

دراسة تأثير البارامترات الهندسية والهيدروليكية في المبادل الحراري الاسترجاعي الحلزوني في دارة التبريد الضاغطة البخارية أحادية المرحلة لوسائط تبريد مختلفة

د.م. سهيل مرشدة* و م. بيداء بودقه*

الملخص

تعدّ المبادلات الحرارية من أهم الأجهزة الهندسية وتستخدم في العديد من التطبيقات، مثل محطات الطاقة، والمفاعلات النووية، وأنظمة تكييف الهواء، وأنظمة استرجاع الحرارة، والصناعات الغذائية، والتبريد. وتعمل المبادلات الحرارية الاسترجاعية في دارات التبريد أحادية المرحلة على نقل الطاقة الحرارية من بخار وسيط التبريد الذي يغادر المبخر إلى سائل وسيط التبريد القادم من المكثف، ولها عدة أنواع تختلف بالتصميم، وبالكفاءة الناتجة عنها في عملية انتقال الحرارة. ويعدّ المبادل الحراري الحلزوني (Helical Coil Heat Exchanger) من أفضل المبادلات الحرارية الموجودة، وذلك للكفاءة العالية التي يتمتع بها في انتقال الحرارة نظراً لمساحة سطح التبادل الحراري الكبير الذي يشغله المبادل ضمن حيز صغير، والقيم العالية لمعاملات انتقال الحرارة. ويصمّم المبادل ليتلاءم مع التطبيقات المطلوبة، ولأنواع مختلفة من الوسائط. البحث الحالي يوضح تأثير البارامترات الهندسية المختلفة في سطح المبادل الحراري الحلزوني المستخدم كمبادل استرجاعي في دارة التبريد أحادية المرحلة.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري الحلزوني، المبادل الحراري الاسترجاعي، دارة التبريد، وسيط التبريد.

* أستاذ مساعد، قسم هندسة الميكانيك العام، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق.

* مهندسة، قسم هندسة الميكانيك العام، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة دمشق.

Study the effect of Geometry and hydraulic Parameters of Helical Coil Heat Exchanger in One Stage Compression Refrigeration Cycle with multi refrigerants

Dr. Suhel Marche* and Eng. Baydaa F.Bodakkah*

Abstract

Heat exchangers are the important engineering systems with wide variety of applications including power plants, nuclear reactors, air-conditioning systems, heat recovery systems, food industries and refrigeration. Heat exchangers in one stage refrigeration cycle use to exchange energy between the cool gaseous refrigerant leaving the evaporator and warm liquid Refrigerant exiting the condenser, and this kind of heat exchangers called Liquid suction heat exchanger (LSHX), which have a different types in the design and effectiveness. Helical coil configuration is very effective in heat exchangers because they can accommodate a large heat transfer area in a small space, with high heat transfer coefficients. Exchangers designed to fit variety of applications with multi refrigerants. This paper deals with the parametric analysis of the helical coiled heat exchanger which used as Liquid suction heat exchanger.

Keywords: Liquid suction heat exchanger, Helical coil heat exchanger, Refrigeration cycle, Refrigerant.

* Assist. Prof. Department of General Mechanical, F.M.E.E. Damascus University.

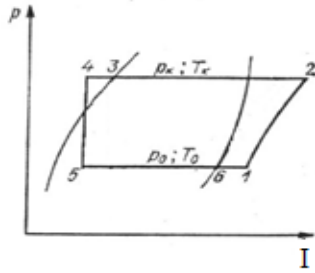
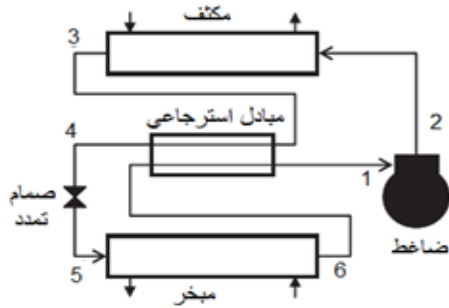
* Engineer, General Mechanical, Dpt. F.M.E.E. Damascus University.

المقدمة

تعمل ومحطات التبريد وآلاته على نقل الحرارة من الفراغ المراد تبريده إلى الوسط المحيط الذي يكون ذا درجة حرارة أعلى. وتكون هذه الحرارة ناتجة عن الحرارة الصادرة عن محتوى الفراغ المراد تبريده فضلاً عن الحرارة الناتجة عن عمل الضاغط في نظام التبريد الانضغاطي، ومن ثم ستطرح كامل الحرارة الناتجة إلى الوسط المحيط. تتألف دائرة التبريد كما في الشكل (1) من ضاغط ومكثف وصمام تمدد فضلاً عن المبخر. يجب أن يتمتع جسم التشغيل المستخدم فيها بخواص ترموديناميكية جيدة، ومثال على هذه الوسائط الأمونيا والفيروونات [3].

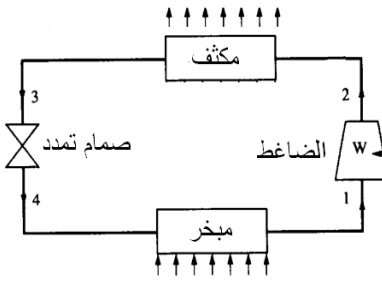
(LSHX) بعد المكثف يقوم بتبريد سائل وسيط التبريد القادم من المكثف على حساب تحميص بخار وسيط التبريد الخارج من المبخر إلى الضاغط. الطريقة الرابعة: وهي عمل انضغاط متعدد المراحل وتبريد غاز التبريد المحمص في مبادل حراري باستخدام ماء إلى درجة حرارة الإشباع [1].

تطرقنا في بحثنا المرجعي هذا إلى دراسة البارامترات الهندسية والهيدروليكية المؤثرة في سطح التبادل الحراري للمبادلات الحرارية الاسترجاعية العاملة في آلات التبريد البخارية أحادية المرحلة، الشكل التوضيحي لهذه الآلة مع تمثيل دورة عملها على مخطط I-P مبين في الشكل (2).



الشكل (2) دورة تبريد أحادية المرحلة [4] ومخطط I-P [1]

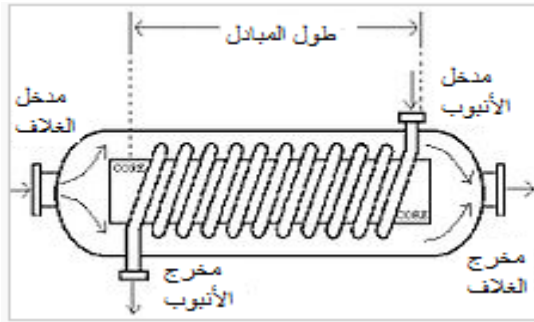
تعدّ المبادلات الحرارية من أهم الأجهزة الهندسية التي تستخدم في العديد من التطبيقات، بما فيها محطات الطاقة، والمفاعلات الذرية، ودارات التبريد، وأنظمة التكييف، والاسترجاع الحراري، والعمليات الكيميائية والصناعات الغذائية وغيرها من التطبيقات وبعدّ المبادل الحراري (LSHX) من أهم العناصر المستخدمة في دورة التبريد لأنه يعدّ كأداة لحماية مكونات النظام من خلال



الشكل (1) دورة تبريد أحادية المرحلة بسيطة (من دون مبادل استرجاعي).

لتحسين أداء آلة التبريد الانضغاطية البخارية أحادية المرحلة تستخدم عدة طرائق. الطريقة الأولى: وهي تبريد سائل وسيط التبريد بعد خروجه من المكثف إلى درجة حرارة أقل من درجة حرارة الإشباع المقابلة لضغط التكثيف (تبريد عميق أو دوني بعد المكثف Sub-cooling).

الطريقة الثانية هي أن يحمص بخار وسيط التبريد داخل المبخر بمقدار معين، ويخرج بخار وسيط التبريد محمصاً بدرجة حرارة أعلى من درجة حرارة الإشباع المقابلة لضغط التبخير، أي أنّ زيادة الإنتالبي لبخار وسيط التبريد تتم داخل المبخر (تحميص مفيد لبخار وسيط التبريد Superheating). الطريقة الثالثة: وهي إضافة مبادل حراري استرجاعي (Liquid suction heat exchanger)



الشكل (3) المبادل الحراري الحلزوني [8]

يمتلك المبادل الحراري الحلزوني الميزات الآتية [7]:

1- يؤثر الشكل الحلزوني للمبادل في كلا الواسطين من جهة الأنابيب، ومن جهة الغلاف بقوة طرد مركزي، وجريان ثانوي يؤدي إلى تحسين عملية انتقال الحرارة على كلا الجانبين.

2- يعطي الوسيط الثاني الذي يدخل المبادل عن طريق المحيط ويتحرك باتجاه المركز خلال ممرات منحنية وفق مقطع عرضي ثابت الوسيط حركة حلزونية.

3- يكون جريان الوسيط مضطرباً بشكل كامل حتى عند سرعات منخفضة، مما يحسن من انتقال الحرارة.

4- يتطلب المبادل الحلزوني مساحة أصغر ليحقق النتائج نفسها التي تحققها أنواع أخرى من المبادلات.

5- يؤمن عملية الدخول الفضلى للوسيط دون الحاجة لأي معدات مساعدة.

1. الحسابات الحرارية والهندسية لمبادل حراري

(LSHX) حلزوني

من أجل الانطلاق في حساب أي مبادل حراري لابد من توفر مجموعة من المعطيات التي تكون أساسية للمباشرة بعملية التصميم، ويعدّ الحمل الحراري المطبق على المبادل من أهمها (Q)، أضف إلى ذلك معرفة نوع وسيط التبريد المستخدم ضمن الدارة، ودرجة حرارة الغليان والتكاثف، وهناك مجموعة أخرى من المعطيات التي سوف

ضمان دخول سائل إلى صمام التمدد وبخار إلى الضاغط. إذ يعمل على نقل الحرارة بين وسطين متحركين، وذلك عند درجات حرارة مختلفة. ينسب هذا النوع من المبادلات إلى المبادلات السطحية [5]. هذه المبادلات من الممكن أن تؤدي (في بعض الحالات) إلى تحسين أداء النظام، وفي حالات تخفض من أداء النظام وقد أظهرت الدراسات أن الضياعات الصغيرة في الضغط من جهة الضغط المنخفض تفيد الأنظمة العاملة على R507A, R134a, R12, R404A, R290, R410A و R407C, R600 (LSHX) يكون غير مفيد في الأنظمة العاملة على R22 و R32, R717 [6].

هناك العديد من الأنواع للمبادلات الحرارية المستخدمة في دارات التبريد (LSHX)، وفي المدة الأخيرة أخذت عملية التدفق في الأنابيب المنحنية تستقطب انتباهاً شديداً، فظهرت المبادلات الحرارية الحلزونية التي يتدفق فيها وسيط التبريد عبر أنابيب منحنية، فتتسبب قوة طاردة مركزية تؤدي إلى نشوء جريان ثانوي في الأنابيب يحسن من عملية انتقال الحرارة. تعدّ قوة الجريان الثانوي المشكلة تابعاً لقطر الأنابيب وقطر اللفة. وقد أشارت العديد من الدراسات إلى أنّ الأنابيب الحلزونية تتفوق على الأنابيب المستقيمة في عملية انتقال الحرارة [7]. يتألف المبادل الحلزوني من حلزون واحد أو أكثر، يتدفق ضمنه السائل ذو الضغط ودرجة الحرارة العليا. ويتوضع هذا الحلزون ضمن غلاف، ويتحرك حوله الوسيط ذو الضغط ودرجة الحرارة الأدنى. تحسب مساحة سطح التبادل الحراري بحيث يلائم المكان المراد أن يتوضع المبادل فيه [7].

عدد براندل:

$$Pr_f = \frac{\rho_f \cdot c_f \cdot \mu_f}{\lambda_f} \quad (7)$$

c_f : الحرارة النوعية عند ضغط ثابت لسائل وسيط التبريد
 $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

λ_f : معامل التوصيل الحراري لسائل وسيط التبريد
 $[W/m \cdot K]$

يتحدد نصف قطر الحلزون وفق المحور المتوضعة عليه مراكز الأنابيب بالعلاقة الآتية:

$$R_{zm} = 0.5 D_c + S + 0.5 d_{out} \quad (8)$$

إذ:

D_c : القطر الخارجي للقلب الأسطواني الوسطي.

S : مسافة الأمان للصفحة الضيقة بين القلب الاسطواني ولفات الحلزون.

نحدّد الآن طبيعة الجريان للسائل بالعودة إلى حساب عدد رينولدز الحرج [2]:

$$Re_{cr1} = 18500 (d_{in}/(2 * R_{zm}))^{0.28} \quad (9)$$

المضطرب

$$Re_{cr2} = 16.4 \sqrt{d_{in}/R_{zm}} \quad (10)$$

الصفائحي

وغالباً ما تكون $Re_{cr1} < Re_f$ وعندها نستخدم العلاقة الآتية لحساب عدد نوسلت [2]:

$$Nu_f = 0.021 \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.43} \cdot \epsilon_{uz} \quad (11)$$

ϵ_{uz} معامل تأثير يأخذ بالحسبان تأثير انحناء (تقوس) الأنبوب في انتقال الحرارة.

$$\epsilon_{uz} = 1 + 1.77 d_{in}/R_{zm} \quad (12)$$

ومن ثمّ فإنّ معامل انتقال الحرارة من جهة سائل وسيط التبريد:

$$\alpha_f = Nu_f \cdot \lambda_f / d_{in} \quad (13)$$

6- معامل انتقال الحرارة من جهة البخار:

مساحة الفراغ الذي يتحرك بداخله البخار:

تشير إليها في سياق التصميم (شكل الأنابيب مستقيمة أم حلزونية، أقطارها، أملاء أم مريشة).

1- نختار بداية أبعاد الحلزون المطلوبة في إجراء الحسابات.

2- نحدّد تدفق سائل وسيط التبريد f من العلاقة:

$$G_f = Q / (i_{f1} - i_{f2}) \quad (1)$$

i_{f1} , i_{f2} : انتالبي سائل وسيط التبريد الداخل إلى المبادل الحراري والخارج منه.

3- نحدد تدفق بخار وسيط التبريد:

حالة آلة التبريد أحادية المرحلة فإن:

تدفق البخار = تدفق السائل، أي:

$$G_s = G_f \quad (2)$$

4- نحدد الآن الخواص الفيزيائية للوسطين (السائل

والبخار) عند درجة الحرارة الوسطية لكل وسط:

$$t_{fm} = \frac{t_{f1} + t_{f2}}{2}, \quad t_{sm} = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} \quad (3)$$

t_{fm} : درجة الحرارة الوسطية لسائل وسيط التبريد [°C].

t_{sm} : درجة الحرارة الوسطية لبخار وسيط التبريد [°C].

5- نحدّد الآن معامل انتقال الحرارة من جهة سائل وسيط

التبريد، ومن أجل هذه الغاية:

نحسب بداية المقطع العرضي للأنبوب بحسب قيمة القطر الداخلي:

$$F_p = \pi \frac{d_{in}^2}{4} \quad (4)$$

ومن ثمّ نحسب سرعة سائل وسيط التبريد ضمن الأنبوب:

$$w_f = \frac{G_f}{\rho_f \cdot F_p} \quad (5)$$

ρ_f : كثافة سائل وسيط التبريد [kg/m³].

نحسب عدد رينولدز:

$$Re_f = \frac{w_f \cdot d_{in}}{\nu_f} \quad (6)$$

ν_f : اللزوجة الحركية لسائل وسيط التبريد [m²/s].

$$\ln((t_{f2} - t_{s1}) / (t_{f1} - t_{s2})) \quad (22)$$

9- مساحة سطح التبادل الحراري:

$$F_{he1} = Q / K \cdot \theta_m \quad (23)$$

10- نأخذ 20 % زيادة على قيمة F_{he1} كمعامل أمان:

$$F_{he} = 1.2 F_{he1} \quad (24)$$

11- طول أنبوب المبادل الحراري:

$$L = F_{he} / \pi \cdot d_{out} \quad (25)$$

12- عدد لفات الحلزون:

$$n = L / (2\pi R_{zm}) \quad (26)$$

13- ارتفاع الحلزون:

$$H = n \cdot st \quad (27)$$

إذ : $st=0.05$ خطوة لفة الحلزون .

14- طول أنبوب التبادل الحراري مع الأخذ بالحسبان التسامحات لأجزاء الحلزون عند المدخل والمخرج:

$$L_R = L + 2L_1 \quad (28)$$

$L_1 = 0.5 m$: طول السماحية من جهة واحدة.

15- ضياع الضغط من جراء الاحتكاك [10]:

$$\Delta P_{T1} = \xi \cdot \rho_f \cdot w_f^2 \cdot L_R / 2 \cdot d_{in} \quad (29)$$

$\xi = 0.025$ معامل المقاومة عند الجريان المضطرب.

16- ضياعات الضغط لتذليل الضياعات المكانية عند الجريان الدوراني للسائل داخل الحلزون:

$$\Delta P_{m1} = \xi_1 \cdot \rho_f \cdot w_f^2 \cdot n / 2 \quad (30)$$

$\xi_1 = 0.4$ معامل المقاومة الكلي عند انعطاف التيار بمقدار 360 في اللفة الواحدة.

n : عدد لفات الحلزون

17- الضياعات الهيدروليكية الكلية:

$$\Delta P_{TP1} = \Delta P_{T1} + \Delta P_{m1} \quad (31)$$

18- الضياعات الهيدروليكية في الفراغ الكائن بين الأنابيب (بمجرى البخار) بفرض قطر فوهة دخول البخار

$$D_y = 80 \text{ mm} \text{ وخروجه من المبادل الحراري}$$

19- مساحة مقطع فوهة الدخول:

$$f = \pi D_y^2 / 4 \quad (32)$$

20- سرعة البخار في الفوهة:

$$F_{mtp} = \frac{\pi(D_i^2 - D_c^2)}{4} - 2 \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot R_{zm} \quad (14)$$

إذ D_i : القطر الداخلي لغلاف المبادل الحراري الاسترجاعي (قيمة مفترضة).
سرعة البخار:

$$w_s = \frac{G_s}{\rho_s \cdot F_{mtp}} \quad (15)$$

ρ_s : كثافة بخار وسيط التبريد $[kg/m^3]$.

نحسب عدد رينولدز:

$$Re_s = \frac{w_s \cdot d_{out}}{\nu_s} \quad (16)$$

ν_s : اللزوجة الحركية لبخار وسيط التبريد $[m^2/s]$.

عدد براندل:

$$Pr_s = \frac{\nu_s \cdot c_s \cdot \rho_s}{\lambda_s} \quad (17)$$

c_s : الحرارة النوعية عند ضغط ثابت لبخار وسيط التبريد $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

λ_s : معامل التوصيل الحراري لبخار وسيط التبريد $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

إذا كانت قيمة $Res > 2 \cdot 10^4$ فالجريان مضطرب،
وعندها نحسب نوسلت [10]:

$$Nu_s = 0.23 Re_s^{0.65} \cdot Pr_s^{0.33} \quad (18)$$

أما معامل انتقال الحرارة من جهة بخار وسيط التبريد فهو:

$$\alpha_s = Nu_s \cdot \lambda_s / d_{out} \quad (19)$$

7- معامل انتقال الحرارة الكلي بعد الأخذ بالحسبان المقاومة الحرارية لجدار الأنبوب:

$$R_w = \delta_w / \lambda_w \quad (20)$$

λ_w : معامل التوصيل الحراري لمعدن انبوب الحلزون.

δ_w : سماكة الأنبوب.

نحسب الآن معامل الانتقال الحراري الكلي K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_w + \frac{1}{\alpha_f} \cdot \frac{d_{out}}{d_{in}}} \quad (21)$$

8- نحدد فرق درجتي الحرارة الوسطي اللوغاريتمي:

$$\theta_m = \{ (t_{f2} - t_{s1}) - (t_{f1} - t_{s2}) \} /$$

$$t_{s1} = t_6 = -6^{\circ}\text{C} , t_{s2} = t_1 = 9^{\circ}\text{C}$$

$$t_{f1} = t_3 = 50^{\circ}\text{C} , t_{f2} = t_4 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$t_{sm} = 1.5^{\circ}\text{C} , t_{fm} = 45^{\circ}\text{C}$$

بفرض أننا نختار حلزوناً مصنوعاً من أنابيب فولاذية قطرها $(d_{in}, d_{out})K (38 \times 2 \text{ mm})$ أي أن: $d_{out} = 38 \text{ mm}$, $d_{in} = 34 \text{ mm}$ ملفوفة على قلب أسطواني قطره $(Dc=219 \text{ mm})$ ، يتوضع بين الحلزون والقلب الأسطواني صفيحة فاصلة ضيقة سماكتها $(S=4\text{mm})$ ، أما الغلاف للمبادل فمصنوع من أنبوب منتج بلا لحام قطراه (Di, Do) مثلاً $(325 \times 8 \text{ mm})$ ، يجري سائل R22 داخل الحلزون في حين يتحرك بخار R22 في الاتجاه المعاكس في الفراغ بين الحلزون والغلاف.

من جداول ASHRAE [9] لوسيط التبريد R22 نجد:

| البارامتر | بخار R22 | سائل R22 |
|---------------------------------|-----------|----------|
| $t_m [^{\circ}\text{C}]$ | 1.5 | 45 |
| $\rho [kg/m^3]$ | 22.297 | 1105.8 |
| $c_p [\frac{kJ}{kg \cdot K}]$ | 0.75075 | 1.3725 |
| $\mu [pa \cdot s]$ | 0.0000118 | 0.000131 |
| $\lambda [\frac{W}{m \cdot K}]$ | 0.0095975 | 0.0778 |

بتعويض المعطيات السابقة نحصل على النتائج الآتية:

$$G_s = G_f = 0.5102 [kg/s]$$

$$F_p = 0.0009079 [m^2]$$

$$w_f = 0.5082 [m/s]$$

$$R_{zm} = 0.1325 [m]$$

$$Re_{cr1} = 10411$$

$$Re_{cr2} = 32.38$$

$$Re_f = 145738$$

$$Nu_f = 591.9$$

$$\epsilon_{uz} = 1.454$$

$$\alpha_f = 1.354 [kW/m^2 \cdot K]$$

$$F_{mtp} = 0.005686 [m^2]$$

$$w_s = 4.027 [m/s]$$

$$Re_s = 287484$$

$$Pr_s = 0.9277$$

$$Nu_s = 792.6$$

$$w_n = G_s / \rho_s \cdot f \quad (33)$$

21- مجموع المقاومات المكانية على المدخل والمخرج للبخار إلى المبادل الحراري [10]:

$$\Delta P_{m2} = \xi_2 \cdot \rho_s \cdot w_s^2 \cdot x / 2 \quad (34)$$

$\xi_2 = 1.5$ معامل المقاومة المكانية.

$x = 2$ عدد المداخل والمخارج.

22- ضياع الضغط على الاحتكاك:

$$\Delta P_{T2} = 0.53 n \cdot Re_s^{-0.122} \cdot \rho_s \cdot w_s^2 \quad (35)$$

n : عدد لفات الحلزون.

23- مجموع المقاومات الهيدروليكية بمسار البخار في الأنابيب:

$$\Delta P_{TP2} = \Delta P_{T2} + \Delta P_{m2} \quad (36)$$

مثال تطبيقي:

أجرينا الحسابات المطلوبة لتصميم المبادل الحراري (LSHX) الحلزوني الموافق للمعطيات الآتية:

المعطيات:

الحمل الحراري المطبق على المبادل $(Q=5 \text{ KW})$

درجة حرارة التبخر $(t_o = -6^{\circ}\text{C})$

درجة حرارة التكاثف $(t_c = 50^{\circ}\text{C})$

بداية حسابنا دائرة التبريد لوسيط التبريد R22:

من مخطط الفريون R-22 نجد:

$$t_o = -6^{\circ}\text{C} \rightarrow P_o = 4.22 \text{ bar}$$

$$t_c = 50^{\circ}\text{C} \rightarrow P_c = 20 \text{ bar}$$

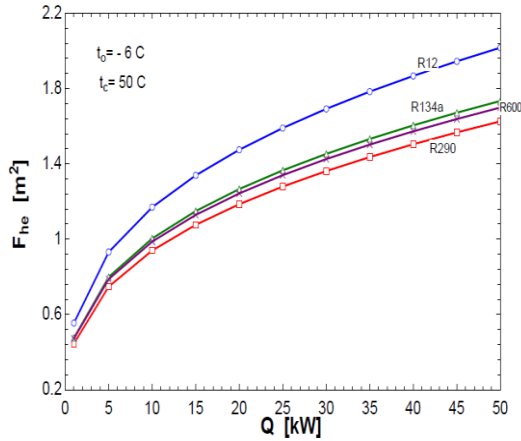
$$(مرحلة انضغاط واحدة) \quad \frac{P_c}{P_o} = 4.739 \Rightarrow \frac{P_c}{P_o} < 9$$

ومن المخطط نجد قيم انتالبي نقاط الدورة:

| رقم النقطة | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|-------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| $i [kJ/kg]$ | 632 | 675.2 | 485.5 | 475.7 | 475.7 | 622.2 |

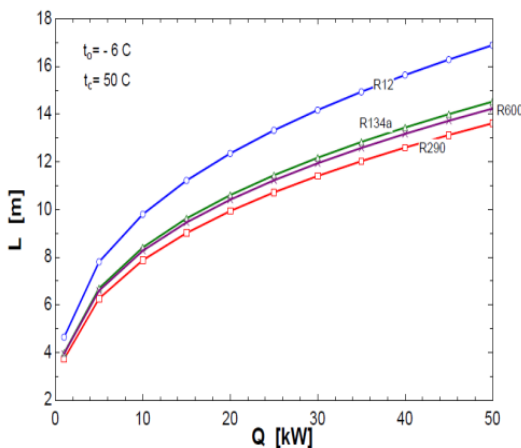
$$t_1 = t_o + 15 = 9^{\circ}\text{C} \quad \text{إذ}$$

وسائط تبريد مختلفة. وأن أفضل هذه الوسائط من حيث التوفير في مساحة سطح التبادل الحراري عند الحمل نفسه يعدّ R290.



الشكل (4) تغير F_{he} كتابع لـ Q عند استخدام وسائط تبريد مختلفة.

يبين الشكل (5) تغير طول المبادل الحلزوني المطلوب كتابع للحمل عند استخدام وسائط تبريد مختلفة. إذ وجد أن طول المبادل الحراري يزداد بازدياد الحمل المطبق، ومن أجل قيمة ثابتة للحمل فإن أقل قيمة للطول تكون عند استخدام R290، وتزداد مع استخدام R134a، و R600 وتكون أعلى قيمة لطول المبادل عند استخدام الفريون R12.



الشكل (5) تغير L كتابع لـ Q عند استخدام وسائط تبريد مختلفة.

$$R_w = 0.03846 [(m^2 \cdot K)/kW]$$

$$K = 0.1707 [kW/(m^2 \cdot K)]$$

$$\theta_m = 43.45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$F_{he1} = 0.6742 [m^2]$$

$$F_{he} = 0.809 [m^2]$$

$$L = 6.777 [m]$$

$$n = 9 [\text{لفة}]$$

$$H = 0.45 [m]$$

$$L_R = 7.777 [m]$$

$$\Delta P_{T1} = 0.8165 [kpa]$$

$$\Delta P_{m1} = 0.514 [kpa]$$

$$\Delta P_{TP1} = 1.33 [kpa]$$

$$f = 0.005027 [m^2]$$

$$w_n = 4.556 [m/s]$$

$$\Delta P_{T2} = 0.476 [kpa]$$

$$\Delta P_{m2} = 0.6937 [kpa]$$

$$\Delta P_{TP2} = 1.17 [kpa]$$

باستخدام برنامج EES (Engineering Equation Solver)

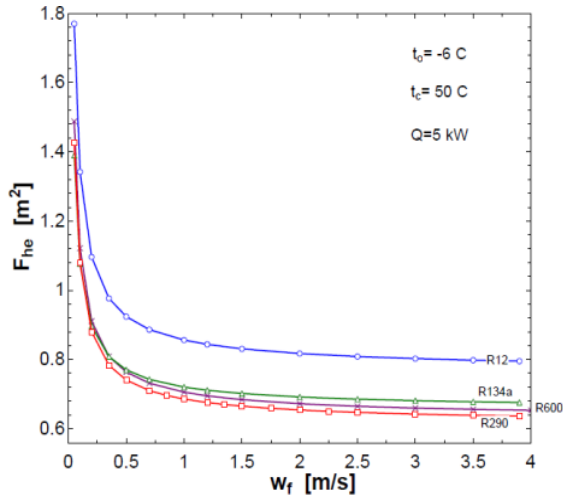
وهو برنامج يحتوي على مكتبة واسعة من مخططات وجداول مختلف وسائط التبريد المستخدمة، ويقوم بحل أشكال المعادلات الخطية واللاخطية والمعادلات التفاضلية كلها عددياً.

أعدنا حل المسألة السابقة على برنامج EES فوجدنا أننا بحاجة لمبادل بسطح تبادل $F_{he}=0.809[m^2]$ وطول $L = 7.07 [m]$ ، وعدد لفات $n = 9$ ، وهي مقاربة للحسابات اليدوية ومن ثم يمكن استخدام البرنامج لدراسة تأثير البارامترات المختلفة في المبادل الحراري المطلوب.

2. النتائج والمناقشة:

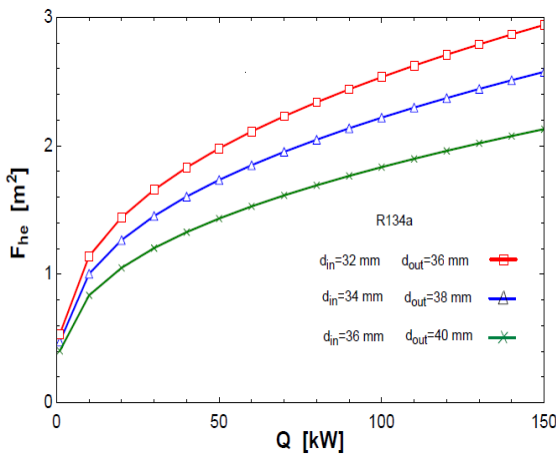
درسنا تأثير عدد من البارامترات الهندسية والهيدروليكية في سطح المبادل الحراري الحلزوني، وذلك عند ثبات قطر الأنبوب الحلزوني وأبعاد الغلاف.

يبين الشكل (4) العلاقة بين سطح التبادل الحراري للمبادل، والحمل المطبق، إذ نلاحظ أن مساحة سطح التبادل الحراري تزداد بازدياد الحمل المطبق عند استخدام



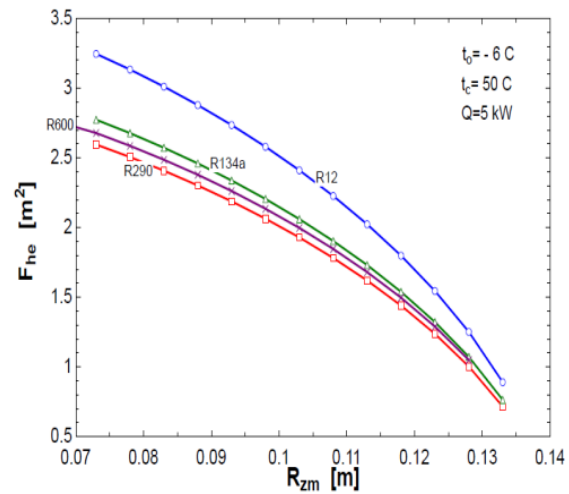
الشكل (7) تغير F_{he} كتابع لـ w_f عند وسائط تبريد مختلفة

يبين الشكل (8) علاقة سطح التبادل الحراري مع الحمل عند عدة قيم للقطر الداخلي والخارجي للأنبوب الحلزوني، وذلك لوسيط R134a. إذ نجد من الشكل أن سطح التبادل الحراري يزداد بازدياد الحمل، وأنه عند حمل معين يزداد سطح التبادل الحراري بانخفاض نصف القطر الداخلي للأنبوب الحلزوني فنلاحظ أن المساحة الكبرى لسطح التبادل توافق القطر الأصغر $d_{in} = 32 \text{ mm}$.



الشكل (8) علاقة F_{he} مع Q ، وذلك عند استخدام أقطار مختلفة.

يظهر الشكل (6) العلاقة بين سطح التبادل الحراري كتابع لنصف قطر الحلزون Rzm عند استخدام وسائط تبريد مختلفة. ونجد من الشكل أن سطح التبادل الحراري يتناقص مع ازدياد نصف قطر الحلزون، وعند قيمة ثابتة لنصف قطر الحلزون تكون أقل قيمة للسطح عند استخدام R290، وأعلىها عند استخدام R12.



الشكل (6) تغير F_{he} كتابع لـ R_{zm} عند عدة وسائط تبريد

نلاحظ من الشكل (7) علاقة سطح التبادل الحراري للمبادل مع سرعة سائل وسيط التبريد، وذلك عند قيمة ثابتة للحمل المطبق ولعدة وسائط تبريد. ومن الشكل نجد أنه عند سرعات أقل من (0.5 m/s) يتناقص سطح التبادل الحراري تناقصاً كبيراً مع ازدياد السرعة. وعند سرعات أكبر من (0.5 m/s) ، وأصغر من (1 m/s) يحدث انخفاض بطيء في سطح التبادل الحراري مع ازدياد السرعة، وعند سرعات أعلى من (1 m/s) وجد أن مساحة سطح التبادل الحراري تكون ثابتة تقريباً مع ازدياد سرعة سائل وسيط التبريد. أما عند قيمة ثابتة للسرعة فأقل قيمة للسطح عند استخدام وسيط R290 مقارنة ببقية وسائط تبريد وأعلىها عند استخدام R12.

الرموز المستخدمة:

| | |
|--------------------|--|
| ΔP_{TP1} | الضياعات الهيدروليكية الكلية للسائل داخل الأنبوب [kpa] |
| ΔP_{T2} | ضياعات الضغط على الاحتكاك لمجرى البخار [kpa] |
| ΔP_{TP2} | الضياعات الهيدروليكية الكلية لمجرى البخار [kpa] |
| ΔP_{m2} | ضياعات الضغط المكانية لمجرى البخار [kpa] |
| F | مساحة مقطع فوهة دخول البخار [mm ²] |
| X | عدد المداخل والمخارج لبخار وسيط التبريد |
| st | خطوة لفة الحلزون |
| F_{mtp} | مساحة الفراغ المملوء البخار بداخله [m ²] |
| R | المقاومة الحرارية [m ² .K/W] |
| الرموز اللاتينية | |
| ρ | كثافة وسيط التبريد [kg/m ³] |
| θ | اللزوجة الحركية لوسيط التبريد [m ² /s] |
| λ | معامل التوصيل الحراري لوسيط التبريد [W/m.K] |
| ε_{uz} | معامل تأثير تقوس الأنبوب |
| α | معامل انتقال الحرارة [W/m ² .K] |
| θ | فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي [°C] |
| δ | سماعة الأنبوب [mm] |
| ξ | معامل المقاومة عند الجريان المضطرب |
| ξ_1 | معامل المقاومة الكلي عند انعطاف التيار 360° في اللفة |
| ξ_2 | معامل المقاومة المكانية |
| الأعداد اللابعدية | |
| Re | عدد رينولدز |
| Pr | عدد براندل |
| Nu | عدد نوسلت |
| الدليل السفلي | |
| F | سائل وسيط التبريد |
| S | بخار وسيط التبريد |
| 1 | بارامترات الدخول إلى المبادل الحراري |
| 2 | بارامترات الخروج من المبادل الحراري |
| M | بارامترات وسطية ضمن المبادل |
| Cr | الحرج |
| W | مادة جدار أنبوب الحلزون |
| N | فوهة البخار |

| الرمز | الوصف |
|-----------------|--|
| Q | الحمل المطبق على المبادل الحراري [kW] |
| t_0 | درجة حرارة التبخر [°C] |
| t_c | درجة حرارة التكاثف [°C] |
| T | درجة حرارة وسيط التبريد |
| P_o | ضغط التبخر [bar] |
| P_c | ضغط التكاثف [bar] |
| d_{in} | القطر الداخلي للأنبوب الحلزوني [mm] |
| d_{out} | القطر الخارجي للأنبوب الحلزوني [mm] |
| De | قطر القلب الأسطواني الملفوف عليه الحلزون [mm] |
| S | سماعة الصفيحة بين القلب الأسطواني والحلزون [mm] |
| Di | القطر الداخلي لغللاف المبادل [mm] |
| Do | القطر الخارجي لغللاف المبادل [mm] |
| D_y | قطر فوهة دخول البخار وخروجه [mm] |
| G | تدفق وسيط التبريد ضمن المبادل [kg/s] |
| i | انتالبي وسيط التبريد [kJ/kg] |
| F_p | مساحة المقطع العرضي للأنبوب الحلزوني [m ²] |
| w | سرعة وسيط التبريد ضمن المبادل [m/s] |
| C | السعة الحرارية لوسيط التبريد [kJ/kg.K] |
| R_{zm} | نصف قطر الحلزون mm |
| K | معامل الانتقال الحراري الكلي [W/m ² .K] |
| F_{he} | مساحة سطح التبادل الحراري [m ²] |
| L | طول أنبوب المبادل [m] |
| L_R | طول أنبوب المبادل مع الأخذ بالحسيان التسامحات [m] |
| L_1 | طول السماحية من جهة واحدة [m] |
| n | عدد لفات الحلزون [لفة] |
| H | ارتفاع الحلزون [m] |
| ΔP_{T1} | ضياعات الضغط على الاحتكاك للسائل داخل الأنبوب [kpa] |
| ΔP_{m1} | ضياعات الضغط المكانية للسائل داخل الأنبوب [kpa] |

المراجع REFERENCES

1. د. نديم مخيبر، د. علي عيسى. 2008. هندسة التبريد منشورات جامعة دمشق.
2. د. نديم مخيبر، د سهيل مرشدة. 1997. مسائل في انتقال الحرارة. منشورات جامعة دمشق.
3. Kaushik, S. C. ,& Singh, M. (1995). Feasibility and Design Studies for Heat Recovery from a Refrigeration System With a Canopus Heat Exchanger. In Heat Recovery Systems & CHP (Vol. 15, No. 7, pp. 665-673). Britain: Elsevier Science Ltd.
4. Christian J. L. Hermes. (2013). Alternative Evaluation of Liquid-to-Suction Heat Exchanger in the Refrigeration Cycle. International Journal of Refrigeration, 36, 2119-2127.
5. Domanski, P. A., Didion, D. A., & Doyle, J. P. (1992). Evaluation of Suction Line-Liquid Line Heat Exchanger in the Refrigeration Cycle. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 149.
6. Klein, S. A., Reindle, D. T., & Brownell, K. (2000). Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers. International Journal of Refrigeration, Vol. 23, Part 8, pp. 588-596.
7. Pramod S. Purandare, Mandar M. Lele, & Rajkumar Gupta. (2012, October). Parametric Analysis of Helical coil Heat Exchanger. International Journal of Engineering & Technology (IJERT), Vol. 1, Issue 8.
8. Haraburda, & Scott, S. (1995, July). Three-Phase Flow? Consider Helical-Coil Heat Exchanger. Chemical Engineering, 102 (7), 149-151.
9. ASHRAE Fundamentals (SI), Ch. 19: "Thermophysical Properties of Refrigerant". (1997).
10. Тепловы и конструктивные расеты холодильных Машин. Е·М·Бамбушек Н·Н·Бухарин ,.....-мшиностроение-1987.

| | | |
|--------------------|------------|------------------|
| Received | 2015/09/22 | إيداع البحث |
| Accepted for Publ. | 2016/03/03 | قبول البحث للنشر |