول التجفيف والهواء بعد المجفف.

لتوصيف عملية انتقال الحرارة والكتلة للهواء سيتم الانطلاق من عدد لويس (Le) و عدد وحدات النقل الكتلي ( $NTU_m$ ) لتقييم انتقال الحرارة والكتلة في النظام :

$$Le = \frac{\alpha}{\alpha_m \cdot C_{p,a}} \quad (1)$$

$$NTU_m = \frac{\alpha_m \cdot A_V}{m_a} \quad (2)$$

من معادلات توازن الطاقة والكتلة (3) و (4) :

$$m_a dh_a = m_s dh_s \quad (3)$$

$$m_a dw_a = dm_s \quad (4)$$

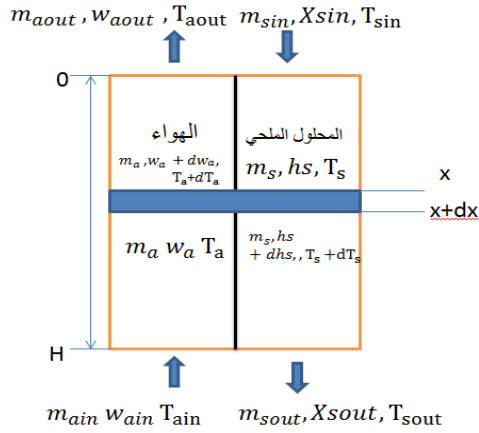
يعبر عن معادلة حفظ الكتلة للمحلول بالعلاقة (5) :

$$d(msX) = 0 \quad (5)$$

معادلات الطاقة وحفظ الكتلة يعبر عنها بالعلاقتين (6) و (7):

$$\frac{dh_a}{dx} = \frac{NTU_m \cdot Le}{H} \cdot \left[ (h_a - h_e) + r \cdot \left( \frac{1}{Le} - 1 \right) (w_a - w_e) \right] \quad (6)$$

$$\frac{dw_a}{dx} = \frac{NTU}{H} (w_a - w_e) \quad (7)$$



الشكل (3) انتقال الحرارة والكتلة بين الهواء والمحلول الملحي

### 3- عدد وحدات النقل الكتلي الأمثل للنظام التجفيفي السائلي

انطلاقاً من المعادلة (2) إن عدد وحدات النقل الكلي ثابت للنظام خلال دورة المحلول في النظام وذلك لأن مساحة تلامس المحلول والهواء ، و تدفق الهواء ، ومعامل انتقال الكتلة ثابتين .

$Q_h$  : الحرارة المعطاة للمحلول المخفف قبل الدخول للمنشط والتي يمكن اخذها من مصدر حراري منخفض حرارة ضائعة .

$Q_c$  : كمية الحرارة المسحوبة من المحلول المركز قبل دخوله لوعاء التجفيف ( المجفف ) .

يمكن قيادة النظام التجفيفي المدروس باستخدام المضخات الحرارية حيث يتم الاستغلال المنبع الحراري و المصدر اللازم لتبريد المحلول من المكثف والمبخر على التوالي [10].

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

في هذه الدراسة سيكون التصميم الأمثل مرتبط بمصدر الطاقة الحرارية وهو المكثف لتسخين المحلول لمحي الداخل إلى المنشط و المبخر لتبريد المحلول الملحي الداخل إلى المجفف .

سيتم استنتاج عدد وحدات النقل الكتلي المثالي  $NTU_{m,OPT}$  وتحديد كمية الحرارة اللازمة للتجفيف والتنشيط عند عدد وحدات النقل الأمثل عند استخدام هواء جديد 100 % .

عدد وحدات النقل الكلي للنظام للمجفف والمنشط ثابت خلال عمل الدارة ويعطى بالعلاقة :

$$NTU_{md} + NTU_{mRe} = NTU_{m.t} \quad (8)$$

$Q_c$  و  $Q_h$

$$Q_h = m_s * (h_{einre} - h_{eoutde}) \quad (9)$$

$$Q_c = m_s * (h_{eoutre} - h_{einde}) \quad (10)$$

$Q_c$  : يستخدم لتبريد المحلول ويجب أن تكون أعلى من فرق كمية الحرارة بين الهواء الجديد وهواء التغذية .

$$Q_{cmin} = m_a * (h_F - h_S) \quad (11)$$

$Q_h$  : يجب ان يكون أعلى من كمية الحرارة التي يتطلبها الهواء الدخلى إلى المنشط والخارج منه .

$$Q_{hmin} = m_a * (h_E - h_F) \quad (12)$$

معادلة حفظ الطاقة للنظام يمكن التعبير عنها بالعلاقة التالية :

$$Q_h + m_a * (h_F - h_S) = Q_c + m_a * (h_E - h_F) \quad (13)$$



كمية الحرارة للهواء الخارج من المجفف والمنشط سيتم تثبيتهما . الفرق بين ال  $Q_h$  و  $Q_c$  ثابت . انزياح  $Q_h$  و  $Q_c$  من المجفف والمنشط  $Q_{offset}$  ويعطى بالعلاقة (14).

$$Q_{offset} = m_s * (h_{eoutre} - h_{eoutde}) \quad (14)$$

خلال عملية انتقال الحرارة والكتلة تعطى بارمترات المحلول المدروس بالعلاقات (15) - (20) . [6] . [7] :

$$h_{ein} = h_{ain} + (h_{aout} - h_{ain}) * \left( \frac{1 + NTU_m}{NTU_m} \right) \quad (15)$$

$$h_{eout} = h_{ein} + (h_{ain} - h_{ein}) * (NTU_m / (1 + NTU_m)) \quad (16)$$

$$w_{ein} = \left( \frac{1 + NTU_m}{NTU_m} \right) * e^{-NTU_m} - \left( \frac{1}{NTU_m} \right) * w^* + \left( \frac{1 + NTU_m}{NTU_m} \right) * (w_{aout} - w_{ain} * e^{-NTU_m}) \quad (17)$$

$$w_{eout} = w_{ein} + ((NTU_m / (1 + NTU_m)) * (w^* - w_{ein})) \quad (18)$$

$$T_{Sin} = \frac{(h_{ein} - r * w_{ein})}{(c_{pa} + c_{pv} * w_{ein})} \quad (19)$$

$$T_{Soutre} = (h_{eout} - r * w_{eout}) / (c_{pa} + c_{pv} * w_{eout}) \quad (20)$$

$w^*$ : نسبة الرطوبة وهي نقطة تقاطع خط الانتالبي لهواء الدخول و خط الرطوبة النسبية لحالة المحلول الداخل . ( يتعلق بنوعية المحلول وتركيزه ) .

تعطى الحرارة اللازمة لتسخين المحلول بالعلاقة (22) :

$$Q_h = m_s * (h_{einre} - h_{eoutde}) \quad (22)$$

التصميم الأمثل للدائرة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

$$Q_h = m_s * \frac{(h_E - h_F) * (1 + NTU_{mre})}{NTU_{mre} + NTU_{mde}} - (h_S - h_F) * (1 + NTU_{mde}) / NTU_{mde} + (h_S - h_F) \quad (23)$$

$Q_{offset}$  يعبر عن بالعلاقة (24) :

$$Q_{offset} = m_s * (h_{eoutre} - h_{eoutde}) = Q_h - m_s * (h_E - h_F) \quad (24)$$

انطلاقاً من العلاقات السابقة يمكن الوصول عدد وحدات النقل الكتلي المثالي من العلاقاتين (26) و (27) :

$$\frac{\partial Q_h}{\partial NTU_{mde}} = \frac{\partial Q_{offset}}{Q_{offset}} \quad (25)$$

$$\frac{\partial Q_h}{\partial NTU_{mde}} = m_s * (h_E - h_F) * \left( \frac{1}{NTU_{mde}^2} \right) + (h_S - h_F) * \left( \frac{1}{NTU_{mde}^2} \right) = 0 \quad (26)$$

$$(NTU_{mde,OPT} / NTU_{mre,OPT})^2 = \left( \frac{(h_S - h_F)}{(h_E - h_F)} \right) \quad (27)$$

يرتبط عدد وحدات النقل الكتلي بحالة الهواء الداخل والخارج في كل من المنشط والمجفف .

عملية انتقال الكتلة في كل المجفف والمنشط هي عملية متوازنة ومتساوية ، ولكن الأمر يختلف في حالة انتقال الحرارة حيث أن العملية غير متناسقة كون العملية لا تحدث على

خطوط الرطوبة النسبية كما هي حالة انتقال الكتلة . ويوضح الشكل ( 4 ) هذا الأمر بين النقاط S , F,E كما أن اختلاف درجات الحرارة  $\Delta t$  في المجفف أعلى منه في المنشط بينما فرق  $\Delta W$  نفسه في المنشط والمجفف .

وبالتالي فرق الانتالبي في المجفف أعلى منه في المنشط ومنه يكون عدد وحدات النقل في المجفف  $NTU_{mde}$  أعلى منه في المنشط  $NTU_{mre}$  .

عند أقل انحراف نسبي ل  $\partial Q_h$  والذي سيكون أفضل كلما كان قريب من الصفر وبالتالي يمكن الحصول على عدد وحدات النقل الأمثل في المجفف ويمكن الوصول إليه حاسوبياً .

تم كتابة برنامج حاسوبي باستخدام لغة البرمجة matlab لحل المعادلات السابقة والوصل إلى عدد وحدات النقل الأمثل .

#### 4- تطبيق عددي

بافتراض عدد وحدات النقل الكلي = 8 ثابت .

$$(t_F = 34 \text{ }^\circ\text{C} , w_F = 0.02 \text{ kg/kg})$$

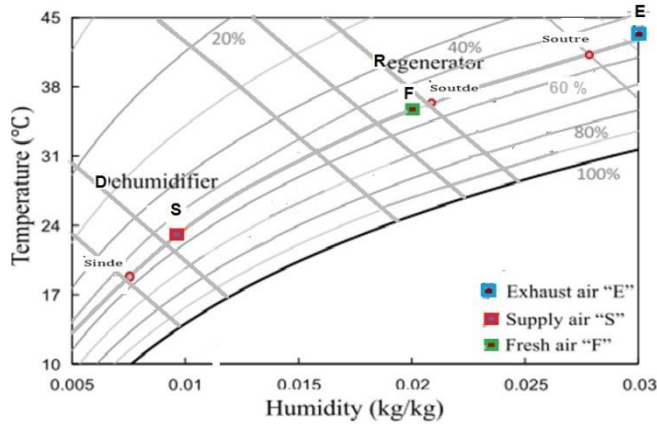
$$(t_S = 21 \text{ }^\circ\text{C} ; w_S = 0.01 \text{ kg/kg})$$

$$(t_E = 41 \text{ }^\circ\text{C} ; w_E = 0.03 \text{ kg/kg})$$

$$m_s = 0.02 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad m_a = 1 \text{ kg/s}$$

الشكل (4) يوضح مخطط موليير (السايكومتري) وتوضع نقاط العملية في الدارة التجفيفية السائلية درجات الحرارة والرطوبة .

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمشخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء



الشكل (4) توضع نقاط الدارة المدروسة على مخطط موليير

من المخطط السايكومتري يتبين أن عملية انتقال الكتلة في المجفف والمنشط هي عملية متساقطة ، بينما انتقال الحرارة غير متساقط في المنشط والمجفف كون العملية الأولى تتم على خط الرطوبة النسبية وبشكل ثابت . حيث فرق درجات الحرارة في المجفف  $13\text{ }^{\circ}\text{C}$  وبين هواء التغذية والمنشط  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  .

وهذا يعطي أنه في الحالة المثالية فإن عدد وحدات النقل للكتلة للمجفف أعلى منه للمنشط . وبالتالي :

$$(NTU_{mde}/NTU_{mde})^2 > \left( \frac{(h_F - h_S)}{(h_E - h_F)} \right) > 1 \quad (28)$$

يمكن الوصول لعدد وحدات النقل المثالي عندما يكون فرق  $\partial Q_h$  أصغرياً وقريباً من الصفر .

ومنه يمكن حساب درجات حرارة المحلول في المنشط والمجفف .

بالعودة الى المثال السابق نجد أن عدد وحدات النقل للمجفف هو

$$NTUmde, opt = 4.15$$

وللمنشط يكون  $NTUmre, opt = 3.85$

$$Q_{hmin} = 0.82 \text{ [kW]}, Q_h = 1.01 \text{ [kW]}$$

$$Q_{cmin} = 0.96 \text{ [kW]}, Q_c = 1.12 \text{ [kW]},$$

$$\varepsilon_{dew} = 0.83 ,$$

$$\varepsilon_{rew} = 0.76 ,$$

$$\alpha_m = 0.0021$$

$$T_{Sinre} = 44.9^\circ\text{C}$$

$$T_{Soutre} = 41.6^\circ\text{C}$$

$$T_{Soutde} = 36.36^\circ\text{C}$$

$$T_{Sinde} = 17.9^\circ\text{C}$$

من خلال النتائج يلاحظ انخفاض كمية الحرارة اللازمة للتنشيط قليلة مقارنة بالدرارة التجفيفية الصلبة التي تتطلب درجات حرارة عالية [11].

#### 5- دارة التبريد التجفيفي المقاد بالمضخة الحرارية

من خلال عملية ربط الدارة التجفيفية بالمضخة الحرارية فإن المبخر مهمته تبريد المحلول الداخل إلى المجفف ، والمكثف مهمته تسخين المحلول الداخل إلى المنشط . يمكن استخدام طريقة معامل الفعالية وعدد وحدات النقل الحراري  $\varepsilon$ -NTU لتوصيف الأداء الحراري لكل من المبخر و المكثف المستخدم [8]، يعطى معامل الأداء الحراري للمكثف والمبخر بالعلاقتين (29) (30):

$$T_{evap} = T_{Soutre} - \frac{T_{Soutre} - T_{Sinde}}{\varepsilon_{evap}} \quad (29)$$

$$T_{cond} = T_{Soutde} + \frac{T_{Sinre} - T_{Soutde}}{\varepsilon_{cond}} \quad (30)$$

للمثال السابق نجد أن :

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

$$T_{evap} = 7.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

حيث معامل الفعالية لكلا المبادلين  $\varepsilon = 0.7$

من القانون الثاني في التبريد نجد العلاقة (31) .

حيث المعامل  $\mu$  يصف مدى اقتراب الدارة المثالية من الدارة الفعلية وهو دوما أقل من 1

لذلك معامل أداء المضخة الحرارية يعطى بالعلاقة (31) [2] :

$$COP_{hp} = \mu * \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (31)$$

$$\mu = 0.50$$

$$COP_{hp} = 4.38 .$$

6 - اضافة مبادل حراري للدارة المدروسة بين المحلول الخارج من المنشط والخارج من المجفف وتأثير ذلك على معامل الأداء .

بإضافة مبادل بين المحلول الخارج من المجفف والمتجه نحو المنشط والمحلول الخارج

من المنشط والمتجه نحو المجفف للدارة المدروسة وباعتبار أن  $\varepsilon = 0.7$

$$T_{Soutde} = 36.36^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Sinde} = 17.9^{\circ}\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{Soutde2} - T_{Soutde}}{(T_{Soutre} - T_{Soutde})} \quad (32)$$



الشكل (5) المبادل الحراري الاسترجاعي

درجة حرارة المحلول بعد الخروج من المبادل

$$T_{Soutde 2} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Soutre 2} = 38^{\circ}\text{C}$$

درجة حرارة المبخر والمكثف :

$$T_{evap2} = T_{Soutre2} - \frac{T_{Soutre2} - T_{Sinde}}{\epsilon_{evap}} \quad (33)$$

$$T_{cond2} = T_{Soutde2} + \frac{T_{Sinre} - T_{Soutde2}}{\epsilon_{cond}} \quad (34)$$

يعطى معامل الأداء بالعلاقة (35) :

$$cophp2 = \mu * \frac{T_{evap2}}{T_{cond2} - T_{evap2}} \quad (35)$$

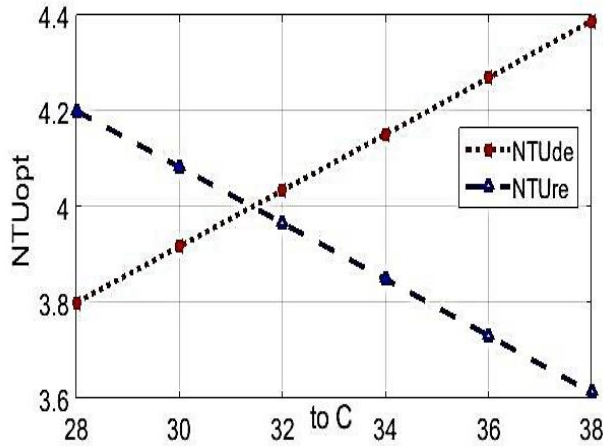
$$T_{evap2} = 9.37^\circ\text{C}$$

$$T_{cond2} = 47^\circ\text{C}$$

$$cophp2 = 4.7$$

تبين من خلال النتائج ارتفاع في معامل اداء الدارة التبريد بإضافة المبادل الاسترجاعي.

7- تأثير تغير الظروف المناخية المراد معالجتها على عدد وحدات النقل  $NTU_{mde}$

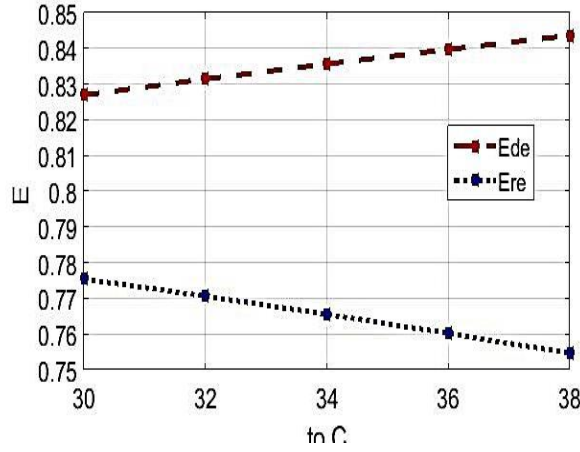


الشكل (6) تأثير تغير درجة الحرارة الخارجية على وحدات النقل .

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

من الشكل تبين أهمية اختيار عدد وحدات نقل ملائم لتغير درجة الحرارة المراد معالجتها ويمكن التحكم بتغير عدد وحدات النقل بتغير تدفق المحلول ودرجة حرارته إلى المنشط والمجفف .

### 8- تأثير الظروف الخارجية على معامل أداء المنشط والمجفف



الشكل (7) تأثير تغير درجة الحرارة على أداء المجفف والمنشط .

حيث يتم تقييم أداء المجفف  $\epsilon_{dew}$  والمنشط  $\epsilon_{rew}$  [7] بالعلاقتين (36) و (37) :

$$\epsilon_{dew} = \frac{(W_o - W_S)}{(W_o - W_{ein.de})} \quad (36)$$

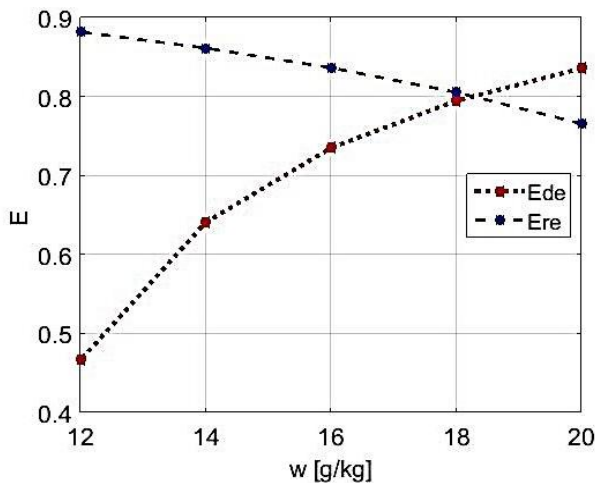
$$\epsilon_{rew} = \frac{(W_o - W_E)}{(W_o - W_{ein.re})} \quad (37)$$

يرتفع أداء المجفف وينخفض أداء المنشط مع ارتفاع درجة الحرارة المعالجة

$$w_F = 20 \text{ g/kg} \quad t_F = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$



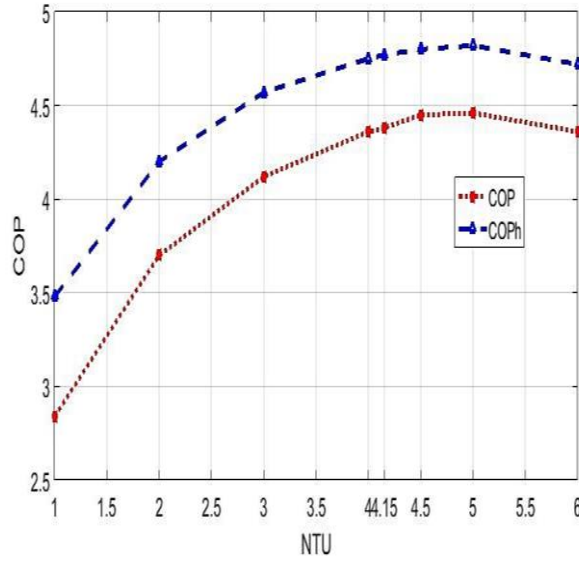
### 9- تأثير الرطوبة على أداء المجفف والمنشط



### الشكل (8) تأثير تغير الرطوبة على معامل الأداء للمنشط والمجفف

مع زيادة الرطوبة المعالجة يزداد أداء المجفف بشكل كبير مقارنة مع انخفاض أداء المنشط مما يسمح بتخفيض حجم المنشط مقارنة بحجم المجفف .

## 10- تأثير عدد وحدات النقل $NTU_{mde}$ على معامل أداء المضخة الحرارية



### الشكل (9) تأثير عدد وحدات النقل على معامل أداء المضخة الحرارية

يوضح الشكل (9) أهمية الاختيار الأمثل لعدد وحدات النقل الكتلي على معامل الأداء حيث أن معامل الأداء يقترب من أن يكون مثاليا عند عدد وحدات النقل الأمثل كما يوضح الشكل أهمية استخدام المبادل الحراري في الدارة المدروسة .

## 11-النتائج والتوصيات

تم في هذا البحث اجراء دراسة تحليلية لدارة التبريد التبريدية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية حيث تم استخدام طريقة عدد الوحدات الأمثل للوصول إلى التصميم الأمثل وقد تم استنتاج ما يلي :

1- مقارنة مع الدراسات السابقة بينت الدراسة أهمية اضافة مبادل حراري للدارة المدروسة حيث رفع معامل أداء المضخة الحرارية حيث أنه عدد وحدات النقل

المثالي  $NTU_{mde,opt}$  كان معامل الأداء قبل اضافة المبادل الحراري 4.38 وبعد اضافته 4.7.

عند العمل على الظروف الخارجية درجة الحرارة ومضمون الرطوبة ( $t_F = 34\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w_F = 0.02\text{ kg/kg}$ ) وعند  $NTU_{mde,opt} = 4.15$  تبين انخفاض في حرارة التنشيط  $44.9\text{ }^\circ\text{C}$  ، مما يسهم بربط الدارة مع المصادر الحرارية المختلفة ( الطاقة الشمسية ، المضخات الحرارية ،الحرارة الضائعة ) ... .

- 2- أهمية اختيار عدد وحدات نقل  $NTU_m$  ملائم لتغير درجة الحرارة المراد معالجتها ويمكن التحكم بتغير عدد وحدات النقل  $NTU_m$  بتغير تدفق المحلول ودرجة حرارته إلى المنشط والمجفف .
- 3- تأثير الحرارة والرطوبة على أداء المجفف أعلى منه في المنشط وخاصة من ناحية إزالة الرطوبة مما يلعب دوراً في حجم المجفف مقارنة بحجم المنشط .

## 12=المراجع

- [1] Mei L, Dai YJ, 2008- **A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application**. Renew Sustain Energy Rev 2008;12(3):662e89
- [2] X.Song, L.Zhang, X. Zhang, 2018-**NTUm-based optimization of heat or heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems regenerated by fresh air or return air** . Energy 158 269e280
- [3] Sua B, Han W, Sui J, Jin HG, 2017 -**A novel liquid desiccant dehumidification system driven by low-temperature heat for industrial application**. Energy Procedia.105:1953e9.

- [4] Jamar A, Azmi WH, Norhafana M, Razak AA. 2016- **A review of water heating system for solar energy applications.** Int Commun Heat Mass Tran 2016;76:178e87.
- [5] Zhang L, Hihara E, Saikawa M, 2012- **Combination of air-source heat pumps with liquid desiccant dehumidification of air.** Energy Convers Manag;57: 107e16.
- [6] Liu XH, Jiang Y, Xia JJ, Chang XM, 2007- **Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator.** Energy Convers Manag;48(7):2221e32.
- [7] Zhang L, Wei HY, Zhang XS, 2017- **Theoretical analysis of heat and mass transfer characteristics of a counter-flow packing tower and liquid desiccant dehumidification systems based on entransy theory.** Energy;141:661e72.
- [8] S.Kakaç,H.Liu, A.Pramuanjaroenkij , 2012- **heat exchanger Selection, Rating,and Thermal Design .** CRC Press ,Taylor & Francis Group ; 33-78
- [9] X.H. Liu, Y . Jiang, J.J. Xia, X.M. Chang, 2007- **Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator .**Energ Convers Manage 48 , 2221-2232.
- [10] و ناعمة ، 2010- **المضخات الحرارية وتطبيقاتها .** جامعة دمشق.
- [11] ر جورج ، و ناعمة ، ط. قاسم ، م. أرصايغ ، ر . المصري ، س عجيب ، ، 2008- **مبادئ الطاقة الشمسية وتطبيقاتها .** جامعة البعث.

### دلالات الرموز المستخدمة

$a$ : الهواء .  $S$  المحلول .  $e$  هواء التوازن ،  $h$  تسخين المحلول ،  $c$  تبريد المحلول  
 $E$  : هواء الخارج من المنشط ،  $F$  الهواء الخارجي ،  $S$  هواء التغذية . out. الخارج . in. الداخل . 2. تمثل  
حالة المحلول بعد المبادل الحراري الاسترجاعي .  $de$  : المجفف .  $re$  : المنشط .

$h$ : الانتالبي (kJ/kg.K) .  $w$ : نسبة الرطوبة  $\left(\frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kgAir}}\right)$  .  $t$ : درجة الحرارة ( $^{\circ}\text{C}$ )

$X$ : تركيز المحلول (%) .

$m$  التدفق هواء (kg/s)

NTU: عدد وحدات النقل

$Q_{offset}$ : انزياح حرارة التسخين عن التبريد (kW)

NTU<sub>opt</sub>: عدد وحدات النقل المثالي

$w^*$  نسبة الرطوبة وهي نقطة تقاطع خط الانتالبي لهواء الدخول و خط الرطوبة النسبية لحالة  
المحلول الداخل . (يتعلق بنوعية المحلول وتركيزه)

$COP_{hp}$ : معامل أداء المضخة الحرارية (دائرة التبريد الانضغاطية) .

evap: مبخر المضخة الحرارية .

cond: مكثف المضخة الحرارية .

$\varepsilon$ : معامل الفعالية (%) .

$\mu$ : معامل يصف مدى اقتراب الدارة الفعلية من الدارة المثالية .

$r$  حرارة التبخر (kJ/kg) .

$\alpha_m$  معامل انتقال الحرارة الكتلي .

$A_T$  مساحة التلامس بين الهواء والمحلول الملحي  $m^2$

cp الحرارة النوعية (kJ/(kg.K))

التصميم الأمثل للدارة التجفيفية السائلة المقادة بالمضخة الحرارية عن طريق ايجاد عدد وحدات النقل  
الأمثل لاستخدامها في تكييف الهواء

---