

## دراسة العوامل المؤثرة على تصميم المبادل الحراري المستخدم في تجفيف ألواح الزجاج لصناعة الزجاج المزدوج باستخدام برنامج الـ Matlab

مي سعيد\*

(تاريخ الإيداع 15 / 10 / 2017. قُبِلَ للنشر في 25 / 6 / 2018)

### □ ملخّص □

انتشر استخدام الزجاج المزدوج بشكل كبير بما يحققه من عزل حراري، وبالتالي تخفيض في استهلاك الطاقة سواء في التدفئة شتاءً أو في التبريد صيفاً. دخلت صناعة الزجاج المزدوج في سوريا، وأصبح من الضرورة الملحة تحقيق وفر في استهلاك الطاقة في عملية تصنيعه، وبشكل خاص في عملية تجفيفه قبل إجراء دمج لوحَي الزجاج مع بعضهما، وإنتاج لوح الزجاج المزدوج. قام الباحث ببناء موديل رياضي للمبادل الحراري المستخدم في تجفيف ألواح الزجاج باستخدام برنامج Matlab، وتمّ من خلاله دراسة تأثير العوامل المختلفة على تصميم المبادل الحراري، بغية الحصول على التصميم الأمثل الذي يضمن تخفيض في استخدام الطاقة في عملية التجفيف.

**الكلمات المفتاحية:** الزجاج المزدوج، الطاقة، استطاعة المجفف، المبادل الحراري، ألواح الزجاج.

\* مشرف على الأعمال - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سوريا.

## The Studying Effective Factors On The Design Of Heat Exchanger Which Is Used In The Drying Of Panes For Making Double Glass By Using Matlab Program

Mai Saaid\*

(Received 15 / 10 / 2017. Accepted 25 / 6 / 2018)

### □ ABSTRACT □

The use of double glass has spread largely to achieve thermal isolation and reduce the consumption of energy in refrigerating in summer or heating in winter.

The manufacture of double glass has entered in Syria, and become very important necessity for achieving gain in consumption of energy, and specially in the drying process of its before joining tow glasses together and making double panes.

The researcher has prepared mathematical model for heating exchanger which is used in drying of panes by using Matlab program, and by this pattern the researcher has studied the effect of different factors on design of the heating exchanger for finding the optimal design which ensure reducing in using the energy in the drying process.

**Key words:** double glass, energy, dryer power, heat exchange, panes.

---

\* Works Supervisor – Department of the Mechanical Power Engineering - Faculty Of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University – Lattakia – Syria.

## مقدمة:

يعدّ الزجاج المزوج عنصراً مهماً في الصناعات الحديثة، انتشر استخدامه في العديد من المجالات كواجهات الأبنية، المشافي، الدوائر الحكومية، البرادات التجارية [1]. لذلك تناول هذا البحث عملية ترشيد استهلاك الطاقة في عملية تصنيع الزجاج المزوج، وبشكل خاص مرحلة التجفيف، وذلك من خلال إعداد برنامج حاسوبي باستخدام لغة Matlab خاص للمبادل الحراري المستخدم في تسخين الهواء اللازم لتجفيف لوح الزجاج للوصول إلى التصميم الأمثل بما يحقق تقليص في استهلاك الطاقة، الأمر الذي يشكل بدوره علاقة وثيقة ومتبادلة مع التطور الصناعي، وتحقيق الوفر الاقتصادي Economic Gain.

## أهمية البحث وأهدافه:

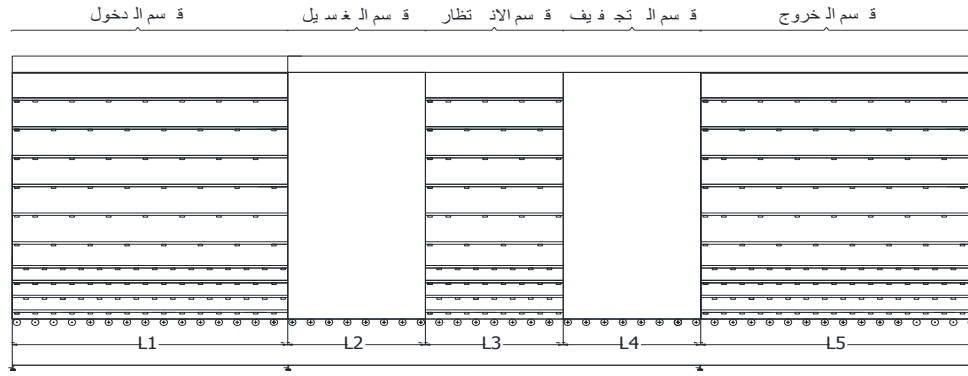
قام الباحث بدراسة العوامل المختلفة المؤثرة على تصميم المبادل الحراري المستخدم لإنتاج الهواء الساخن اللازم لتجفيف لوح الزجاج المكوّن للوح الزجاج المزوج العازل، من خلال إعداد برنامج حاسوبي باستخدام البيئة البرمجية Matlab [2]، وتمّ اختبار البرنامج بغية الوصول إلى التصميم الذي يحقق اقتصادية عالية الأمر الذي ينعكس بدوره على توفير في استهلاك الطاقة في عملية تصنيع الزجاج المزوج.

## طرائق البحث ومواده:

إنّ المشكلة البحثية الجديرة بالاهتمام هو تخفيض في الهدر والاستهلاك في الطاقة الناتجة عن تجفيف اللوح الزجاجي بشكل تام من الماء المتبقي عليه والناتج عن عملية غسله. لذلك قام الباحث بإعداد برنامج حاسوبي باستخدام لغة Matlab لتصميم المبادل الحراري في قسم التجفيف، وإجراء عدة تجارب على البرنامج بغية استنباط التصميم الأمثل، وفي النهاية تمّ تقديم مجموعة من الاستنتاجات والتوصيات.

## مراحل تصنيع لوح الزجاج المزوج:

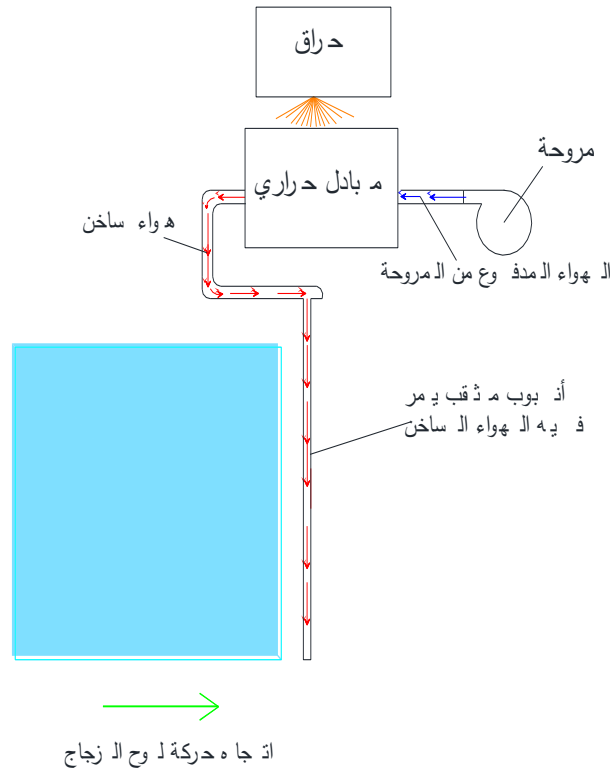
- تتضمن آلة غسل وتجفيف ألواح الزجاج ثلاث مراحل [3]، كما هو بين في الشكل (1):
1. مرحلة الغسيل والتنظيف: حيث يتم فيها إزالة الغبار عن اللوح الزجاجي بواسطة مروحة، ومن ثمّ ينظّف بالماء والصابون من خلال مرشحات وفراشٍ تدور بسرعة عالية.
  2. مرحلة الانتظار: ويتم فيها تخفيف نسبة الماء المتبقية على اللوح بواسطة مروحة هواء.
  3. مرحلة التجفيف: يتم فيها تجفيف اللوح الزجاجي بشكل تام من الماء المتبقي عليه بواسطة حرّاق.



الشكل (1) مخطط تفصيلي لآلة غسل وتجفيف ألواح الزجاج

### قسم التجفيف:

يدخل لوح الزجاج إلى حجرة التجفيف بعد خروجه من حجرة الغسيل ومروره في قسم الانتظار ليتم تجفيفه بشكل تام من الماء المتبقي عليه، ولتنفيذ عملية التجفيف سيتم استخدام حرقاق وهو عبارة عن جهاز ميكانيكي يمتزج فيه الوقود مع كميات من الهواء قبل أن يصل إلى نقطة الاشتعال في حجرة الاحتراق، ومن ثم يتحول إلى لهب، هذا اللهب المتشكل يقوم بتسخين معدن مبادل حراري الذي يمر ضمنه هواء مدفوع عن طريق مروحة، فترتفع درجة حرارته إلى درجة الحرارة المطلوبة، ومن ثم يوجه الهواء الساخن إلى أنبوب مثقب يحوي ثقوب موجهة إلى لوح الزجاج كما هو مبين في الشكل (2):



الشكل (2) قسم التجفيف في آلة غسل وتجفيف ألواح الزجاج

## الدراسة التصميمية للمبادل الحراري:

قام الباحث بدراسة تصميمية شاملة لمبادل حراري حلزوني مزعنف وفق الخطوات التالية:

- حساب كمية الماء المتبقية على جزء لوح الزجاج الموجود في قسم التجفيف، مع العلم أنّ مدة بقاء اللوح في

$$t' = \frac{L_4}{u}$$

المجفف تؤخذ من العلاقة الآتية:

$L_4$ : طول قسم التجفيف بال[m].

$u$ : السرعة الخطية للوح الزجاج على خط الإنتاج بال[m/s].

$$G' = 106 * t'^{-0.45} * \alpha^{-0.7} * S^{0.78}$$

إنّ علاقة كمية الماء المتبقية كالاتي [4]:

$t''$ : الزمن الفاصل من خروج لوح الزجاج من قسم الغسيل إلى دخوله إلى قسم التجفيف.

$\alpha$ : زاوية ميل لوح الزجاج بال[rad].

$S$ : مساحة سطح لوح الزجاج بال[m<sup>2</sup>].

$$v_a' = \frac{V}{t'}$$

ويكون تدفق الهواء:

حيث:  $V$ : حجم الهواء اللازم لسحب رطوبة قدرها  $G'$ .

- استطاعة المجفف: والتي تمثل كمية الحرارة الكلية المنتقلة من الوسيط الساخن (غازات

الاحتراق) إلى الوسيط البارد (الهواء) [5]:

$$Q_d = v_a' \cdot cp \cdot (T_2'' - T_2')$$

$T_2''$ : درجة حرارة خروج الوسيط البارد.

$T_2'$ : درجة حرارة دخول الوسيط البارد.

$v_a'$ : تدفق الهواء بال[kg/s].

$cp$ : السعة الحرارية للهواء بال[kJ/kg.K].

بناءً على ذلك فإنّ استطاعة الحراق وهي عبارة عن كمية الحرارة الأعظمية التي يمكن أن تنتقل بشكل ترموديناميكي

$$Q = \frac{Q_d}{\varepsilon}$$

بين الوسيطين الساخن والبارد:

$\varepsilon$ : فعالية المبادل الحراري.

- حساب سرعة الهواء: تحسب سرعة الهواء المراد تسخينه (الوسيط البارد):

$$Va = v_a' \cdot A \cdot \rho$$

حيث:  $\rho$ : كثافة الهواء بال[kg/m<sup>3</sup>].

$$A = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4}$$

$A$ : مساحة مقطع المبادل المراد ضمنه الهواء وتُعطى بالعلاقة التالية:

حيث:  $d_{in}$ : القطر الداخلي لأنبوب المبادل الحراري بال[mm].

- حساب رقم رينولدز لتحديد نوع الجريان:

$$Re_a = \frac{V_a \cdot d_{in}}{\nu_a}$$

$\nu_a$ : اللزوجة الحركية للهواء بال[m<sup>2</sup>/s].

- عندما يكون  $Re > 10^3$  فالجريان مضطرب في هذه الحالة يتم حساب رقم نوسلت من القانون التالي [6]:

$$Nu_{a1} = 0.021 * (Re_a)^{0.8} * (Pr_f)^{0.4} * \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$$

حيث:  $Pr_f$ : عدد برنتل للهواء عند مدخل المبادل الحراري (قيمة جدولية).

$Pr_w$ : عدد برنتل للهواء عند درجة حرارة الجدار.

- عندما يكون  $Re < 10^3$  فإن معادلة التشابه الملائمة:

$$Nu_{a2} = 0.073 * Re_a^{0.75} * Pr^{0.4} * \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^n$$

حيث:  $n=11$  من أجل التسخين و  $n=0.25$  من أجل التبريد.

$\mu_f$ : اللزوجة الديناميكية للهواء عند مدخل المبادل الحراري.

$\mu_w$ : اللزوجة الديناميكية للهواء عند درجة حرارة الجدار.

$Pr$ : رقم برنتل للهواء عند درجة حرارة وسطية.

$$\alpha_a = \frac{Nu_a * \lambda_a}{d_{in}}$$

• عامل الحمل الحراري من الجدار إلى الهواء المار بالمبادل الحراري:

حيث:  $\lambda_a$ : عامل التوصيل الحراري للهواء بالـ  $[W/m.K]$  (قيمة جدولية).

• حساب عامل الحمل الحراري من غازات الاحتراق إلى السطح الخارجي للأنبوب:

$$\alpha_{gas} = \frac{Nu_g * \lambda_g}{d_{out}}$$

حيث:  $Nu_g$ : رقم نوسلت لغازات الاحتراق.

$\lambda_g$ : عامل التوصيل الحراري لغازات الاحتراق بالـ  $[W/m.K]$  (قيمة جدولية).

$d_{out}$ : القطر الخارجي لأنبوب المبادل الحراري بالـ  $[mm]$ .

$$Re_g = \frac{V_g * d_{out}}{\nu_g}$$

• حساب رقم رينولدز لغازات الاحتراق من القانون التالي:

حيث:  $V_g$ : سرعة غازات الاحتراق بالـ  $[m/s]$ .

$\nu_g$ : اللزوجة الحركية لغازات الاحتراق بالـ  $[m^2/s]$ .

- عندما يكون  $Re_g > 10^3$  فالجريان مضطرب في هذه الحالة يتم حساب رقم نوسلت من القانون التالي:

$$Nu_{g1} = 0.021 * (Re_g)^{0.8} * (Pr_f)^{0.4} * \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$$

حيث:  $Pr_f$ : عدد برنتل لغازات الاحتراق (قيمة جدولية).

$Pr_w$ : عدد برنتل لغازات الاحتراق عند درجة حرارة الجدار.

- عندما يكون  $Re_g < 10^3$  يتم حساب رقم نوسلت من القانون التالي:

$$Nu_{g2} = 0.073 * Re_g^{0.75} * Pr^{0.4} * \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^n$$

$Pr$ : عدد برنتل لغازات الاحتراق عند درجة حرارة وسطية.

$\mu_f$ : اللزوجة الديناميكية لغازات الاحتراق.

$\mu_w$ : اللزوجة الديناميكية لغازات الاحتراق عند درجة حرارة الجدار.

• حساب معامل انتقال الحرارة للمبادل الحراري المزعنف من العلاقة التالية [7]:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_g'}{b} * C * (\text{Re})^m * \left(\frac{d_{out}}{b}\right)^{-0.54} * \left(\frac{h}{b}\right)^{-0.14}$$

حيث:  $\lambda_g'$ : معامل التوصيلية الحرارية للوسيط الحراري الساخن (قيمة جدولية).

$C, m$ : عوامل ثابتة نفرض  $C=0.223$  من أجل الزعانف الحلقية  $m=0.65$ .

$h$ : ارتفاع الزعنفة بال[mm].

$b$ : خطوة الزعانف بال[mm].

$d_{out}$ : القطر الخارجي للأنبوب بال[mm].

$$\text{Re} = \frac{W * b}{\nu}$$

$\text{Re}$ : رقم رينولدس يُعطى بالعلاقة التالية:

حيث:  $W$ : سرعة غازات الاحتراق  $V_g = W$ .

$\nu$ : اللزوجة الحركية للغاز عند درجة حرارة متوسطة بال[ $m^2/s$ ].

• معامل الحمل الحراري على الجزء غير المزعنف من الأنبوب:

$$\alpha_{2\pi} = \alpha_2 * \left( \frac{F_p'}{F_{PC}'} * \frac{\theta_0}{\theta_1} + \frac{F_\pi'}{F_{PC}'} \right)$$

حيث:  $\alpha_2$ : معامل انتقال الحرارة للمبادل الحراري المزعنف (محسوب مسبقاً).

$F_p'$ : مساحة سطح الزعانف على طول 1m.

$F_{PC}'$ : مساحة السطح الكلي لواحد متر من الأنبوب المزعنف.

$\theta_0$ : فرق درجات الحرارة بين سطح الزعانف والوسط المحيط.

$\theta_1$ : الفرق الحراري بين درجة حرارة السطح الأساسية ودرجة حرارة الوسط المحيط  $\theta_0 < \theta_1$ .

$F_\pi'$ : مساحة واحد متر طولي من الأنبوب بدون زعانف.

• بالنسبة لمساحة سطح الزعانف على طول واحد متر  $F_p'$  تُعطى من العلاقة:

$$F_p' = \frac{2 * \pi * n * (D^2 - d_{out}^2)}{4}$$

حيث:  $D$ : قطر الزعنفة بال[m] وتُحسب من القانون التالي:  $D = d_{out} + 2 * h$ .

$n$ : عدد الزعانف في المتر الواحد وتُحسب من العلاقة التالية:  $n = \frac{1000}{b}$  مع العلم أن  $b$ : خطوة الزعانف.

• حساب مساحة السطح الخارجي لواحد متر طولي من الأنبوب  $F_\pi'$  بدون زعانف وفق القانون التالي:

$$F_\pi' = \pi * d_{out} - \pi * n * d_{out} * \delta$$

$\delta$ : سماكة الزعانف بال[mm].

وبالتالي تصبح المساحة الكلية الخارجية للسطح المزعنف  $F_{PC}'$  من العلاقة التالية:  $F_{PC}' = F_p' + F_\pi'$

$$\frac{\theta_0}{\theta_1} = \frac{4 * \varphi * d_{out}}{m * (D^2 - d_{out}^2)} \quad \text{حساب المعامل الأولي } \frac{\theta_0}{\theta_1} \text{ من العلاقة التالية:}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 * \alpha_2}{\lambda * \delta}} \quad \text{إن قيمة } m \text{ : تتحدد من العلاقة التالية:}$$

مع العلم أن:  $\alpha_2$  : معامل انتقال الحرارة للمبادل الحراري المزعنف بالـ  $[W/m^2.K]$ .

$\lambda$  : عامل التوصيل الحراري لمعدن الزعانف بالـ  $[W/m.K]$ .

أما قيمة المعامل  $\varphi$  فنوجد قيمته حسب المخطط:  $\varphi = f[m * r, m * (R - r)]$ .

$$R = \frac{D}{2} \quad \text{حيث: } R \text{ : نصف قطر الزعنفه وتُحسب من القانون:}$$

$$r = \frac{d_{out}}{2} \quad \text{حيث: } r \text{ : نصف القطر الخارجي للأنبوب}$$

• حساب معامل انتقال الحرارة الإجمالي بوجود التوسخ وبوجود الزعانف من العلاقة التالية [8]:

$$K_{PC} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda}\right) * \frac{F_{PC}}{F_C} + \frac{1}{\alpha_{2\pi p}} + R_Z}$$

حيث:  $R_Z$  : قيمة المقاومة الحرارية التي تأخذ بعين الاعتبار التوسخ مقدرة بالـ  $\frac{m^2.K}{W}$  (قيمة جدولية).

$$\frac{F_{PC}}{F_C} = \frac{F_{PC}'}{F_{\pi}'}$$

ومعامل الزعنفه يُحسب من العلاقة:

$\alpha_a$  : عامل الحمل الحراري من الجدار إلى الهواء المار في المبادل الحراري.

• تحديد أبعاد المبادل الحراري وفق الخطوات التالية:

- حساب مساحة سطح التبادل الحراري من العلاقة التالية [9]:

$$Q = K_{PC} * F * \Delta t_m \Rightarrow F = \frac{Q}{K_{PC} * \Delta t_m}$$

حيث:  $F$  : مساحة سطح التبادل الحراري بالـ  $[m^2]$ .

$Q$  : استطاعة الحراق بالـ  $[W]$ .

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

$\Delta t_m$ : فرق درجات الحرارة الوسطي للغارتمي وتعطى بالعلاقة التالية:

$\Delta T_{max}, \Delta T_{min}$  : فرق درجات الحرارة الأعظمي والأصغري بين الوسيطين الحراريين الأولي والثانوي على مدخل

ومخرج المبادل الحراري.

وتُحسب كلاً من  $\Delta T_{max}, \Delta T_{min}$  حسب العلاقات التالية [10]:

$$\Delta T_{max} = t_1' - t_2'', \Delta T_{min} = t_1'' - t_2'$$

حيث:

$t_1'$  : درجة الحرارة الابتدائية لغازات الاحتراق  $[C^0]$ .

$t_1''$  : درجة الحرارة النهائية لغازات الاحتراق  $[C^0]$ .



$t_2'$  : درجة الحرارة الابتدائية للهواء عند مدخل المبادل الحراري  $[C^{\circ}]$ .  
 $t_2''$  : درجة الحرارة النهائية للهواء عند مخرج المبادل الحراري  $[C^{\circ}]$ .

$$F = \frac{Q}{K_{PC} * \Delta t_m}$$

تصبح علاقة مساحة سطح التبادل الحراري:

$$L = \frac{F}{\pi * d_{out}}$$

• حساب الطول الإجمالي للأنبوب الحلزوني من القانون التالي:

$$D_{Zeem} = D_h + 2 * d_{out}$$

• حساب قطر الحلزون:  
 حيث  $D_h$ : قطر الحلزون الداخلي.

$$n_h = \frac{L}{\pi * D_{Zeem}}$$

• حساب عدد لفات الحلزون:

$$l = \pi * D_{Zeem}$$

• حساب طول أنبوب المبادل الحراري الحلزوني الملفوف:

$$H = n_h * d_{out} + (n_h + 1) * t_s + 2 * a$$

• حساب ارتفاع الحلزون من القانون التالي:

$$t_s = (1.5 - 2) * d_{out}$$

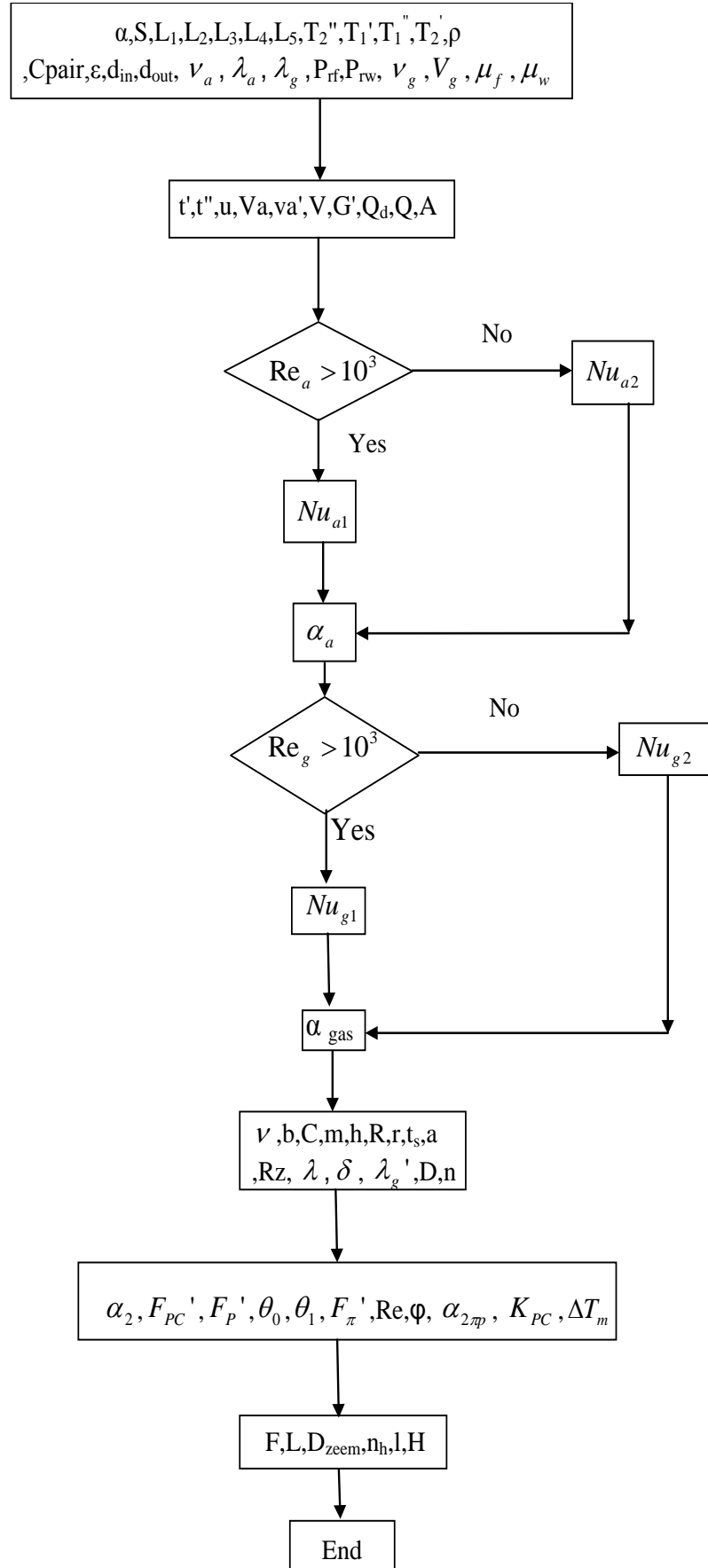
حيث:  $t_s$ : الخطوة بين اللفات وتؤخذ ضمن المجال:

$$a = 100 - 300$$

ارتفاع الحلزون بين أخفض وأعلى نقطة من الجسم ويتم اختيارها ضمن المجال:  $a = 100 - 300$ .

### المخطط الصندوقي للمبادل الحلزوني المزعنف:

يبين الشكل (3) المخطط الصندوقي المصمم للمبادل الحراري الحلزوني المزعنف الخاص لآلة غسيل وتجفيف ألواح الزجاج:



الشكل (3) المخطط الصندوقي للمبادل الحراري

### النتائج والمناقشة:

بإجراء العديد من الاختبارات على البرنامج الحاسوبي الذي تم بناؤه باستخدام لغة Matlab الخاص للمبادل الحراري لآلة الغسيل والتجفيف تمّ التوصل إلى ما يلي:

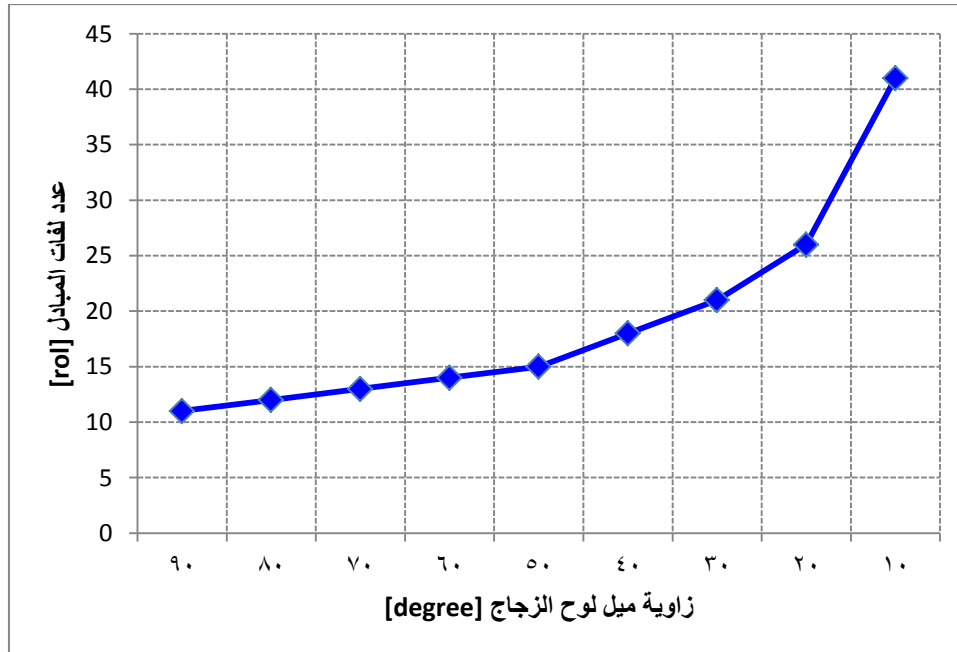
أولاً: مجموعة التجارب الأولى: تأثير زاوية ميل لوح الزجاج على عدد لفات المبادل الحراري:

على اعتبار درجة حرارة دخول الهواء  $20C^{\circ}$  ودرجة حرارة خروجه  $45C^{\circ}$  وبتثبيت أبعاد لوح الزجاج  $m(3*3)$  وزمن بقاء الماء على اللوح، وفرض قيم مختلفة لزاوية ميل اللوح الزجاجي نحصل على النتائج التالية:

الجدول (1) علاقة زاوية الميل مع عدد لفات المبادل

زاوية الميل [degree]	عدد لفات المبادل [rol]
90	11
80	12
70	13
60	14
50	15
40	18
30	21
20	26
10	41

لتبيان العلاقة بين زاوية ميل لوح الزجاج وعدد لفات المبادل الحراري، نرسم مخطط الذي يوضح علاقة زاوية الميل مع عدد اللفات كما هو موضّح في الشكل (4):



الشكل (4) تأثير زاوية الميل على عدد لفات المبادل

نلاحظ من الشكل أنّه مع تناقص زاوية الميل تزداد عدد لفات المبادل الحراري.

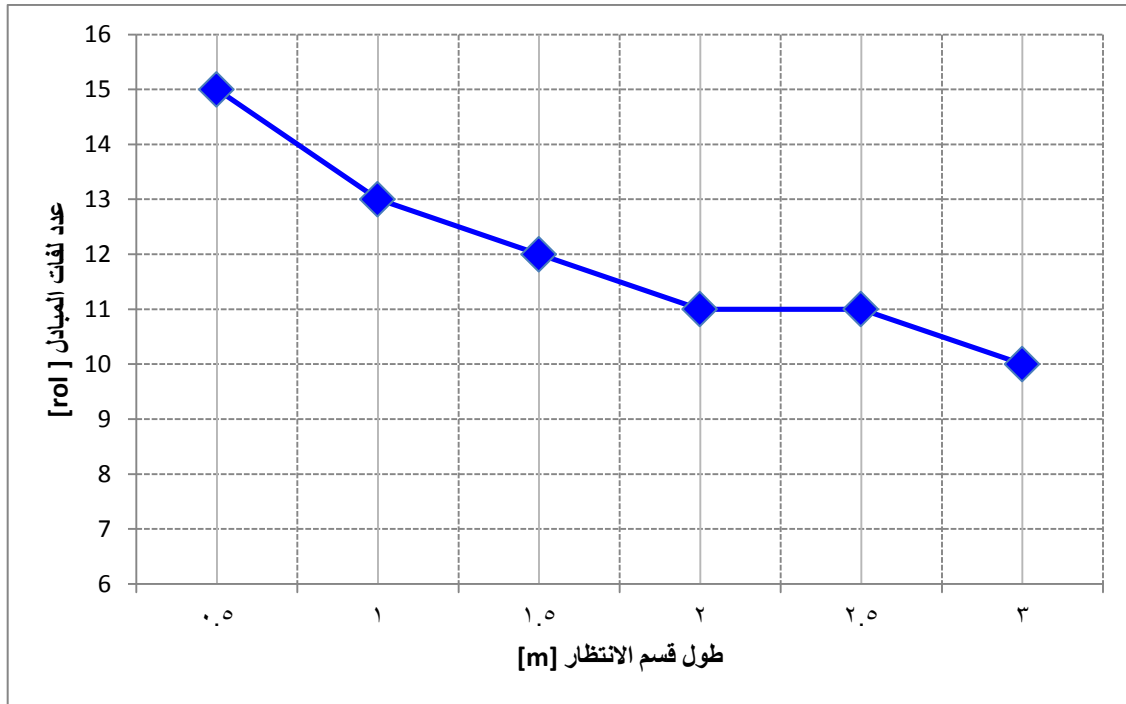
ثانياً: مجموعة التجارب الثانية: تأثير مدة بقاء الماء على لوح الزجاج على عدد لفات المبادل: على اعتبار درجة حرارة دخول الهواء  $20C^{\circ}$  وخروجه  $45C^{\circ}$  ثابتة، وبتثبيت أبعاد لوح الزجاج وتثبيت زاوية الميل، وتغيير زمن بقاء الماء على اللوح وذلك عن طريق تغيير طول قسم الانتظار.

نرتب النتائج التي حصلنا عليها في الجدول التالي:

الجدول (2) علاقة طول قسم الانتظار مع عدد لفات المبادل

عدد اللفات [rol]	طول قسم الانتظار [m]
15	0.5
13	1
12	1.5
11	2
11	2.5
10	3

نرسم المخطط الذي يمثل تأثير مدة بقاء الماء على لوح الزجاج على عدد لفات المبادل الحراري فنحصل على الشكل التالي:



الشكل (5) تأثير طول قسم الانتظار على عدد لفات المبادل

نلاحظ من الشكل أنه بزيادة طول قسم الانتظار وبالتالي زمن بقاء الماء على لوح الزجاج تنخفض عدد لفات المبادل الحراري المستخدم مع ملاحظة ثبات عدد اللفات عند تغيير طول قسم الانتظار بين 2m-2.5m.

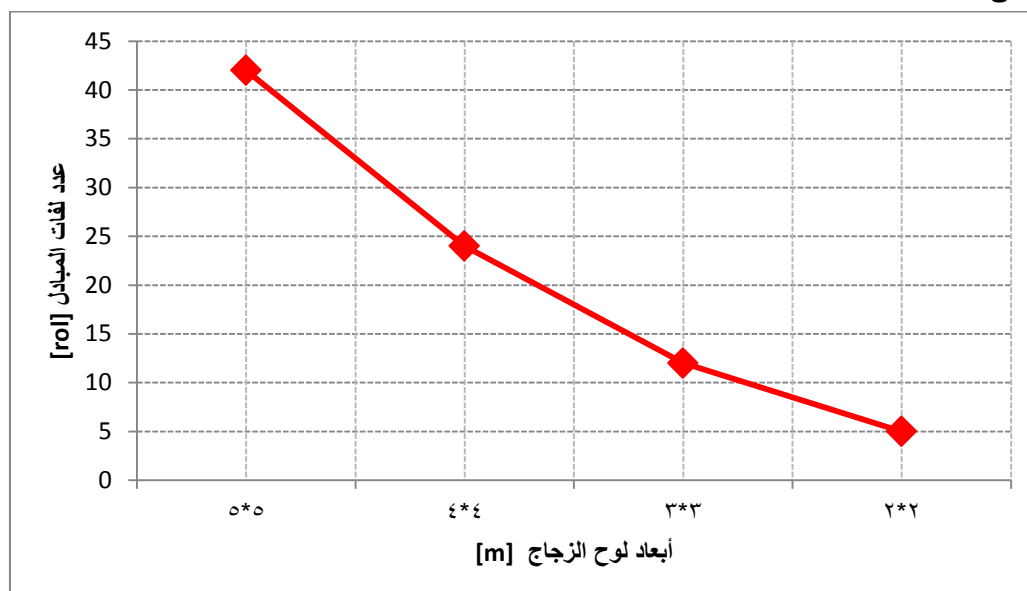
ثالثاً: مجموعة التجارب الثالثة: تأثير أبعاد اللوح الزجاجي:

نفرض أن درجة حرارة دخول وخروج الهواء ثابتة، ومع تثبيت زمن بقاء الماء على اللوح واعتبار زاوية الميل ثابتة وتساوي  $80^{\circ}$ ، وتغيير مساحة سطح لوح الزجاج فنحصل على الجدول التالي:

الجدول (3) علاقة أبعاد اللوح مع عدد لفات المبادل

أبعاد لوح الزجاج (m*m)	5*5	4*4	3*3	2*2
عدد لفات المبادل الحراري [rol]	42	24	12	5

ولتبيان العلاقة بين أبعاد لوح الزجاج وعدد لفات المبادل الحراري نرسم المخطط الممثل لعلاقة الأبعاد مع عدد اللفات نحصل على الشكل:



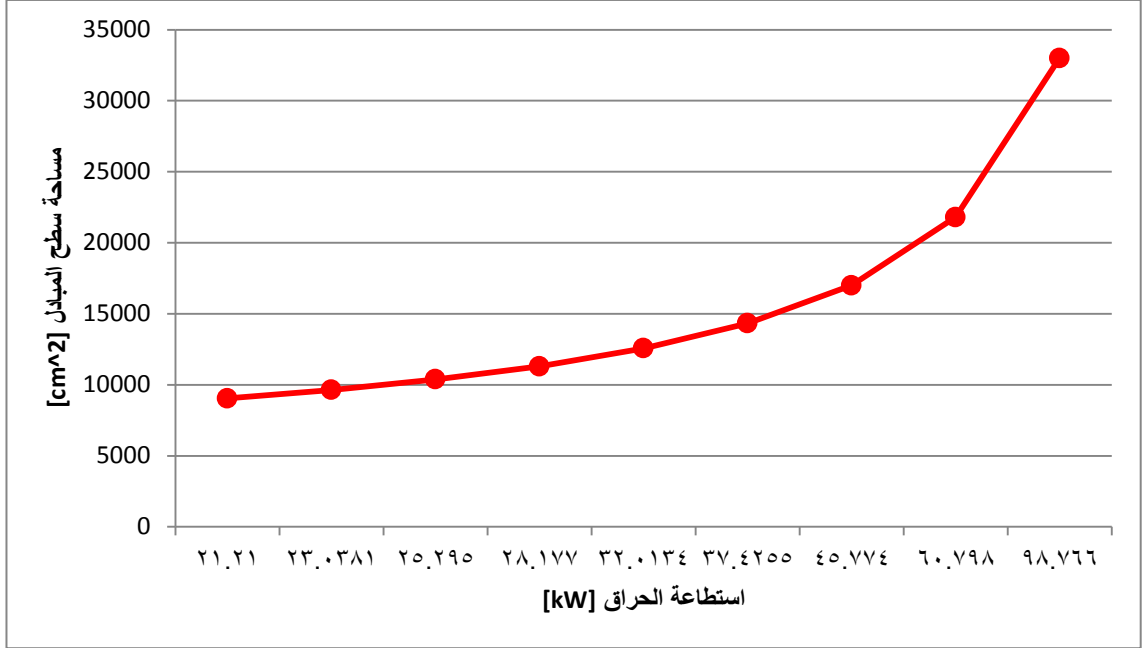
الشكل (6) تأثير أبعاد اللوح على عدد لفات المبادل

نلاحظ من المخطط أنّ عدد لفات المبادل الحراري تزداد بزيادة مساحة سطح لوح الزجاج. رابعاً: مجموعة التجارب الرابعة: تأثير استطاعة الحراق على مساحة سطح المبادل: بفرض أنّ درجة حرارة دخول الهواء إلى المبادل الحراري وخروجه ثابتة، مع ثبات مساحة سطح لوح الزجاج (3\*3)m، وزمن بقاء الماء على اللوح، وتغيير استطاعة الحراق وذلك عن طريق أخذ قيم مختلفة لزواوية ميل اللوح الزجاجي ضمن المجال (10°-90°)، ونرتب النتائج في الجدول التالي:

الجدول (4) علاقة استطاعة الحراق مع مساحة سطح المبادل

مساحة سطح المبادل cm <sup>2</sup>	استطاعة الحراق
9040	21.21
9640	23.0381
10380	25.295
11300	28.177
12570	32.0134
14330	37.4255
17000	45.774
21800	60.798
33000	98.766

ولدراسة تأثير استطاعة الحرق على مساحة سطح المبادل نرسم المخطط التالي:



الشكل (7) تأثير استطاعة الحراق على مساحة سطح المبادل

يتبين بشكل ملحوظ أنه بزيادة استطاعة الحراق ازدادت مساحة سطح المبادل الحراري.

### الاستنتاجات والتوصيات:

بناءً على ما تقدم قد تبين بشكل واضح تأثير كل من زاوية ميل لوح الزجاج، وأبعاد اللوح، وزمن بقاء الماء على اللوح، إضافة إلى تأثير استطاعة الحراق على تصميم المبادل الحراري، والذي ينعكس بدوره على تخفيض تكلفة تصنيع الآلة من جهة، وترشيد استهلاك الطاقة من جهة أخرى.

ومن خلال تحليل التجارب المنفذة على البرنامج خلص الباحث إلى ما يلي:

1. مع تناقص زاوية ميل لوح الزجاج تزداد عدد لفات المبادل، ويتبين من الشكل (4) أنّ زاوية ميل لوح الزجاج يجب أن تكون  $80^{\circ}$  لما يتحقق من عدد لفات للمبادل أقل ما يمكن، وعند الزاوية المذكورة يتحقق اتزان لوح الزجاج على الآلة، أما عند الزاوية  $90^{\circ}$  عدد لفات المبادل أقل، ولكن لوح الزجاج غير متزن أثناء سيره على الآلة وقد ينزلق ويتحطم.
2. مع ازدياد طول قسم الانتظار، وبالتالي زمن بقاء الماء على اللوح ينخفض عدد لفات المبادل كما هو مبين في الشكل (5)، حيث يتضح أنه عند البعدين 2m و 2.5m عدد اللفات ثابتة، لذلك يجب أن يكون طول قسم الانتظار لا يزيد عن 2m لأنه عند 2.5m نحتاج لتصنيع الآلة لمحاور دوارة أكثر وبالتالي كلفة تصنيع أكبر.
3. بزيادة أبعاد لوح الزجاج تزداد عدد لفات المبادل الحراري.
4. بالعودة للمخطط (7) نلاحظ أنه بزيادة استطاعة الحراق تزداد مساحة سطح المبادل الحراري، لذلك يُنصح بأن تكون زاوية الميل  $80^{\circ}$  لأن استطاعة الحراق تكون أقل عند هذه الزاوية، وبالتالي استهلاك الطاقة الكهربائية أقل، علاوة على ذلك تكون مساحة سطح المبادل الحراري أقل الأمر الذي يؤدي إلى تقليص في تكلفة تصنيع الآلة.

## المراجع

- [1] BINGHAM, P.; WALLENBERGER, F. *Fiberglass and Glass Technology: Energy-Friendly Compositions and Applications*. Springer, 2009, 474.
- [2] CHAPMAN, S. J. *MATLAB Programming for Engineers*. Cengage Learning, 2015, 672.
- [3] SKRABEC, Q. *Michael Owens and the glass industry*. Pelican Publishing, 2006, 320.
- [4] محمود، د. حبيب؛ دياب، د. ياسر؛ سعيد، م. مي. دراسة تأثير زاوية ميل اللوح على التصميم التكنولوجي لخط غسل وتجفيف ألواح الزجاج. جامعة تشرين، 2009، 133.
- [5] LEACH, J. A. *Engineering Thermodynamics*. Juta and Company Ltd, 2007, 164.
- [6] SUKHATME, S. P. *A Textbook on Heat Transfer*. Universities Press, 2005, 396.
- [7] THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. CRC Press, 2013, 1260.
- [8] KREITH, F.; MANGLIK, R. M. *Principles in Heat Transfer*. Cengage Learning, 2016, 784.
- [9] SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, 2003, 941.
- [10] SMITH, E. M. *Advances in thermal design of heat exchangers*. Wiley, 2005, 513.